

**Möglichkeiten  
zur Wirkungsgradoptimierung  
von Stufenlosgetrieben**

Vom Fachbereich Maschinenbau  
der Universität Hannover  
zur Erlangung des akademischen Grades  
Doktor-Ingenieur  
genehmigte  
**Dissertation**

von  
**Dipl.-Ing. Walter Sladek**  
geboren am 23.01.1973 in Siegburg



**Möglichkeiten  
zur Wirkungsgradoptimierung  
von Stufenlosgetrieben**

Vom Fachbereich Maschinenbau  
der Universität Hannover  
zur Erlangung des akademischen Grades  
Doktor-Ingenieur  
genehmigte  
**Dissertation**

von  
**Dipl.-Ing. Walter Sladek**  
geboren am 23.01.1973 in Siegburg

1. Referent: Prof. Dr.-Ing. G.Poll  
2. Referent: Prof. Dr.-Ing. habil. G.-P. Merker  
Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. M. Hager  
Tag der Promotion: 13. Juli 2001

## Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit in der Abteilung EP/MTI, Vorentwicklung Getriebe/Triebstrang, der DaimlerChrysler AG in enger Zusammenarbeit mit dem Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Tribologie (IMKT) der Universität Hannover.

Meinem Doktorvater und Leiter des Institutes, Herrn Prof. Dr.-Ing. G. Poll, danke ich an dieser Stelle für das mir entgegengebrachte Vertrauen und die zahlreichen, konstruktiven Diskussionen und Anregungen.

Auf Seiten der DaimlerChrysler AG gilt mein besonderer Dank meinem Betreuer und Abteilungsleiter Herrn Dipl.-Ing. D. Wieland sowie meinem Teamleiter Herrn Dipl.-Ing. D. Kandert, die mir die Durchführung dieser Arbeit ermöglichten, den Werdegang stets mit Interesse verfolgten und mit vielen praxisnahen Anregungen wertvolle Unterstützung geleistet haben.

Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. G. P. Merker danke ich für die freundliche Übernahme des Korreferats.

Herrn Prof. Dr.-Ing. M. Hager möchte ich für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes danken.

Desweiteren gilt mein Dank den Diplomanden und Studienarbeitern sowie allen Kolleginnen und Kollegen seitens des IMKT und der DaimlerChrysler AG, mit denen ich während dieser Zeit zusammenarbeiten durfte, insbesondere den Herren Dipl.-Ing. A. Sue, Dipl.-Ing. T. Kruse, Dipl.-Ing. J. Strenkert, Dipl.-Ing. G. Korherr, Dipl.-Ing. A. Heidinger und Dipl.-Ing. R. Hornung für die vielen Anregungen und wohlwollenden Kritiken.

Den Firmen LuK GS und Van Doorne's Transmissie (VDT) sowie Herrn Dipl.-Ing. W. Schaerlaeckens sei für die kooperative Zusammenarbeit und den freizügigen Informationsaustausch gedankt.

Nichtzuletzt meinen herzlichen Dank für jedwede Unterstützung während der Arbeit an dieser Stelle meinen Eltern und meinem Bruder.

**Walter Sladek**

## Abstract

Walter Sladek:

### **Möglichkeiten zur Wirkungsgradoptimierung von Stufenlosgetrieben**

Um den künftigen Abgasvorschriften Rechnung zu tragen und die begrenzten fossilen Energiereserven zu schonen, ist es für die Automobilindustrie ein vordringliches Ziel, den Kraftstoffverbrauch und die Emissionen der Fahrzeuge zu senken. Um dieser Forderung Nachdruck zu verleihen, haben sich Vertreter der Automobilindustrie (**Association des Constructeurs Europeen d'Automobiles - ACEA**) in einem Abkommen selbst dazu verpflichtet, den Kohlendioxidausstoß der produzierten Fahrzeuge auf 140 g CO<sub>2</sub>/km bis zum Jahre 2008 zu senken. Dies entspräche nach heutigem Stand der Technik einem Verbrauch von ca. 5,8 l/100km (Ottomotor).

Fahrzeugtriebstränge mit Stufenlosgetrieben bieten im Vergleich zu Triebsträngen mit gestuften Handschalt- und Automatgetrieben prinzipiell die Möglichkeit, den Motor stets entlang einer verbrauchsoptimalen Fahrlinie im Motorkennfeld zu betreiben, wodurch Kraftstoffeinsparungen erzielt werden können. Diese Verbrauchsvorteile dürfen aber nicht durch einen schlechten Getriebewirkungsgrad aufgezehrt werden.

Ziel der Arbeit ist es, ein bestehendes Stufenlosgetriebe hinsichtlich Wirkungsgrad und Verlustleistung zu optimieren. Um dem zunehmenden Kostendruck in der Automobilindustrie nachzukommen und Entwicklungskosten einzusparen, soll ein flexibles Berechnungsmodell für Getriebe generiert werden, damit sämtliche Optimierungsmaßnahmen in einem frühen Entwicklungsstadium genau simuliert und analysiert werden können, d.h. eine virtuelle Produktentwicklung betrieben werden kann. Dabei soll für jeden möglichen Betriebspunkt des Getriebes, definiert durch Drehmoment, Drehzahl, Übersetzung und Temperatur, eine Aussage über den zu erwartenden Wirkungsgrad und die Verlustleistungen des Gesamtgetriebes sowie der einzelnen Baugruppen möglich sein. Die Genauigkeit des Gesamtmodells hängt von der Beschreibung der Baugruppen bzw. Einzelkomponenten ab. Dazu sind experimentelle Untersuchungen an den einzelnen Baugruppen erforderlich.

Entsprechend diesen Anforderungen wurde im Rahmen dieser Arbeit ein Simulationsprogramm erstellt. Mit Hilfe dieses Programms wurde ein bestehender Prototyp eines stufenlosen Umschlingungsgetriebes mit Schubgliederband modelliert; die Berechnungsergebnisse wurden anschließend experimentell validiert.

Die Auswertung der Simulationsrechnungen erlaubte die Identifizierung der Hauptverlustquellen im Getriebe. Der Einfluß von Verbesserungsmaßnahmen auf den Gesamtgetriebewirkungsgrad sowie deren Auswirkungen auf den Kraftstoffverbrauch in verschiedenen genormten Fahrzyklen konnten aufgezeigt werden.

Anhand einer technisch-wirtschaftlichen Bewertung wurden abschließend diejenigen Maßnahmen identifiziert, die das beste Verhältnis von zu erwartenden Verbesserungen und einzusetzenden Ressourcen versprechen.

Mit Hilfe dieses Simulationsmodells für ein stufenloses Umschlingungsgetriebe lassen sich künftig mit nur geringfügigen Modifikationen auch Getriebe anderer Bauart abbilden, analysieren und bewerten.

## Abstract

Walter Sladek:

### **Possibilities of raising the efficiency of continuously variable transmissions (CVT)**

In order to meet future emissions legislation and to use the limited fossil energy resources more efficiently, reducing fuel consumption and emissions has become a primary goal of the automotive industry. To emphasize their commitment, members of the automotive industry (**Association des Constructeurs Europeen d'Automobiles - ACEA**) have signed a voluntary agreement to cut the average carbon-dioxide emissions of new vehicles down to 140 g CO<sub>2</sub>/km by 2008. Using today's technologies, this would mean reducing fuel consumption to approx. 5.8 l/100 km (gasoline engine).

In contrast to conventional manual and automatic transmissions, the operating principle of powertrains featuring continuously variable transmissions (CVTs) presents an opportunity to keep the engine running along an operating line within its performance range which optimizes consumption, thereby saving fuel. This gain in fuel efficiency must not be at the expense of transmission efficiency however.

The main objective of this thesis is to optimize an existing metal pushing V-belt type CVT with regards to transmission efficiency and power losses. In order to comply with the increasing pressure to reduce development and production costs in the automobile industry, there is a need for a flexible transmission computation tool, which allows all optimization measures to be simulated and analyzed precisely at an early stage of development. Such a virtual product development system should allow to predict power losses and efficiency of the complete transmission as well as of its individual components accurately for all operating points, as defined by torque, speed, transmission ratio and temperature. The accuracy of the overall simulation model depends on an exact description of the individual components, making it necessary to conduct detailed investigations on the components themselves.

Accordingly, a simulation tool as outlined above was generated in the context of this thesis. By means of this tool, a model of an actual prototype transmission was created and validated experimentally.

The analysis of the simulation results helped to define the primary sources of energy dissipation. The influence of subsequent component optimization on transmission efficiency and the consequences for fuel consumption in the relevant driving cycles were demonstrated.

Finally, a value analysis allowed to identify those optimization measures with the best correlation between the anticipated improvements and the resources necessary to achieve them.

With minor modifications, this simulation model can also be applied to transmission types other than metal V-belt type CVTs.

**Schlagworte:**

Stufenlosgetriebe, Schubgliederband, Getriebesimulation, Wirkungsgrad, Kraftstoffverbrauch

Continuously variable transmissions, metal pushing V-belt, simulation, efficiency, fuel consumption



# Inhalt

<b>FORMELVERZEICHNIS .....</b>	<b>2</b>
<b>1. EINLEITUNG .....</b>	<b>6</b>
<b>2. STAND DER TECHNIK .....</b>	<b>12</b>
2.1. STUFENLOSE FAHRZEUGGETRIEBE .....	12
2.2. BERECHNUNG DER STUFENLOSGETRIEBE .....	17
<b>3. AUFBAU DES VERSUCHSGETRIEBES .....</b>	<b>22</b>
3.1. PROTOTYPGETRIEBE .....	22
3.2. BAUGRUPPEN .....	24
3.2.1. <i>Variator und Umschlingungsmittel</i> .....	24
3.2.2. <i>Hydraulikpumpe</i> .....	27
3.2.3. <i>Hydraulische Steuerung (Anpreßstrategie)</i> .....	29
3.2.4. <i>Wendesatz</i> .....	33
3.2.5. <i>Lagerungen</i> .....	35
3.2.6. <i>Verzahnungen</i> .....	36
3.2.7. <i>Kolbenringdichtungen</i> .....	37
3.2.8. <i>Radialwellendichtringe</i> .....	38
3.2.9. <i>Dichtlabyrinth</i> .....	39
3.2.10. <i>Schmierstoff</i> .....	40
<b>4. ERSTELLUNG DES SIMULATIONSPROGRAMMS .....</b>	<b>41</b>
4.1. BERECHNUNG DER BAUGRUPPEN .....	41
4.1.1. <i>Variator und Umschlingungsmittel</i> .....	41
4.1.2. <i>Hydraulikpumpe</i> .....	62
4.1.3. <i>Hydraulische Steuerung</i> .....	64
4.1.4. <i>Wendesatz</i> .....	71
4.1.5. <i>Lagerungen</i> .....	73
4.1.6. <i>Verzahnungen</i> .....	87
4.1.7. <i>Kolbenringe</i> .....	91
4.1.8. <i>Radialwellendichtringe</i> .....	93
4.1.9. <i>Dichtlabyrinth</i> .....	95
4.1.10. <i>Schmierstoff</i> .....	98
4.2. GESAMTGERIEBEMODELL .....	100
4.2.1. <i>Modellstruktur</i> .....	100
4.2.2. <i>Verbrauchsrechnung</i> .....	103
4.3. VALIDIERUNG DER RECHENANSÄTZE .....	105
4.3.1. <i>Variatormessungen</i> .....	105
4.3.2. <i>Wirkungsgradmessungen</i> .....	107
4.3.3. <i>Schleppmomentmessungen</i> .....	110
4.3.4. <i>Fehlerbetrachtung</i> .....	112
<b>5. ANALYSE UND OPTIMIERUNG DER BAUGRUPPEN .....</b>	<b>115</b>
5.1. VERLUSTANTEILE DER BAUGRUPPEN .....	115
5.2. OPTIMIERUNGSANSÄTZE .....	120
5.3. WIRTSCHAFTLICHKEITSBETRACHTUNG .....	125
<b>6. ERARBEITUNG VON KONSTRUKTIONSRICHTLINIEN .....</b>	<b>127</b>
<b>7. ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK .....</b>	<b>128</b>
<b>8. LITERATURVERZEICHNIS .....</b>	<b>130</b>

# Formelverzeichnis

## Lateinische Formelzeichen

<u>Zeichen</u>	<u>Einheit</u>	<u>Bedeutung</u>
$a_H$	m	Hebelarm für Lagerkraftberechnung
$a_{Ab}$	m	Achsabstand
$A$	m <sup>2</sup>	Fläche
$b$	m	Breite
$b_H$	m	Hebelarm für Lagerkraftberechnung
$c_{MF}$	Nm/bar	Momentenfühlerkonstante
$c_{Feder}$	N/m	Federkonstante
$c_2$	-	Einspritzkonstante
$d$	m	Dicke
$d$	m	Durchmesser
$E$	N/m <sup>2</sup>	Elastizitätsmodul
$F$	N	Kraft im Allgemeinen
$F_{bt}$	N	Zahnnormalkraft im Stirnschnitt
$F_C$	N	Fliehkraft der Stahlbänder
$F_D$	N	maximale Schubkraft
$F_E$	N	Fliehkraft der Schubglieder
$F_N$	N	Normalkraft auf Schubgliederflanke
$F_Q$	N	Schubkraft
$F_{R1}$	N	Reibkraft zwischen innerem Stahlband und Schubgliedern
$F_{R2}$	N	Reibkraft zwischen Schubgliedern und Kegelscheibe
$F_Z$	N	Zugkraft
$f$	-	Reibungsbeiwert
$f_0$	-	Lagerart- und schmierungsabhängiger Beiwert
$f_1$	-	Lagerart- und belastungsabhängiger Beiwert
$g_H$	m	Hebelarm für Lagerkraftberechnung
$G$	-	Gümbelzahl
$h_{St}$	m	Abstand zwischen benachbarten Stahlbändern
$h_D$	m	Dichtringhöhe
$H_v$	-	Zahnverlustgrad
$i$	-	Übersetzung
$K_A$	-	Anwendungsfaktor (Verzahnung)
$l$	m	Länge im Allgemeinen
$l_H$	m	Hebelarm für Lagerkraftberechnung
$l_{norm}$	-	normierte Bandlänge (bezogen auf Achsabstand)
$l_{St}$	m	Länge Stahlband
$l_{Ü}$	m	Überdeckungslänge (Dichtlabyrinth)
$M$	Nm	Drehmoment
$n$	min <sup>-1</sup>	Drehzahl
$NKF$	%/Euro	Nutzen-Kosten-Faktor
$p$	Pa	Druck
$p_L$	N/mm	Linienpressung (Radialwellendichtringe)
$P$	W	Leistung
$P_0$	N	äquivalente statische Lagerbelastung
$P_1$	N	für das Reibmoment relevante Lagerlast
$Q$	l/min	Fördervolumenstrom

$r$	m	Radius
$R_a$	mm	arithmetischer Mittenrauhwert
$s$	m	Weg
$T$	°C	Temperatur
$v$	m/s	Geschwindigkeit im Allgemeinen
$V$	m <sup>3</sup>	Volumen
$V_{Verf}$	%	Verformungsverluste nach Dittrich in Prozent
$v_s$	m/s	Einspritzgeschwindigkeit
$v_t$	m/s	Umfangsgeschwindigkeit (Verzahnung)
$X_R$	-	Rauheitsfaktor (Verzahnung)
$z$	-	Anzahl (Stahlbänder, Zähne)

### Griechische Formelzeichen

<u>Zeichen</u>	<u>Einheit</u>	<u>Bedeutung</u>
$\alpha$	rad	Winkel, über den die Schubkraft variiert (Kriechwinkel)
$\alpha_0$	rad	Winkel zwischen Primärverzahnungs- und Variatorebene
$\alpha_t$	rad	Stirneingriffswinkel
$\alpha_V$	-	Durchflußkoeffizient
$\alpha_{wt}$	rad	Stirnbetriebseingriffswinkel
$\alpha_Z$	rad	Winkel, über den die Zugkraft variiert
$\beta$	rad	Flankenwinkel
$\beta_b$	rad	Grundkreisschrägungswinkel
$\delta$	rad	Winkel, über den die Schubkraft konstant bleibt
$\delta_0$	rad	Winkel zwischen Sekundärverzahnungs- u. Variatorebene
$\varepsilon_{Eyt}$	-	Eytelwein'sche Größe (Kraft Zugtrum/Kraft Leertrum)
$\varepsilon$	-	Dehnung
$\varepsilon_{1,2}$	-	Teilüberdeckungen
$\varepsilon_\alpha$	-	Profilüberdeckung
$\gamma$	rad	Trumwinkel
$\gamma_G$	rad	Gleitwinkel
$\eta$	-	Wirkungsgrad
$\eta_{dyn}$	Pa s	dynamische Viskosität
$\varphi$	rad	Laufvariable für Kräftegleichgewicht am Variator
$\varphi_G$	-	Getriebespreizung
$\kappa_2$	-	wirksamen Kraftschlußbeiwert
$\mu_1$	-	Gleitreibungskoeff. zw. Stahlbändern und Schubgliedern
$\mu_2$	-	Gleitreibungskoeff. zw. Schubgliedern und Kegelscheiben
$\mu_3$	-	Gleitreibungskoeff. zw. Stahlbändern untereinander
$\mu_6$	-	scheinbarer Reibwert
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	Dichte
$\rho_E$	m	Ersatzkrümmungsradius
$\tau$	rad	Ruhebogen, Schub- und Zugkraft unveränderlich
$\tau_S$	N/mm <sup>2</sup>	Schubspannung
$\nu$	mm <sup>2</sup> /s	kinematische Viskosität
$\omega$	s <sup>-1</sup>	Winkelgeschwindigkeit
$\zeta$	-	Stützung, Verhältnis primärer zu sekundärer Anpreßkraft
$\Delta$	-	Differenz
$\Delta l$	m	Abstand zwischen den Laufradien

## Indizes

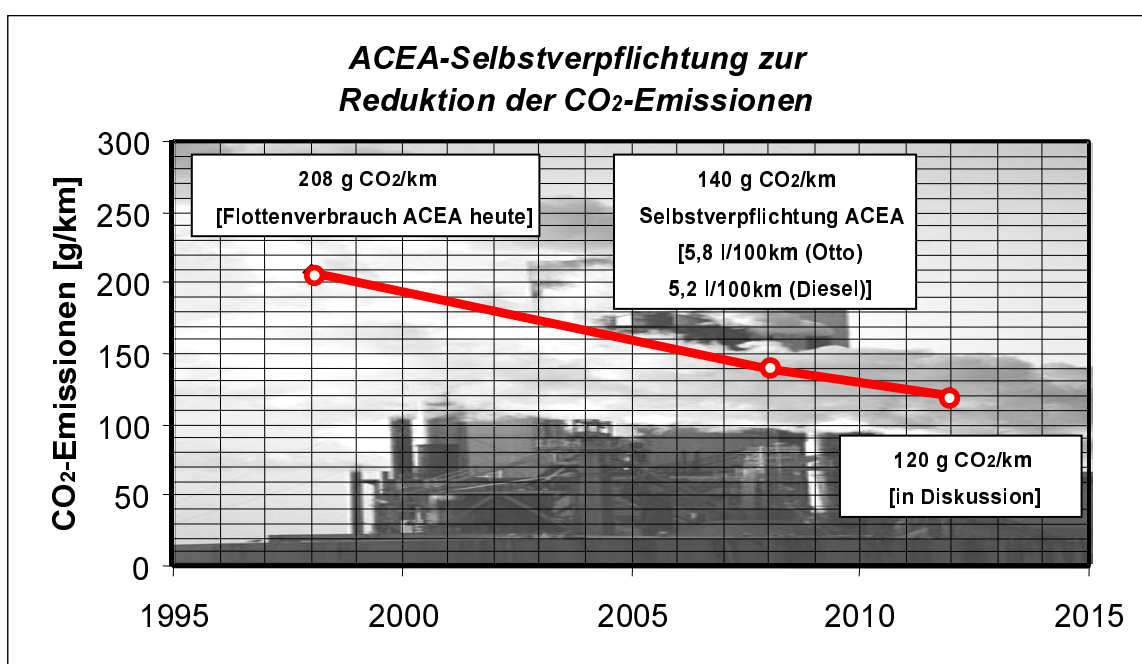
<u>Index</u>	<u>Bedeutung</u>
1	erstes (inneres) Stahlband
1	treibend (Zahnräder)
2	getrieben (Zahnräder)
a	außen
ab	Abtrieb
an	Antrieb
Anpr	Anpressung
Aus	Ausgang
Ausgl	Ausgleichskolben
Ax	axial
b	Grundkreis
ber	berechnet
Beschl	Beschleunigung
Bl	Blende
Dich	Dichtung
eff	effektiv
Ein	Eingang
Einspr	Einspritzung
EP	Extreme Pressure
Fest	Festscheibe
Flieh	Fliehkraft
Gel	Gelenk
ges	gesamt
Getr	Getriebe
Gleit	Gleitreibung
Grund	Grunddruck
hm	hydraulisch-mechanisch
Hub	Hubvolumen
Hydr	Hydraulik
i	innen
I	Teilsystem I
II	Teilsystem II
iterat	Iteration
KS	Kegelscheibe
la	lastabhängig
Lag	Lager
LB	Lagerbasis
lu	lastunabhängig
Leck	Leckage
m	mittlerer Wert
max	Maximalwert
MF	Momentenfühler
Mikro	Mikroschlupf
min	Minimalwert
N	normal
Null	Leerlauf
OD	Overdrive

---

<u>Index</u>	<u>Bedeutung</u>
<i>Prim</i>	bezogen auf Primärscheibensatz
<i>Primst</i>	Primärverzahnungsstufe
<i>R</i>	radial
<i>Reib</i>	Reibung
<i>rel</i>	relativ
<i>Rück</i>	rückwärtsdrehend
<i>RWDR</i>	Radialwellendichtring
<i>Sch</i>	Schubglied(er)
<i>Schm</i>	Schmierung
<i>Sek</i>	bezogen auf Sekundärscheibensatz
<i>Sekst</i>	Sekundärverzahnungsstufe
<i>SGB</i>	Schubgliederband
<i>SS1</i>	Scheibensatz 1
<i>SS2</i>	Scheibensatz 2
<i>St</i>	Stahlband
<i>Sys</i>	System
<i>T</i>	tangential
<i>th</i>	theoretisch
<i>UD</i>	Underdrive
<i>V</i>	Verlust
<i>Var</i>	Variator
<i>Vent</i>	Ventilation
<i>Verf</i>	Verformung
<i>Verk</i>	Verkipfung
<i>Verst</i>	Verstellung
<i>Verz</i>	Verzahnung
<i>visko</i>	viskose Reibung
<i>vol</i>	volumetrisch
<i>Vor</i>	vorwärtsdrehend
<i>w</i>	Wälzkreis
<i>WE</i>	Wandlereingang
<i>Weg</i>	Wegscheibe
<i>Wend</i>	Wendesatz

## 1. Einleitung

Das stetig wachsende Umweltbewußtsein und das uneingeschränkte Streben nach Mobilität erfordern von der Automobilwirtschaft ständig neue Lösungen, den gestiegenen Anforderungen hinsichtlich Abgas und Verbrauch bei weiterhin wachsendem Komfortanspruch Rechnung zu tragen. Die Vertreter des europäischen Verbands der Automobilhersteller (**A**ssociation des **C**onstructeurs **E**uropeen d'**A**utomobiles - ACEA) haben sich zudem in einem Abkommen zur Senkung des Flottenverbrauchs gegenüber dem EU-Ministerrat selbst dazu verpflichtet, bis zum Jahre 2008 die Kohlendioxidemissionen sämtlicher produzierter Fahrzeuge auf 140 g CO<sub>2</sub>/km zu reduzieren (Abb.1.1.). Dies entspräche bei heutigem Technologiestandard einem Durchschnittsverbrauch von etwa 5,8 l/100km beim Ottomotor und etwa 5,2 l/100km beim Dieselmotor [9,10].



**Abb.1.1.:** Vereinbarung zur Reduktion der CO<sub>2</sub>-Emissionen [9,10]

Ein primäres Ziel ist die Erhöhung der Triebstrangeffizienz und die damit verbundene Verbrauchseinsparung, welche es mit vertretbarem Kostenaufwand zu verwirklichen gilt. Stufenlosgetriebe (**C**ontinuously **V**ariable **T**ransmissions – CVT) bergen durch ihre große Spreizung und die Möglichkeit, den Motor entlang einer verbrauchsoptimalen Fahrlinie zu betreiben, prinzipiell ein hohes Einsparpotential. Zwar weisen sie im Vergleich zu Stufenautomaten derzeit teilweise noch niedrigere Wirkungsgrade auf, der Verbrauchsvorteil durch die Betriebspunktverschiebung des Motors ist in der Regel jedoch größer als der Nachteil durch den schlechteren Getriebewirkungsgrad.

Konventionelle Ottomotorkonzepte weisen im unteren Teillastbereich schlechte Wirkungsgrade auf. Niedrige fahrzeugseitige Momentanforderungen zwingen den Motorbetriebspunkt durch einen ebenfalls schwachen Getriebewirkungsgrad in höhere Lastbereiche mit deutlich besseren motorischen Wirkungsgraden. Dieser Wirkungsgradgewinn ist mitunter größer als die Verschlechterung durch den Getriebewirkungsgrad. Der schlechte Getriebewirkungsgrad wirkt sich in diesem Fall also positiv

auf den Gesamtwirkungsgrad des Motor/Getriebe-Verbunds aus, was zunächst paradox erscheint. Eine Verbesserung des Getriebewirkungsgrades hätte dementsprechend zur Folge, daß sich bei konventionellen Ottomotoren im unteren Teillastbereich der Motorbetriebspunkt in Bereiche mit ungünstigem spezifischen Verbrauch verschiebt und der Wirkungsgrad des gesamten Triebstrangs abnehmen kann [9].

Zukünftige entdrosselte Ottomotorenkonzepte, wie zum Beispiel „Otto-Direkteinspritzung“ oder „variabler Ventiltrieb“, weisen im unteren Teillastbereich hingegen deutlich bessere Wirkungsgrade auf. Das Verbrauchskennfeld wird insgesamt flacher und der Gradient zwischen den Linien konstanten Verbrauchs nimmt ab. Dadurch reduziert sich das Verbrauchseinsparpotential, das durch die reine Betriebspunktverschiebung des Motors erschlossen wird. Dem Getriebewirkungsgrad kommt hier eine sehr viel stärkere Bedeutung zu. Ein ideales Getriebekonzept der Zukunft muß also einen sehr guten Wirkungsgrad aufweisen und über eine große Spreizung verfügen. Nach [9] könnte ein optimiertes Umschlingungs-CVT dem idealen Getriebe sehr nahe kommen.

In Mobilanwendungen sind hydrostatische und mechanische Stufenlosgetriebe verbreitet, von denen gerade die mechanischen Bauarten stark an Bedeutung gewonnen haben. Für den Einsatz im Kraftfahrzeug mit den zugehörigen Drehmoment- und Leistungscharakteristiken sind insbesondere Toroidgetriebe und Keilscheibengetriebe mit Umschlingungsmittel geeignet. Als Umschlingungsmittel, die überwiegend metallischer Bauart sind, haben sich die Zugketten der Firmen PIV Antrieb Werner Reimers und Borg Warner sowie das Schubgliederband der niederländischen Firma Van Doorne's Transmissie durchgesetzt.

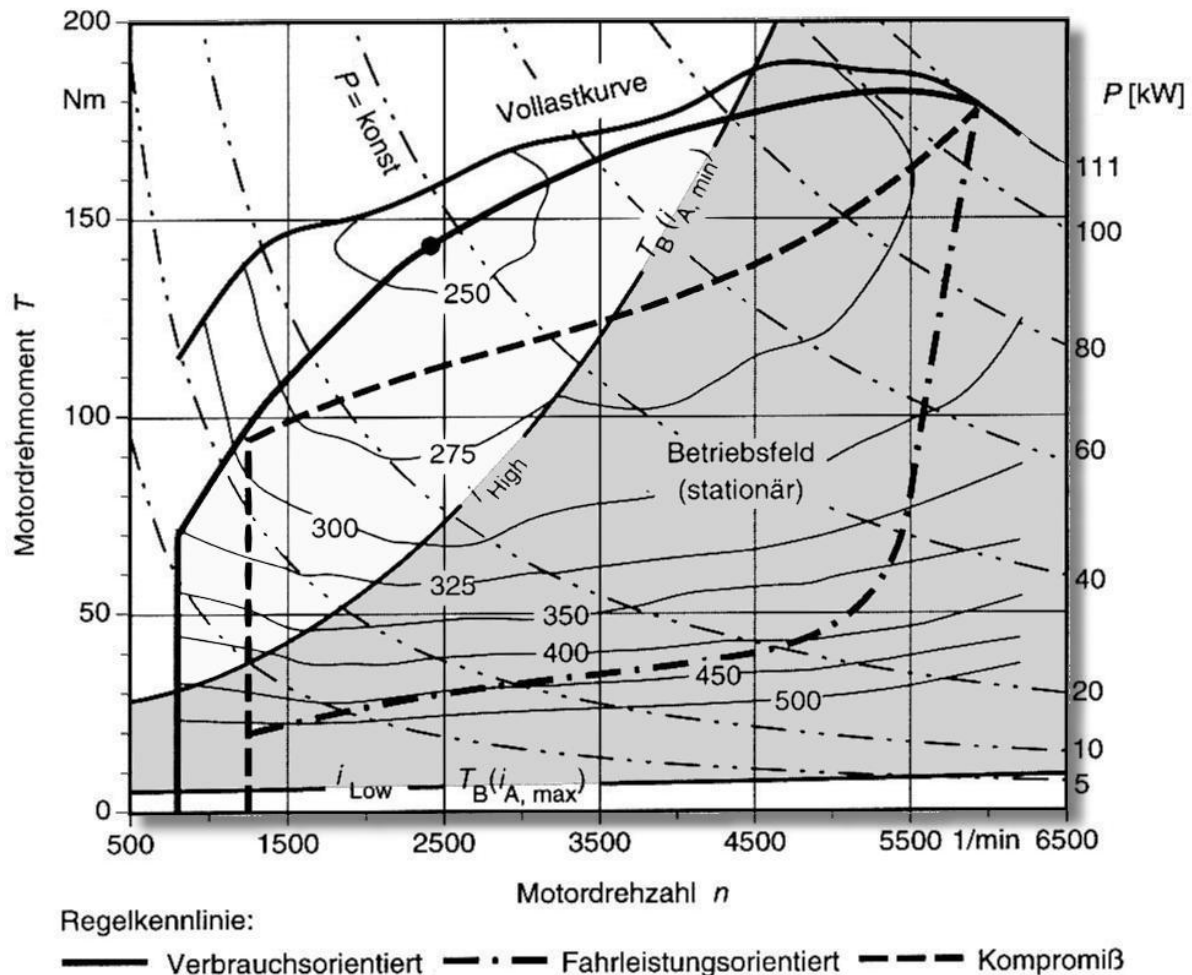
Stufenlosgetriebe weisen als Komponente im automobilen Antriebstrang eine lange geschichtliche Entwicklung auf. Bereits in den späten 50er Jahren bauten die Firmen Pontiac und DAF Stufenlosgetriebe in ihre Kraftfahrzeuge ein, wobei das DAF „Dafodil“ den wohl größten Bekanntheitsgrad erlangt hat. Auch Ford hat mit seinem Stufenlosprojekt „CTX“ (Continuously variable Transaxle - CTX) Erfahrungen im Serieneinsatz von Stufenlosgetrieben sammeln können.

Obwohl es auf dem Fahrzeugtriebesektor für die Stufenlosgetriebe nicht zu einem wirklichen Durchbruch kam, wurden die Aktivitäten auf diesem Gebiet nie völlig eingestellt.

Zur Zeit erfahren die CVTs eine regelrechte Renaissance. Je nach programmierter Fahrstrategie lassen sich sowohl ökonomische Fahrlinien, die entlang des geringsten spezifischen Verbrauchs im Motorkennfeld geführt werden, als auch sportliche Fahrlinien mit hoher Momentenreserve für Beschleunigungsvorgänge darstellen. Änderungen an der Hardware müssen nicht vorgenommen werden.

Abbildung 1.2. zeigt mögliche Betriebsfahrlinien eines CVTs. Dargestellt sind eine extrem verbrauchsorientierte und eine sehr sportliche Fahrlinie sowie eine mögliche Kompromißlösung, die die Vorteile beider Strategien verbindet.

Weitere Vorteile eines Stufenlosgetriebes sind die verbesserten Fahreigenschaften. Der Betrieb des Motors bei Nennleistung sorgt für merklich gesteigerte Beschleunigungswerte des Fahrzeugs. Durch den Entfall der Gangstufen wird ferner eine deutliche Komfortsteigerung erzielt. Abbildung 1.3. zeigt den Verlauf der Motorleistung aufgetragen über der Geschwindigkeit für ein Stufenautomatgetriebe und ein CVT.



**Abb.1.2.:** Mögliche Betriebsfahrlinien eines CVTs nach [59]

Anfänglich hatten die CVTs mit Akzeptanzproblemen zu kämpfen, die durch die für den Fahrer ungewohnte Entkopplung von Motordrehzahl respektive Motorgeräusch und Geschwindigkeit ausgelöst wurden. Das vermeintliche Trägheitsgefühl, der sog. „Hosenträgereffekt“, entsteht insbesondere dann, wenn bei einer Vollastbeschleunigung der Motorbetriebspunkt schnellstmöglich in den Nennleistungspunkt verschoben wird und dort verharrt, während die Geschwindigkeit nur allmählich nachzieht. Das subjektive Beschleunigungsempfinden ist bei konventionellen Getrieben irrtümlich mit der Anhebung der Motordrehzahl im jeweiligen Gang verbunden. Es handelt sich hierbei folglich lediglich um ein akustisches Problem; die Beschleunigungswerte liegen beim CVT durch die fehlende Zugkraftunterbrechung und den schnellstmöglichen Betrieb des Motors bei maximaler Leistung über denen eines konventionellen, gestuften Automatgetriebes.



Die erreichbaren Vorteile wie Verbrauchseinsparungen und Fahrleistungsgewinne haben die Kritiker mittlerweile überzeugt und für eine höhere Akzeptanz gesorgt, zumal eine angepaßte Fahrstrategie und Akustikmaßnahmen zu einer deutlichen Minderung des beschriebenen Effekts führen.

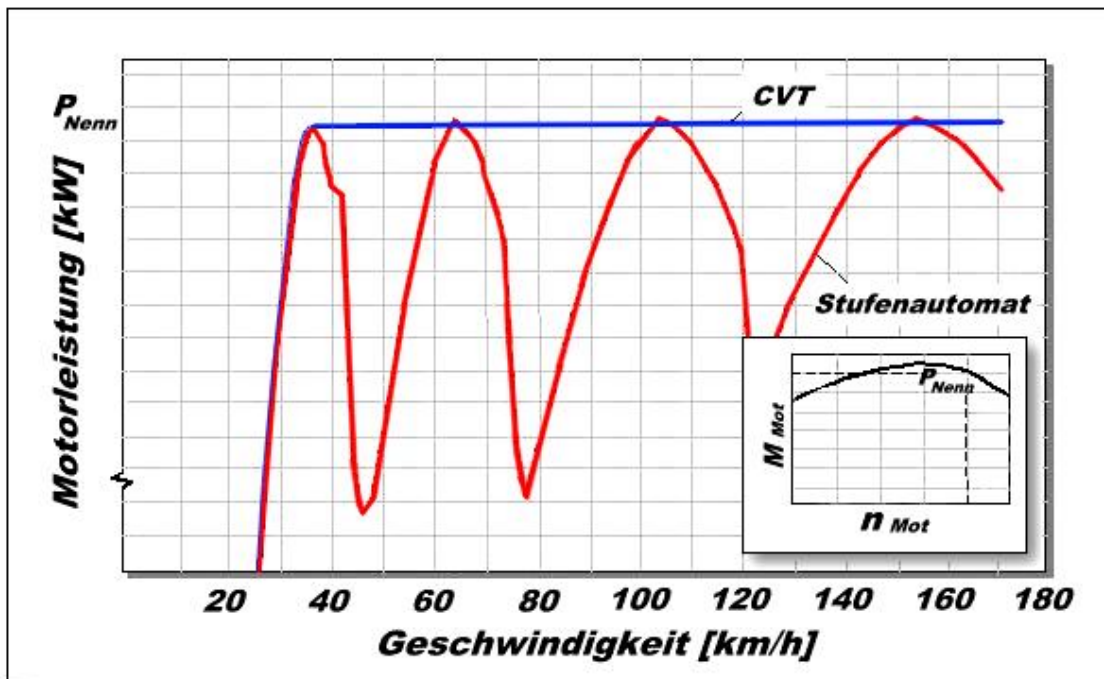


Abb.1.3.: Motorleistung über der Geschwindigkeit - Stufenautomat und CVT im Vergleich

Auf dem asiatischen Automobilmarkt haben sich Fahrzeuge mit Stufenlosgetriebe bereits etabliert. Firmen wie Nissan, Honda, Subaru und Suzuki bieten schon seit einigen Jahren Fahrzeuge mit CVTs in Serie an. Neben Stufenlosgetrieben mit Umschlingungsmitteln, die eine weite Verbreitung gefunden haben, bietet Nissan in dem Fahrzeugmodell „Gloria“ ein Getriebe in Toroidbauweise mit Drehmomenten bis 400 Nm an. Toyota und Mitsubishi wollen in Kürze mit Umschlingungs-CVT an den Markt, Honda und Subaru werden die zweite Generation ihrer Getriebe einführen.

Unter den europäischen Herstellern bietet Audi seit Herbst 1999 mit dem Frontautomatgetriebe „Multitronic“ das bislang leistungsstärkste Stufenlosgetriebe mit Umschlingungsmittel an. In einem Entwicklungsprojekt wird aber bereits an Varianten gearbeitet, die für Motormomente bis 390 Nm geeignet sind.

Die Zahnradfabrik Friedrichshafen (ZF) entwickelt mit verschiedenen Pkw-Herstellern Stufenlosgetriebe, deren Markteinführungen für das Jahr 2001 bzw. 2002 geplant sind.

Abbildung 1.4. zeigt die derzeitigen Aktivitäten auf dem CVT Sektor.

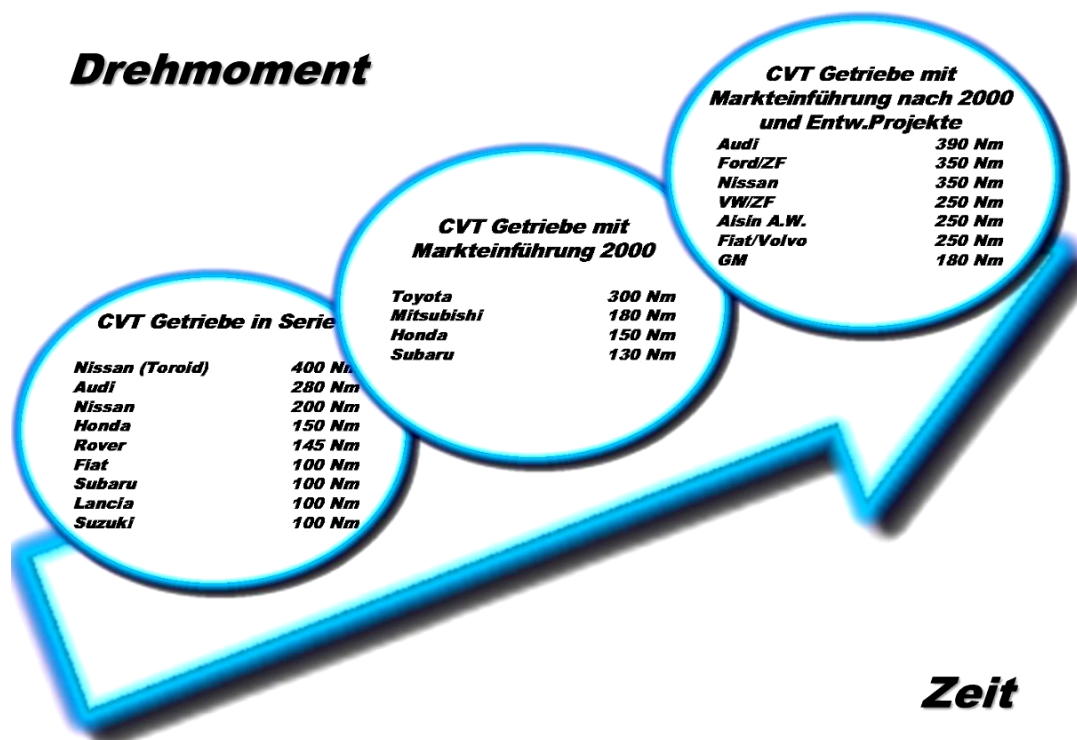


Abb.1.4.: CVT-Entwicklungen weltweit

Die Stufenlosigkeit der Getriebe bzw. die innerhalb konstruktiver Grenzen freie Wahl der Übersetzung bedingt eine kraftschlüssige Momentenübertragung. Die nötige Anpreßkraft wird überwiegend durch hydraulische Energie erzeugt. Zwar arbeiten gestufte Automatgetriebe in Planetenbauweise über die Haltekupplungen ebenfalls kraftschlüssig, das Druckniveau liegt aber aufgrund der größeren Anzahl Reibflächen (Lamellen) sowie der höheren Reibwerte üblicherweise unterhalb des Niveaus eines Stufenlosgetriebes. Außerdem verursachen die Elastizitäten von Umschlingungsmittel und Kegelscheiben beim CVT zusätzliche Verluste.

Der Anteil des hydraulischen Bedarfs an der gesamten Verlustleistung des CVTs ist also grundsätzlich höher als bei einem konventionellen Stufenautomatgetriebe. Die Schnellverstellung durch den gesamten Verstellbereich, wie sie zum Beispiel bei einer Vollbremsung aus einer mittleren Geschwindigkeit auftreten kann, bedarf bei den meisten Konzepten hoher Drücke und Volumenströme. Innerhalb der Bremszeit muß der Variator dann von der Overdriveübersetzung in Richtung Anfahrübersetzung verstellen, damit ein anschließendes Wiederauffahren gewährleistet wird. Das Hydrauliksystem eines CVTs muß daher für diese Eckpunkte entsprechend ausgelegt und dimensioniert werden. Die Anpreßstrategie, welche die Anpreß- und Verstelldrücke des Variators zur Übertragung des anliegenden Moments bestimmt, beeinflusst ebenfalls in hohem Maße den Gesamtwirkungsgrad des Getriebes.

Neben der Hydraulik und dem Variator tragen aber auch die anderen Getriebekomponenten, wie z.B. Wendesatz, Dichtungen und Lager zur gesamten Getriebeverlustrleistung bei.

Das Verbrauchseinsparpotential durch die effizientere Ausnutzung des Motorkennfeldes darf nicht durch einen schlechten Getriebewirkungsgrad aufgezehrt werden. Daher ist die genaue Kenntnis der Baugruppen hinsichtlich ihrer Verlustleistungen und ihrer gegenseitigen Beeinflussung im Gesamtgetriebe notwendig, um gezielte Optimierungsmaßnahmen durchführen zu können.

## Zielsetzung

Ein bestehendes Stufenlosgetriebe mit Umschlingungsmittel (Van Doorne Schubgliederband) soll hinsichtlich Wirkungsgrad und Verlustleistung optimiert werden. Zur genauen Analyse des aktuellen Aufbauzustands wird daher ein stationäres Simulationsmodell des Getriebes erstellt, welches alle im Kraftfluß liegenden Baugruppen und Komponenten berücksichtigt.

Das Simulationsmodell wird durch Messungen am Gesamtaggregate sowie einigen Baugruppen validiert und abgeglichen. Abhängig vom jeweiligen Betriebspunkt, der durch Drehmoment, Drehzahl, Übersetzung und Temperatur charakterisiert ist, können der Gesamtgetriebewirkungsgrad sowie die Verlustleistung berechnet werden. Die Verlustleistung kann nach den einzelnen Baugruppen, z.B. Variator, Hydraulik, Wendesatz, Verzahnungen, Lager und Dichtungen aufgeschlüsselt werden.

Für sämtliche Betriebszustände des Getriebes lassen sich somit die wichtigsten Verlustquellen darstellen und Entwicklungspotentiale ableiten.

Mit Hilfe des Getriebemodells können nun gezielte Optimierungsmaßnahmen an den Baugruppen und Komponenten simuliert werden. Alternative Anpreßstrategien im Variator sollen ebenso dargestellt werden können wie Änderungen an der Rückwärtsbremse im Wendesatz oder eine bedarfsgerechte Hydraulikerzeugung.

Die Einflüsse auf den Gesamtgetriebewirkungsgrad und auf die relevanten Verbrauchsfahrzyklen (**Neuer Europäischer Fahrzyklus - NEFZ, Federal Test Procedure FTP 75**) können somit vorab berechnet werden.

Eine Wirtschaftlichkeitsbetrachtung, welche die zu erwartenden Wirkungsgrad- bzw. Verbrauchsverbesserungen auf die einzusetzenden Geldmittel bezieht, erlaubt eine gezielte Verteilung der zur Verfügung stehenden Entwicklungsressourcen auf die Getriebebaugruppen mit den größten Entwicklungspotentialen.

Dem zunehmenden Kostendruck in der Automobilindustrie wird somit durch die Möglichkeit der virtuellen Getriebeentwicklung Rechnung getragen.

Das Simulationsmodell soll so flexibel aufgebaut sein, daß künftig neben den Stufenlosgetrieben auch Getriebe anderer Bauart abgebildet werden können.

## 2. Stand der Technik

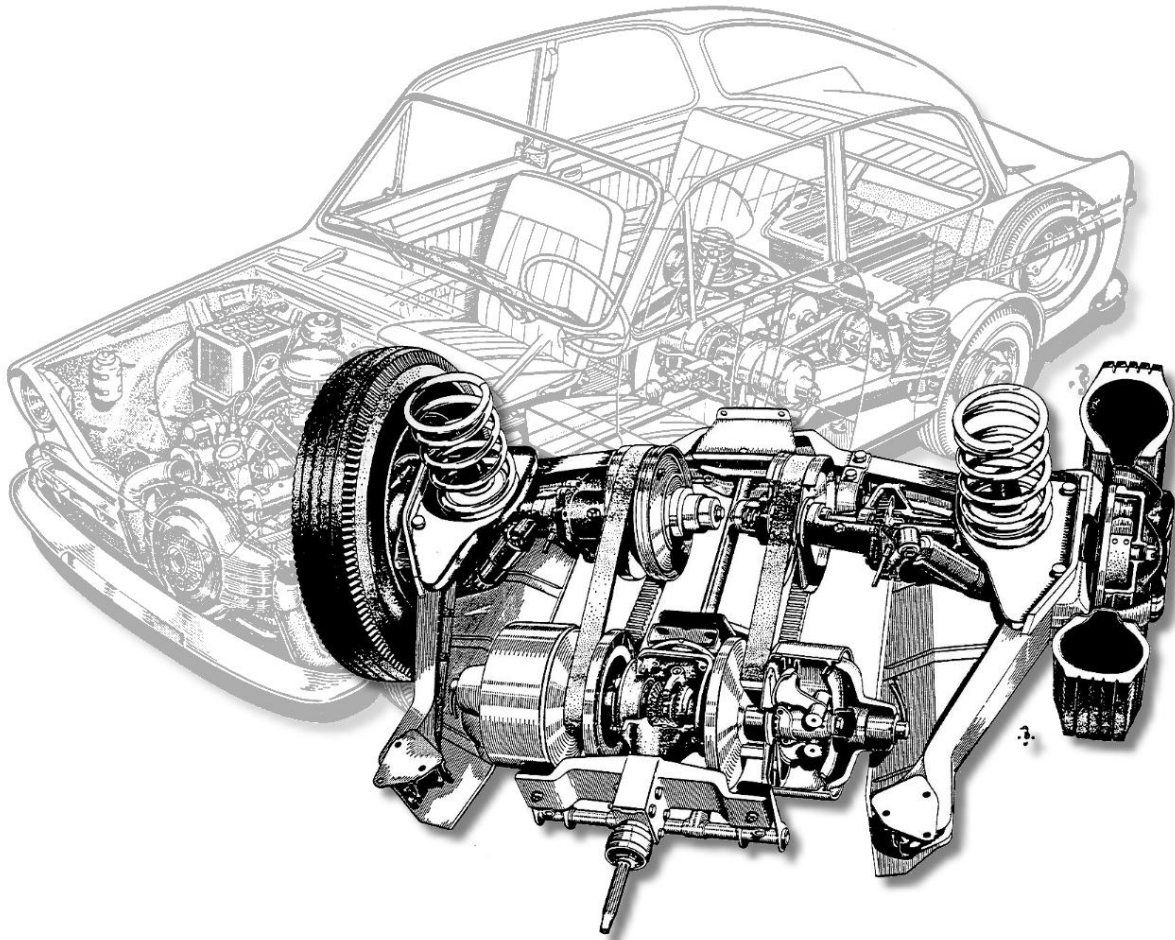
### 2.1. Stufenlose Fahrzeuggetriebe

Stufenlose Fahrzeuggetriebe weisen eine lange geschichtliche Entwicklung auf. Im Jahre 1943 konstruiert *Curtis Wright* ein Stufenlosgetriebe in Toroidbauweise für einen Pkw-Antriebsstrang. Das Getriebekonzept beinhaltet eine Antriebsscheibe und eine Abtriebsscheibe, die durch einen sog. „Roller“ miteinander verbunden sind. Durch die Schwenkbewegung dieses Rollers kann die Drehzahl respektive das Drehmoment stufenlos verstellt werden. Er greift bei seinen Entwicklungen auf frühe Patente von *Charles W. Hunt* aus dem Jahre 1877 zurück, der sich dieses Kraftübertragungsprinzip für industrielle Anwendungen schützen ließ [22].

Der Engländer *Abott* entwickelt im Jahre 1922 ein stufenloses Fahrzeuggetriebe, dessen Grundlage ein Riementrieb ist. Über zwei V-förmige Nutscheiben, die drehzahlabhängig ihren Umfang verändern, überträgt der Riemen das Moment stufenlos vom Motor zu den Antriebsrädern [76].

Basierend auf den Erkenntnissen des Engländers findet 1956 die Zugkette von PIV Antrieb Werner Reimers als alternatives Umschlingungsmittel in einem Keilscheiben-CVT Verwendung. Bei dem Fahrzeug handelt es sich um einen Pontiac 6-Zylinder mit 3,9 l Hubraum. Im Jahr 1960 werden zwei BMW mit Motorleistungen von 55 kW bzw. 66 kW aufgebaut, in denen die Laschenkette für eine stufenlose Leistungsübertragung sorgt. Bis 1969 folgen weitere Projekte mit Fahrzeugen von NSU, Ford und Standard-Triumph. Die Anpressung der Keilscheiben an die Kette erfolgt mechanisch [18].

Parallel zu den Entwicklungen von PIV arbeiten die Brüder *Van Doorne* an einem stufenlosen Umschlingungsgetriebe. 1958 wird das weithin bekannt gewordene „Variomatic“-System lange Jahre im DAF „Daffodil“ sowie später im Volvo 340 eingebaut. Insgesamt werden etwa 1,2 Mio. Fahrzeuge mit der Van Doorne Technik ausgestattet. Abbildung 2.1.1. zeigt die „DAF Variomatic“, die das Motormoment über eine Doppelkeilriemenanordnung an die Abtriebsräder weiterleitet. Sie ist allerdings nur für kleine Motorisierungen geeignet [44].



**Abb.2.1.1.:** DAF Daffodil mit Variomatic

Mitte der 60er Jahre wird der Fokus der Entwicklung bei Umschlingungsmitteln auf eine größere Leistungsdichte gelegt, so daß auch stärker motorisierte Fahrzeuge mit CVTs aufgebaut werden können. Aus einer solchen Entwicklung geht auch das Schubgliederband von Van Doorne hervor, welches das Drehmoment nicht wie bislang durch Zugkräfte, sondern teilweise auch durch Schubkräfte überträgt. Es besteht prinzipiell aus mehreren Stahlgliedern, die auf einem Führungsband aufgereiht sind. In Bandrichtung sind sie jedoch frei beweglich angeordnet. Auf dem Lasttrum werden die Stahlglieder aufeinandergeschoben und stützen sich gegenseitig ab, so daß ein Teil des Moments durch die Druckkräfte übertragen werden kann.

1969 nimmt Ford Forschungsarbeiten zu stufenlosen Automatikgetrieben auf. 1976 wird dann gemeinschaftlich mit Van Doorne und FIAT/Lancia mit der Entwicklung und dem Bau des sog. „CTX-Getriebes“ (Continuously variable Transaxle – CTX) begonnen und 1983 der Öffentlichkeit auf der internationalen Automobilausstellung in Frankfurt vorgestellt. Das verwendete Schubgliederband besteht aus ca. 320 Gliedern, die durch zwei Stahlbandpakete geführt werden. Das CTX-Getriebe besitzt eine Spreizung von etwa  $\varphi_G=5,5$ . Einsatzfahrzeuge sind bei Ford zunächst der Fiesta 1,1l, in der Folgezeit auch die Automatikversion des Escort 1,6l. Bei FIAT wird erst der 1,1l Uno Selecta mit dem CTX angeboten, die 1,5l Version etwas später. Abbildung 2.1.2. zeigt den Aufbau des Schubgliederbandes von van Doorne. [25,43]



**Abb.2.1.2.:** VDT Schubgliederband mit Variatoreinheit

Aber auch die Stufenlosgetriebe, die als Umschlingungsmittel die Zugkette von PIV Antrieb Werner Reimers nutzen, werden ständig weiterentwickelt. Die rein mechanische Anpresseinrichtung wird 1977 durch eine vollhydraulische Einheit ersetzt und durch einen Drehmomentsensor angesteuert. Die Kette wird ebenfalls optimiert und deutlich feingliedriger ausgeführt. Bis 1987 werden verschiedene Prototypfahrzeuge dargestellt, beginnend mit einem 44 kW VW Jetta bzw. 55 kW VW Golf bis hin zu einem heckgetriebenen Ford Scorpio. [18]

Im Jahre 1973 wird ein weiteres Fahrzeug mit einem Toroidgetriebe als Prototyp aufgebaut. Dabei handelt es sich um einen Ford Pinto mit einer Antriebsleistung von 62,5 kW. Die Gesamtspreizung des Getriebes liegt bei etwa  $\varphi_G=4,4$ . Die Getriebe in Toroidbauweise führen jedoch im Vergleich zu den Umschlingungsgetrieben weiterhin ein Nischendasein [22].

1987 führt Subaru erstmals im Justy 1,0l ein gemeinsam mit Fuji Heavy Industries entwickeltes Stufenlosgetriebe auf dem japanischen Markt ein. Es wird bekannt unter dem Namen „ECVT“ (Electro Continuously Variable Transmission – ECVT) und erreicht eine Spreizung von  $\varphi_G=5,04$ . Es besitzt eine elektronisch gesteuerte Magnetpulverkupplung als Anfahrerelement. Das Getriebe in Umschlingungsbauweise nutzt das Van Doorne Schubgliederband zur Übertragung des Motormoments und wiegt ca. 45 kg. Bis heute werden etwa 1,3 Mio. Einheiten des ECVTs erfolgreich abgesetzt. In Deutschland wird das Fahrzeug seit 1989 verkauft [43,45,89].

Beim Partner Nissan wird 1992 der 1,3l Micra mit dem ECVT, das bei Nissan den Namen „NCVT“ trägt, angeboten [43]. 1998 bringt Nissan bereits die zweite Generation seiner Stufenlosgetriebe unter dem Namen „Hypertronic CVT“ zur Serienreife. Anstelle der elektronisch gesteuerten Magnetpulverkupplung tritt ein hydrodynamischer Wandler als Anfahrlement. Die Leistungsdichte kann abermals gesteigert werden. Fortan können bei dem japanischen Autohersteller Stufenlosgetriebe in Verbindung mit 2-Liter-Motoren bestellt werden (Nissan Primera). Seit kurzem werden alle für den deutschen Markt bestimmten Nissan Almera Tino 2,0l ausschließlich mit dem „Hypertronic CVT“ verkauft. Nach wie vor dient das Schubgliederband zur Leistungsübertragung [51,78],[I].

Für die Modelle Gloria bzw. Cedric bietet Nissan als erster Automobilhersteller ein Stufenlosgetriebe in Toroidbauweise serienmäßig an.

Suzuki führt 1992 als erster Automobilhersteller in Japan ein vollelektronisch gesteuertes, stufenloses Getriebe zur Marktreife. Gekoppelt mit 1,3-Liter-Motoren wird es ausschließlich in Japan verkauft. Wesentlicher Bestandteil ist neben einer elektrohydraulischen Steuerung die Zugkette von Borg-Warner als Umschlingungsmittel [34].

Auch Honda sieht in den Stufenlosgetrieben die ideale Ergänzung im Motor/Triebstrang-Verbund und entwickelt unabhängig an eigenen Konzepten. 1996 wird die „Honda Multi Matic“ weltweit im 1,6l Civic angeboten. Auch sie besitzt eine vollelektronische Steuerung ähnlich der von Suzuki [34], allerdings in Verbindung mit einem Gliederband zur Leistungsübertragung. 1999 werden zusätzlich das Modell „Logo“ sowie der darauf basierende HR-V mit der „Multi Matic“ geliefert. Im HR-V wird das Getriebe erstmals mit Allradantrieb kombiniert. Honda zählt auf dem deutschen Markt neben Nissan mittlerweile zu den größten CVT-Anbietern [24,42,109].

Mitsubishi stellt 2000 im Sportwagen-Prototyp „HSR-VI“ ein CVT in Verbindung mit einem Allradantrieb und einem 2,4l Ottomotor mit Direkteinspritzung vor [II]. In der Kategorie der 1,1l Motoren wird ein weiteres Konzeptfahrzeug mit CVT, der Mitsubishi Maia, aufgebaut [90].

Die britische Automarke Rover bietet auf dem europäischen Automobilmarkt seit 1992 das im belgischen St. Truiden von der Firma VCST hergestellte Stufenlosgetriebe VT1 mit Schubgliederband an. Das Getriebe, welches unter anderem auch im Volvo 400 eingebaut wird, ist ursprünglich für den Rover „114“ vorgesehen. 1996 kommen die Modelle „200“, „Tourer“, das Coupé und das Cabriolet hinzu, 1998 folgt der „216“. Heute ergänzt das Stufenlosgetriebe, „Steptronic“ genannt, den Antriebsstrang des „Rover 25“ 1,8l [84],[III,IV].

Im Sommer 1998 übernimmt die Zahnradfabrik Friedrichshafen (ZF) den Geschäftsbereich Automatikgetriebe der belgischen VCST und erhofft sich eine stärkere Marktposition im Segment der Stufenlosgetriebe. Mit dem VT1 wird ein bereits markterprobtes Produkt hinzugewonnen, aber auch die Eigenentwicklungen zeigen Erfolge.

Die Entwicklungen von ZF hinsichtlich Stufenlosgetrieben reichen zurück bis in die frühen 70er Jahre. Zu den ersten Produkten zählt das KWG 15, ein Umschlingungsgetriebe mit einer Momentenkapazität von 130 Nm und einer Gesamtspreizung von etwa  $\varphi_G=6$ . Umschlingungsmittel ist die Zugkette von PIV Antrieb Werner Reimers. In der Folge werden außer mit der PIV Kette auch mit der Borg Warner Kette und dem

Van Doorne Schubgliederband experimentiert, welches letztlich wegen des besseren Akustikverhaltens und der Produktionserfahrung seitens Van Doorne's für zukünftige Getriebekonzepte ausgewählt wird. Aufbauend auf den gesammelten CVT-Erfahrungen wird 1991 das Projekt „CFT20“ (Ecotronic) für frontgetriebene Fahrzeuge initiiert. Im Gegensatz zu den bereits etablierten CVTs von Ford und Subaru wird schon früh ein Hauptaugenmerk auf eine höhere Momentenkapazität gelegt, so daß auch Fahrzeuge der Mittelklasse mit 1,5-2,5l Hubraum in Verbindung mit Stufenlosgetrieben angeboten werden können. Das „CFT20“ von ZF wiegt etwa 72 kg und hat eine Variatorspreizung von  $\varphi_G=5,3$ .

Ermutigt von den guten Ergebnissen des ursprünglichen „CFT20“ Projekts wird die Modellpalette deutlich erweitert. Mit dem „CFT25“ können Motormomente von bis zu 250 Nm übertragen werden. Für kleinere Motorisierungen wird das „CFT18“ (180 Nm) bzw. das „CFT13“ (130 Nm) angeboten. Für heckgetriebene Fahrzeuge wird das sog. „CRT-Getriebe“ (Continuously rear wheel drive transmission - CRT) entwickelt und in einem BMW 318 A eingebaut. Im Vergleich zum Seriengetriebe können deutliche Verbesserungen hinsichtlich Fahrleistung und Kraftstoffersparnis nachgewiesen werden [12,13,14,16,57,90].

Audi beginnt seine Forschungs- und Entwicklungsarbeiten auf dem Gebiet der CVTs im Jahre 1981. Eines der ersten Stufenlosgetriebe ist das sog. „2+V“-Getriebe, ein Getriebe mit festem ersten und zweiten Gang und einem nachgeschalteten Keilscheibenvariator mit der Laschenkette von PIV Antrieb Werner Reimers. Fahrversuche zeigen jedoch schnell, daß die manuelle Umschaltung zwischen den gestuften Gängen und dem Variatorbereich keine ausreichende Kundenakzeptanz finden würde. Weiterentwicklungen führen zum „1AV“-Getriebe, das zwar einen festen ersten Gang aufweist, die Umschaltung in den Variatorbereich erfolgt jedoch automatisch. Die Akzeptanz fehlt trotz positiver Meßwerte auch bei dieser Variante.

Das Folgeprojekt, das gemeinsam mit PIV und LuK unter der Bezeichnung „Ökomat“ generiert wird, kann 1993 erfolgreich die Vorentwicklungsphase abschließen. Das Frontgetriebe ist für 250 Nm ausgelegt und besitzt eine Spreizung von  $\varphi_G=6$ . Als Anfaehrelement wird eine nasse Anfahrkupplung entwickelt.

Basierend auf den Erkenntnissen des Vorentwicklungsprojekts wird bei Audi im Jahre 1994 mit der Serienentwicklung der „Multitronic“ begonnen. Sie wird 1999 erfolgreich in den Markt eingeführt. Zielfahrzeug ist der Audi A6 mit V6 2.8l Motor und einem maximalen Drehmoment von 280 Nm. Im Herbst 2000 wird die Modellpalette der CVT-Fahrzeuge um den Audi A4 V6 3.0l erweitert. Im Vergleich zu den Vorgängermodellen können neben sehr deutlichen Fahrleistungsgewinnen Verbrauchseinsparungen von etwa 9 % nachgewiesen werden [39].

Bild 2.1.3. zeigt die Audi multitronic mit der LuK-Kette, die eine Weiterentwicklung der PIV Wiegedruckstückkette darstellt. Ein dynamischer Drehmomentsensor sorgt für die notwendige Anpressung zur Momentenübertragung.



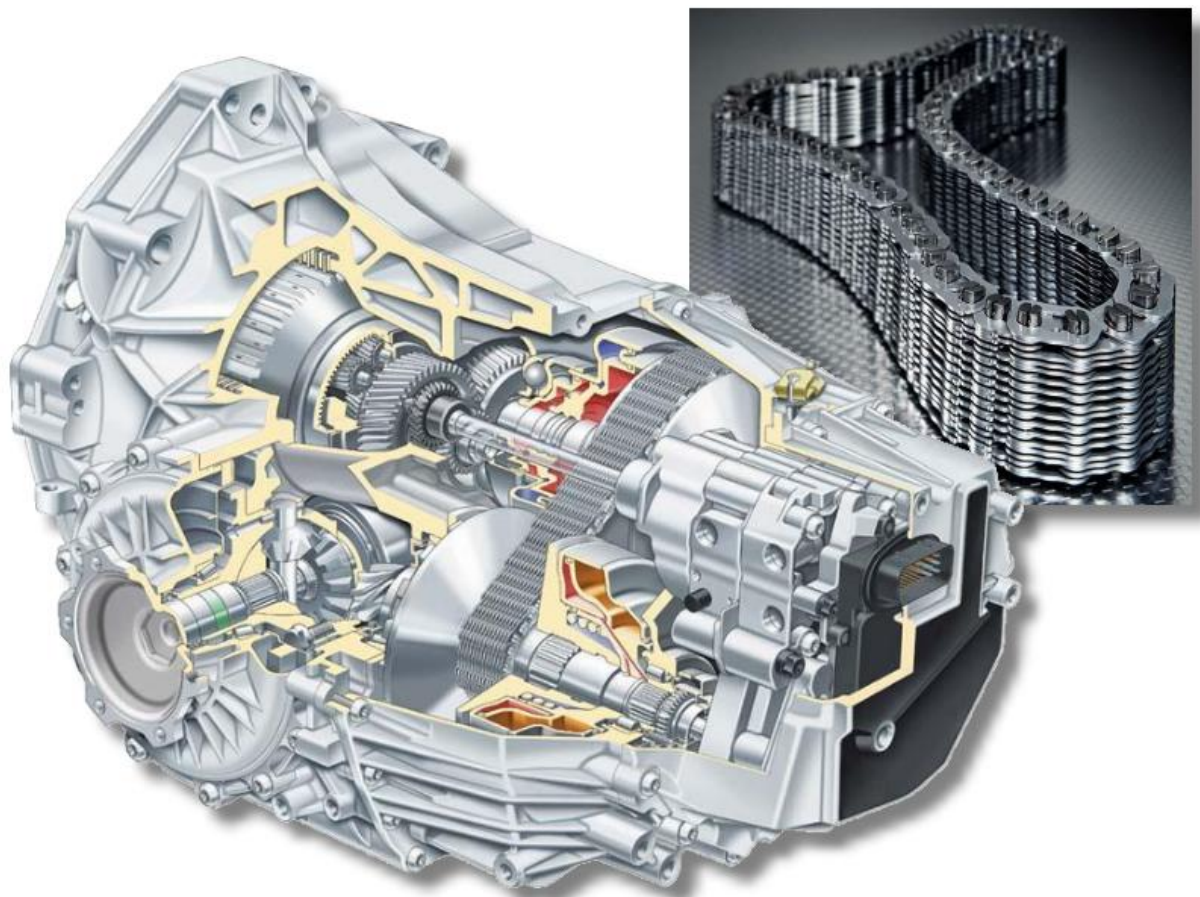


Abb.2.1.3.: Audi multitronic mit LuK Laschenkette, nach [39]

## 2.2. Berechnung der Stufenlosgetriebe

Das Kernstück des Stufenlosgetriebes in Umschlingungsbauweise ist der Keilscheibenvariator. Mit dessen ausführlicher Beschreibung und mathematischen Erfassung beschäftigt sich *Dittrich* in seiner Dissertation im Jahre 1953. Basierend auf die Theorien von *Eytelwein* und *Grashof*, welche die grundlegenden Formeln für Flachriementriebe herleiteten, beschreibt er die Verhältnisse im Keilscheibenvariator. Er weist erstmals auf den sog. „spiraligen Lauf“, der sich aufgrund von Zugkraftänderungen und Querelastizitäten im Umschlingungsmittel auf dem sekundären Scheibensatz einstellt und von der idealen Kreisbahn abweicht. Auf dem primären Scheibensatz wird in Versuchen kein spiraliger Lauf festgestellt. Er teilt die Umschlingungsbögen, ähnlich wie *Grashof*, an Primär- und Sekundärscheibensatz grundsätzlich in Ruhe- und Arbeitsbögen auf. Während die Kraftverhältnisse in den Ruhebögen unveränderlich seien, fänden die wesentlichen Änderungen der Zugkraft zur Momentenübertragung in den Arbeitsbögen statt. Er gibt eine Formel für die Verluste an, die aufgrund des spiraligen Laufs entstehen [17].

Im Jahre 1992 erweitert *Dittrich* seine Aussagen aus [17] und deutet auf die wesentlichen Einflüsse der Scheibensteifigkeit bei metallischen Umschlingungsgetrieben hin [19]. Im Gegensatz zu [17] wird ein spiraliger Lauf auch auf dem Primärscheibensatz berücksichtigt. Als Folge der hohen Anpreßkräfte ergeben sich nicht vernachlässigbare Scheibenverformungen, die den Effekt der Abweichung von der idealen Lauf-

bahn verstärken. *Dittrich* stellt Meßergebnisse zu auftretenden Gleitbewegungen des Zugmittels (Kette) vor.

In den Arbeiten von *Lutz* und *Schlums* aus den Jahren 1959 und 1965 wird ebenfalls Bezug auf die im Variator wirkenden Kräfte genommen. Abhängig von der Querelastizität werden Lösungsansätze für die wirkenden Kräfte und die Abweichung von der idealen Kreisbahn angegeben. Alle übrigen Bauteile werden als starr vorausgesetzt. Der Begriff des „Orthogonalpunktes“ - das ist der Punkt, in dem eine rein radiale Gleitbewegung des Umschlingungsmittels relativ zu den Keilscheiben vorliegt - wird geprägt [62,63,94,95].

*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 [41].

*Gerbert* bildet in seiner Abhandlung von 1972 einen Keilriementrieb ab und berücksichtigt neben der Querdehnung alle im Zugmittel auftretenden Elastizitäten, die sich aufgrund der Anpreßkräfte ergeben. Das Simulationsmodell läßt Aussagen über wichtige Variatorgrößen zu, angefangen vom Zugkraftaufbau bis hin zu den auftretenden Gleitbewegungen im Keilriemen. Im Jahre 1984 erweitert er sein Modell dahingehend, daß neben den elastomeren auch die metallischen Umschlingungsmittel wie das Schubgliederband von Van Doorne beschrieben werden können [36,37]. 1990 veröffentlicht *Gerbert* gemeinsam mit *Olsson* eine weitere Abhandlung, in der die Abweichung von der idealen Kreisbahn aufgrund von Verformungen der Keilscheiben Beachtung findet [38].

*Tenberge* beschäftigt sich in seiner Dissertation von 1986 mit den Wirkungsgraden metallischer Umschlingungsmittelgetriebe [101]. Er untersucht die Reibverhältnisse in einem zweilagigen Schubgliederband und einer einlagigen Zugkette und stellt eine Möglichkeit zur Berechnung der erzielbaren Wirkungsgrade vor. Die theoretischen Betrachtungen werden mit experimentellen Untersuchungen an selbst konstruierten und gefertigten Umschlingungsorganen verglichen. Eingangsgrößen für sein Berechnungsmodell sind Drehmoment, Drehzahl und Übersetzung. In einer späteren Arbeit von 1995 benennt er die Einflüsse von Schlupf und Verstellgeschwindigkeit auf den Wirkungsgrad [102].

*Becker* widmet sich 1987 der analytischen Behandlung des Van Doorne Schubgliederbandes. Unter einigen vereinfachenden Annahmen, wie der kreisförmigen Laufbahn des Umschlingungsmittels, eines konstanten Reibwerts auf dem Riemenumfang und der Zusammenfassung der beiden Bandpakete des Schubgliederbandes zu einem Einzelband, entwickelt *Becker* sog. „Formfunktionen“, die es erlauben, den Kraftaufbau im Band iterativ zu bestimmen [3,4].

*Cuypers* und *Seroo* vergleichen in ihrer Veröffentlichung von 1990 die drei derzeit bekanntesten Metallumschlingungsmittel. Es sind im einzelnen das Van Doorne Schubgliederband sowie die Keilketten von PIV Antrieb Werner Reimers und von Borg Warner. Die drei Umschlingungsmittel werden hinsichtlich der Belastungen und Spannungen sowie der erreichbaren Wirkungsgrade untersucht. Bezüglich der Wirkungsgrade werden keine nennenswerten Unterschiede erkannt, die Geräuschentwicklung sei beim Schubgliederband jedoch deutlich geringer [15].

*Rattunde, Schönnenbeck und Wagner* verfassen 1991 einen Beitrag zur Auswirkung verschiedener Einflußparameter und Bauelemente auf den Wirkungsgrad, ohne jedoch auf konkrete Werte einzugehen [83].

*Karam und Play* beschreiben 1992 eine aufwendige numerische Näherungslösung für die Kraftverhältnisse im Schubgliederband und berücksichtigen die Scheibenelastizität. Unberücksichtigt bleiben jedoch die Zwischenräume zwischen den Schubgliedern, die sich auf dem entlasteten Trum einstellen [50].

*Van Rooij und Schaerlaeckens* erarbeiten 1993 eine Möglichkeit, Anpreßkräfte und Wirkungsgrad des Schubgliederbandes zu berechnen. Sie erläutern die Bewegungs- und Kraftverhältnisse im Zugmittel und untersuchen die Reibungsverluste der Stahlbänder untereinander, der Kontaktstellen Stahlbänder/Schubglieder und Schubglieder/Variatorscheiben in Umfangsrichtung. Auch ihrem Modellansatz liegen einige Vereinfachung zugrunde. Die Scheiben werden als ideal starr angenommen; die Laufbahn des Schubgliederbandes beschreibt aufgrund dessen eine Kreisbahn. Ähnlich wie bei *Becker* werden die beiden Bandpakete zu einem zusammengefaßt und sämtliche Reibungskoeffizienten als konstant vorausgesetzt [86,87,88].

Im Mittelpunkt einer dreiteiligen Artikelreihe von *Fuji, Kurokawa, Kanehara und Kitagawa* von 1993 stehen Messungen und Berechnungen am Schubgliederband. Der Einfluß der Scheibensteifigkeit bleibt in den Beiträgen weitgehend unberücksichtigt [28,29,30]. In einer weiteren Veröffentlichung von 1998 wird ein quasistationäres Modell des Schubgliederbandes vorgestellt. Durch die Variation der Quer- und Längssteifigkeiten im Umschlingungsmittel werden gute Übereinstimmungen mit Messungen erzielt; die Scheiben werden jedoch weiterhin als ideal steif angenommen [32].

*Micklem, Longmore und Burrows* leiten 1994 in einem halbempirischen Modell Näherungsformeln für die Verluste in einem metallischen Umschlingungsmittel her. Die Näherungsformeln beinhalten Konstanten, die in Versuchen ermittelt werden. Die Berechnungsergebnisse werden anschließend mit Messungen verglichen und zeigen eine gute Übereinstimmung [65].

*Smik und Pfeiffer* entwickeln das mathematische Schwingungsmodell eines Kettenvariators, in dem auch die Scheibenverformungen und der Polygoneffekt der Kette berücksichtigt werden. Mit Hilfe des Simulationsmodells ist es möglich, Aussagen über das Betriebsverhalten, Geräusche, die statischen und dynamischen Belastungen sowie den Wirkungsgrad des Kettenvariators zu treffen. Wirkungsgradmessungen bestätigen die Rechnungen sehr gut. Es werden ideal starre und elastische Scheiben verglichen. Der Unterschied im Wirkungsgrad liegt zwischen 3 und 4% [99].

*Sauer* befaßt sich in seiner Dissertation 1996 mit den „Grundlagen und dem Betriebsverhalten eines Zugketten-Umschlingungsgetriebes“ für den Einsatz als Traktor-Fahrertrieb. Er verweist auf den wesentlichen Einfluß der Scheibensteifigkeit und der optimalen Anpreßstrategie auf den Gesamtwirkungsgrad des Kettenvariators. Desweiteren wird auf den Einfluß des Spiels zwischen Weg- und Festscheibe sowie die Elastizitäten des Umschlingungsorgans eingegangen [91,92].

*Piepenbrink, Fischer, Danz und Schwenger* betrachten den Variator des Stufenlosgetriebes der Firma ZF (ZF „Ecotronic“) als regelungstechnisches Modell. Umschlin-

gungsmittel dieses Getriebes ist ein Schubgliederband der Firma Van Doorne. Ihnen gelingen ausgehend von einem berechneten Reibwert qualitative Aussagen hinsichtlich der Verstellkraftverhältnisse und des Wirkungsgrads [81].

*Sattler* entwickelt 1999 in seiner Dissertation ein Verfahren zur Bestimmung des maximal übertragbaren Drehmoments bzw. der erforderlichen Anpreßkräfte für Metallumschlingungsvarioren. Unter Berücksichtigung der Längs- und Quersteifigkeiten im Umschlingungsmittel sowie der Elastizitäten von Scheiben und Wellen gelingt ihm neben einer Aussage über die Kraftverhältnisse auch eine Näherungsformel zur Bestimmung des Wirkungsgrades in Abhängigkeit der Parameter Drehmoment, Drehzahl und Übersetzung. Es zeigen sich gute Übereinstimmungen zwischen Messung und Versuch [90].

Gegenwärtig wird an einem von der *Forschungsvereinigung Antriebstechnik* (FVA, Frankfurt) initiierten Vorhaben („CVT Steifigkeit“) gearbeitet, das den Einfluß der Scheibensteifigkeit und des Verkippspiels von Weg- zu Festscheibe auf den Wirkungsgrad zum Thema hat. Mittels einer auf dem Sekundärscheibensatz in einem Winkelbereich von etwa 180° umlaufenden, induktiven Meßeinrichtung können die Verformungen sehr genau erfaßt werden. Die Untersuchungen werden für die PIV Kette, das Van Doorne Schubgliederband und die Borg Warner Kette durchgeführt. Darüber hinaus sollen Aussagen über Leerlaufverluste, notwendige Anpreßkräfte sowie Körperschallemissionen der drei Umschlingungsorgane erzielt werden.

Die bisher erwähnten Veröffentlichungen befassen sich überwiegend mit der Berechnung des Variators als Grundelement des Stufenlosgetriebes. Zu den übrigen, konventionellen Getriebekomponenten sind bereits zahlreiche Abhandlungen zur Verlustberechnung erschienen. Stellvertretend seien an dieser Stelle einige der wichtigsten Nachschlagewerke genannt.

*Niemann* und *Winter* gelten mit ihrer dreiteiligen Ausgabe „Maschinenelemente I-III“ als Standardwerk für die Berechnung von Zahnradgetrieben [70,71,72].

*Mauz* veröffentlicht in seiner Dissertation 1987 Berechnungsvorschriften bzw. Näherungslösungen für die Größe der hydraulischen Verluste von Stirnradgetrieben bei Umfangsgeschwindigkeiten bis 60 m/s [64]. Er baut dabei auf Ergebnissen von *Walter* [106] und *Schober* [96] auf.

Im Bereich Dichtungstechnik gibt *Müller* Berechnungsvorschriften und zum Teil halbempirische Näherungsformeln für die Verluste sämtlicher Dichtelemente an [67].

Für die Verlustrechnung von Lagerungen bildet der *SKF Lagerkatalog* ein verbreitetes Nachschlagewerk. Es werden Formeln mit empirisch ermittelten Beiwerten zur Verlustberechnung herangezogen [73].

*Schröder* und *Leinmann* geben in ihrer Veröffentlichung von 1988 Ansätze zur Berechnung und Ermittlung der Getriebeverlustleistung an [98].

*Gaus* und *Pickard* stellen die Leistungsverluste in automatischen Getrieben für Personenkraftwagen vor und nennen Maßnahmen zu deren Reduzierung [35].

*Wagner* berichtet in seiner Abhandlung von 1992 über die „Verlustleistung von Kfz-Vorgelegegetrieben“. Er verifiziert seine Berechnungen mit Messungen an zwei Ge-

trieben mit Vorgelegewelle. Die Gegenüberstellung von Messung und Rechnung zeigt eine gute Übereinstimmung [105].

Die Momentübertragung in einem stufenlosen Umschlingungsgetriebe erfolgt kraftschlüssig. Dieser Kraftschluß wird in den meisten Fällen durch eine hydraulische Hilfsenergie, die dem jeweils anliegenden Moment angepaßt sein muß, bereitgestellt.

*Röper* beschreibt 1987 die Anforderungen, die an eine sinnvoll ausgelegte Druckölversorgungseinheit eines hydraulisch gesteuerten CVT-Getriebes gestellt werden. Er verweist auf die negativen Auswirkungen einer überdimensionierten Pumpe auf den Wirkungsgrad [85].

Auf die wesentliche Bedeutung der Servoenergie für den Gesamtwirkungsgrad des Getriebes gehen auch *Daieff*, *Kern*, *Krenn* und *Petra* in ihrem Beitrag „CVT für Heckantrieb“ ein. In Analysen an bestehenden Stufenlosgetrieben sei festgestellt worden, daß je nach Fahrzustand zwischen 60% und 90% der Gesamtverluste des Getriebes durch Pumpe und Variator verursacht werden. Die Analyseverfahren wird nicht weiter beschrieben. Desweiteren werden gemessene Wirkungsgradkennfelder vorgestellt und mit einem Viergang-Automatikgetriebe verglichen. In Abhängigkeit vom Anpreßdruck werden Meßkurven des Gesamtwirkungsgrades angegeben [16].

Im Jahr 2000 widmet sich *Koberger* in seiner Veröffentlichung einigen Ölversorgungssystemen für stufenlose Kettenwandler am Beispiel des PIV Systems. Er mißt der Hydraulik bei stufenlosen Umschlingungsgetrieben aus zweierlei Gründen eine große Bedeutung zu. Zum einen ist die hydraulische Hilfsenergie notwendig, um das Drehmoment zu übertragen, zum anderen zählt die Servoenergie, da sie nicht aktiv an der Leistungsübertragung beteiligt ist, gänzlich als Verlust des Gesamtgetriebes. Es werden Messungen vorgestellt, die einen Vergleich zwischen einer konstanten Zahnradpumpe mit Stromregelventil und einer verstellbaren Flügelzellenpumpe mit hydraulischer Konstantstromregelung erlauben. In seiner Arbeit werden weitere alternative Ölversorgungskonzepte betrachtet und bewertet [53].

*Auer* und *Vorndran* betrachten in ihrer Arbeit 1998 die Verluste eines CVT-Getriebes. Aufgeteilt nach Komponenten versuchen sie überwiegend meßtechnisch Verbesserungspotentiale zu erschließen. Aussagen über Verbräuche werden für den NEFZ getroffen. Sie verweisen auf die Problematik der meßtechnisch erzielten Ergebnisse hinsichtlich Reproduzierbarkeit, Übertragbarkeit und Vergleichbarkeit an verschiedenen Meßorten. Für ihre Aussagen unterteilen sie den NEFZ in seine Streckenanteile (Leerlauf, Beschleunigung, Verzögerung, Konstantfahrtanteile). Anhand von Meßkurven geben sie für das Gesamtgetriebe den Einfluß einer Überanpressung im Variator auf den Wirkungsgrad an [1].

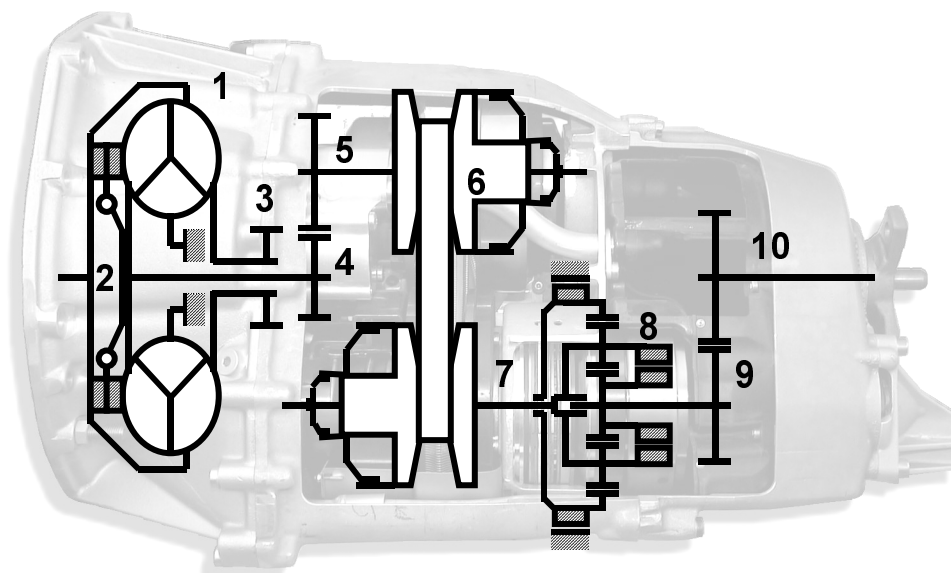
### 3. Aufbau des Versuchsgetriebes

#### 3.1. Prototypgetriebe

Das dieser Arbeit zugrundeliegende Prototypgetriebe ist ein Umschlingungs-CVT mit Van Doorne Schubgliederband als Umschlingungsorgan. Es ist für einen Heckantrieb konzipiert. Die beengte Bauraumsituation im Getriebetunnel des Fahrzeugs erfordert zwei Übersetzungsstufen, um eine möglichst kompakte Bauform mit koaxialem Ein- und Ausgang zu erzielen.

Als Anfahrlelement kommt ein hydrodynamischer Drehmomentwandler (1) mit Überbrückungskupplung (2) zum Einsatz.

Abb.3.1.1. zeigt eine Prinzipskizze des Prototypgetriebes.

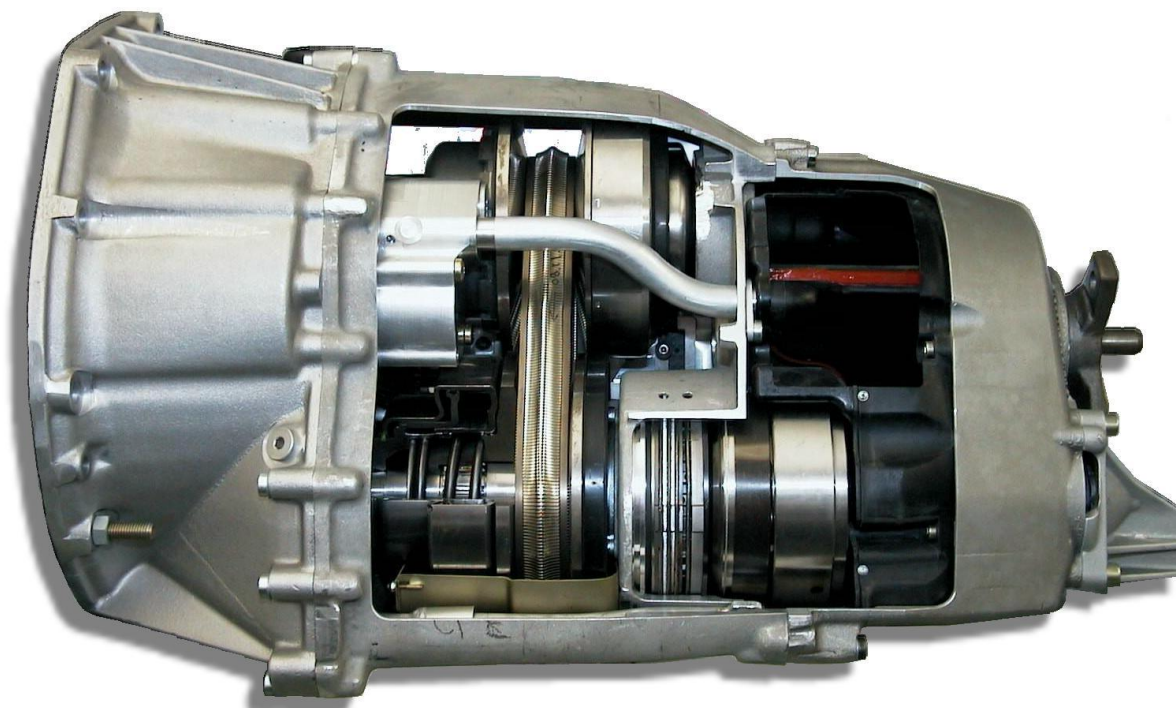


**Abb.3.1.1.:** Prinzipskizze des Prototypgetriebes

Die Hydraulikpumpe ist über eine Verzahnung fest mit dem Pumpenrad (3) des hydrodynamischen Drehmomentwandlers und daher starr mit der Kurbelwelle verbunden.

Das Turbinenrad ist durch eine Steckverzahnung fest an die Antriebswelle gekoppelt. Über eine erste Zahnradstufe (4) wird die Antriebsleistung auf die Primärwelle (5) geleitet und von dort über den Variator mit Umschlingungsmittel (6) auf die Sekundärwelle (7), auf der sich auch ein Planetensatz (8) zur Drehrichtungsumkehr befindet. Über die zweite Zahnradstufe (9) gelangt die Leistung auf die Abtriebswelle (10) und schließlich zum Getriebeausgang.

Der Sekundärscheibensatz ist zur Minimierung von Planschverlusten gekapselt. Der Wendesatz läuft bei Vorwärtsfahrt verblockt mit der Übersetzung  $i_{Wend}=1$  um.



**Abb.3.1.2.:** Prototypgetriebe mit Blick auf Variator, Hydraulikpumpe und Wendesatz

Im nachfolgenden Unterkapitel werden alle im Kraftfluß liegenden bzw. an der Verlustleistung maßgeblich beteiligten Baugruppen des Gesamtgetriebes vorgestellt und beschrieben.

## 3.2. Baugruppen

### 3.2.1. Variator und Umschlingungsmittel

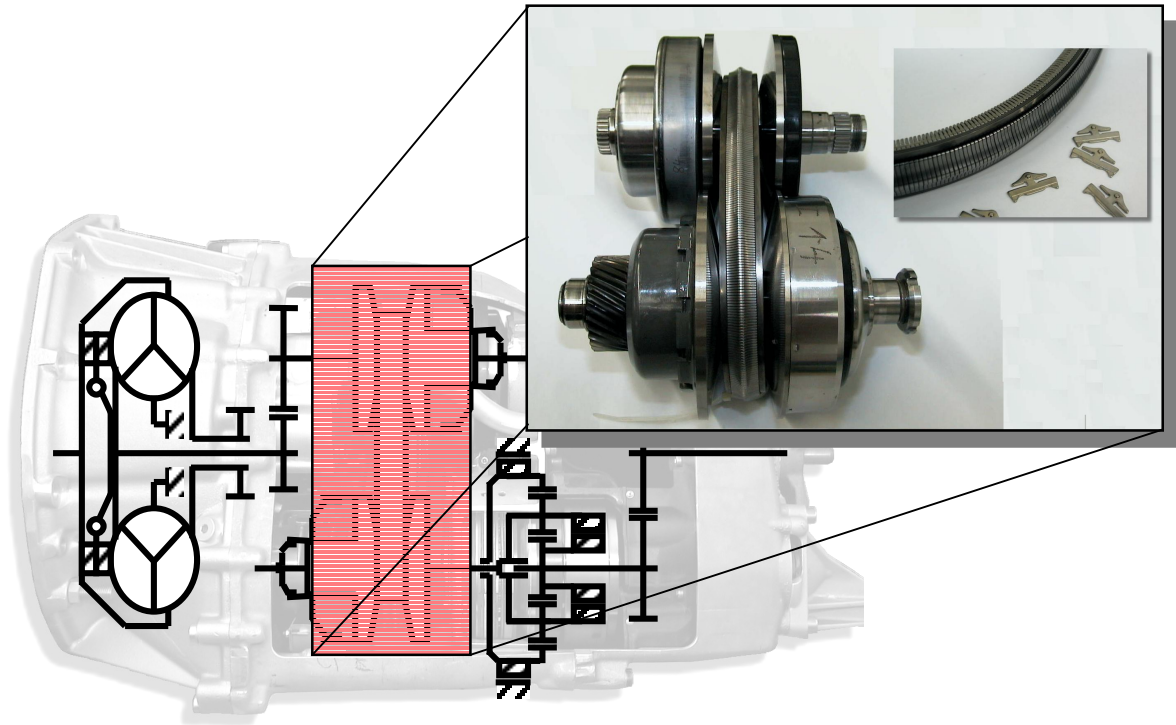


Abb.3.2.1.1.: Variator mit Van Doorne Schubgliederband

Der Variator des Prototypgetriebes besteht aus zwei axial verstellbaren Kegelscheibenpaaren, zwischen denen das Schubgliederband von Van Doorne für die Momentenübertragung sorgt. Das Schubgliederband besteht aus ca. 400 einzelnen, keilförmigen Stahlelementen, die von zwei mehrlagigen Stahlbandpaketen (jeweils 12 Bänder) geführt werden. In Längsrichtung sind sie frei beweglich angeordnet. Durch Variation der hydraulisch erzeugten Anpreßkräfte bewegt sich das Schubgliederband durch die Keilwirkung in jeden konstruktiv möglichen Radius und verändert somit stufenlos die Übersetzung von Antriebs- zu Abtriebsscheibensatz. Die Variatorspreizung entspricht der Gesamtgetriebespreizung und liegt bei  $\varphi_G \approx 6$ . Der Flankenwinkel des Variators bzw. der Schubgliederflanken beträgt bei dem Prototypgetriebe  $\beta = 11^\circ$ .



In die Flanken der Schubglieder sind Drainagerillen eingebracht. Sie sollen verhindern, daß das Band durch das zur Kühlung notwendigerweise aufgespritzte Öl aufschwimmt und durchrutscht (Abb.3.2.1.2.).



**Abb.3.2.1.2.:** Drainagerillen auf den Schubgliederflanken

Während ein Teil des Drehmoments durch Zugkräfte in den Führungsbändern übernommen wird, übertragen die Schubglieder den anderen Teil durch Druckkräfte. In Drehrichtung des Antriebsscheibensatzes werden die Schubglieder entlang der Führungsbänder durch die Reibkräfte zwischen Kegelscheiben und Gliederflanken aufeinandergeschoben und stützen sich gegenseitig ab. Auf dem Arbeitsbogen des Antriebsscheibensatzes werden die Druckkräfte vollständig abgebaut, so daß die Schubglieder anschließend entlastet zum Antriebsscheibensatz zurücklaufen.

Die Obergrenze für die maximal übertragbaren Momente wird durch die zulässigen Spannungen in den Stahlbändern bestimmt. Ein etwas kleinerer Flankenwinkel würde zu einer geringeren Spannungsbelastung und somit zu einer größeren Momentenkapazität führen. Dies wäre jedoch gleichbedeutend mit einer höheren, erforderlichen Anpreßkraft, die sich wiederum negativ auf den Gesamtwirkungsgrad auswirkt

An den Scheibensätzen des Variators befinden sich ferner die Hydraulikkolben, in denen die Anpreßkräfte erzeugt werden.

Im Schubgliederband treten nach [86,87,88] reibungsbehaftete Relativbewegungen zwischen dem innersten Stahlband und den Schubgliedern sowie den Stahlbändern untereinander auf, die zu Leistungsverlusten führen. Ferner ist der Kontakt von Schubglied und Keilscheibe aufgrund von Mikroschlupf verlustbehaftet.

In [90,100] werden die Verluste untersucht, die durch Verformungen aufgrund der Keilscheibenelastizität und der daraus resultierenden Abweichung des Umschlingungsmittels von der idealen Kreisbahn entstehen. Die radiale Einwanderung führt in Verbindung mit den hohen Anpreßkräften zu Wirkungsgradverlusten, die deutlich größer als die inneren Bandverluste eingestuft werden.

### 3.2.2. Hydraulikpumpe

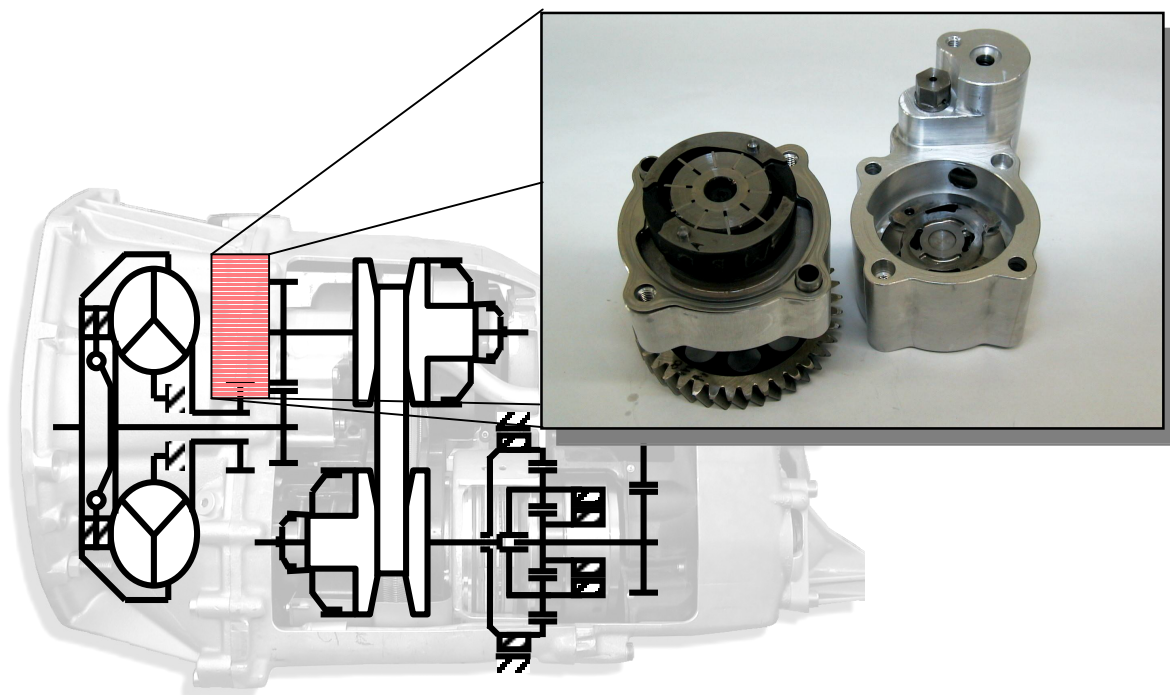


Abb.3.2.2.1.: Aufgeschraubte Flügelzellenpumpe mit Antriebszahnrad

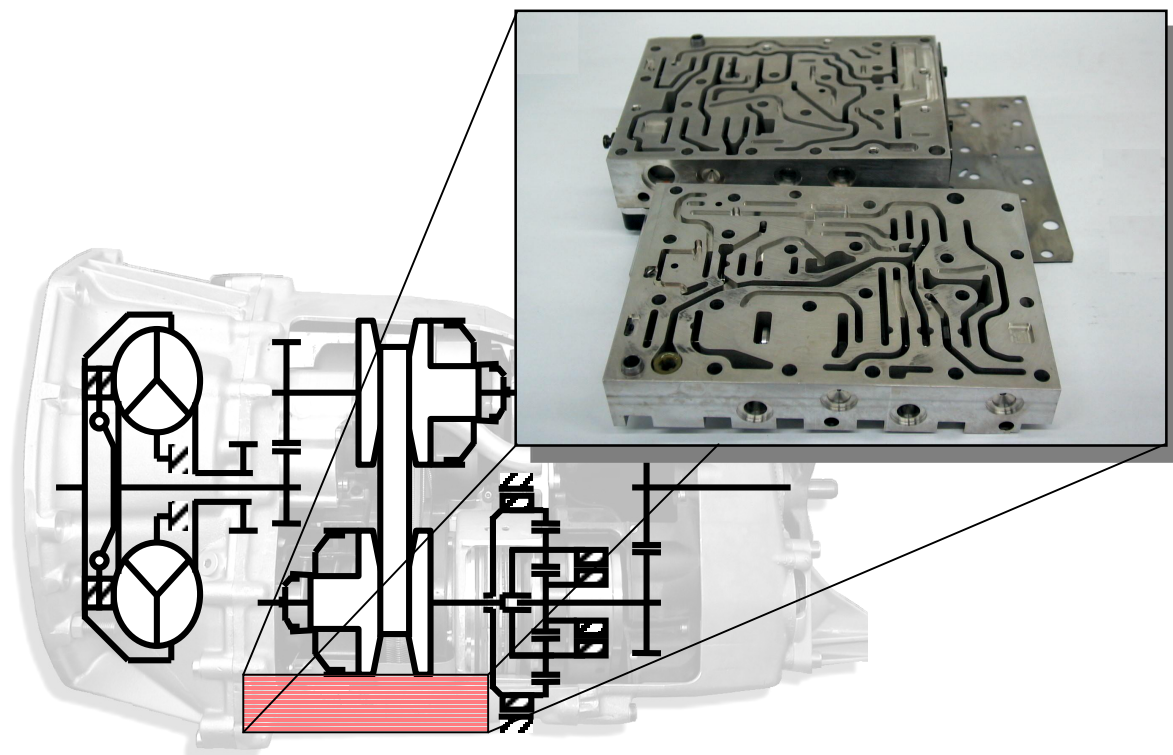
Die Hydraulikpumpe in einem Automatgetriebe stellt die Hilfsenergie bereit, die z.B. für das Schließen von Kupplungen benötigt wird. Im Falle des Stufenlosgetriebes mit Umschlingungsmittel dient diese hydraulische Hilfsenergie insbesondere dazu, die notwendige Anpreßkraft zur kraftschlüssigen Momentenübertragung zu erzeugen. Die Pumpe wandelt die kinetische Antriebsenergie in eine hydraulische Energie mit entsprechenden Druck- und Volumenstromwerten um.

Die nach dem Verdrängerprinzip arbeitende Hydraulikpumpe des Prototypgetriebes ist eine zweihubige Flügelzellenpumpe mit konstantem Hubvolumen. Entlang des Umfangs der Pumpe befinden sich je zwei Einlaß- und zwei Auslaßkanäle für das Fluid, die innerhalb einer Pumpenumdrehung überstrichen werden. Vorteil einer zweihubigen Ausführung ist die Druckentlastung durch die symmetrische Druckverteilung. Nachteil dieser Anordnung im Vergleich zur einhubigen Ausführung ist die fehlende Verstellmöglichkeit des Fördervolumenstroms, welche im Falle der einhubigen Pumpe durch Änderung der Exzentrizität gewährleistet werden kann.

Die Pumpe ist mittels einer Zahnradstufe fest mit dem Antrieb verbunden. Der Fördervolumenstrom wird druckseitig auf den maximal notwendigen Wert abgeregelt. Die Überschussmenge wird der Pumpe auf der Saugseite durch eine Bypassleitung wieder zugeführt. Die Leistungsaufnahme der Pumpe steigt jedoch wegen der starren Kopplung linear mit der Antriebsdrehzahl, da die Volumenstromregelung erst hinter der Pumpe einsetzt. Bei Betriebspunkten mit niedrigen Momentenanforderungen und hohen Drehzahlen ist die hydraulische Verlustleistung folglich besonders hoch, da der Fördervolumenstrom den Bedarf bei weitem übersteigt.

Die Hydraulikpumpe des Prototypgetriebes muß zwei wesentliche Aufgaben übernehmen. Einerseits muß sie einen hohen Druck für die kraftschlüssige Momentenübertragung erzeugen, wobei nur ein geringer Volumenstrom zur Abdeckung von Leckagen notwendig ist. Andererseits hat sie einen ausreichend hohen Volumenstrom zur Kühlung und Schmierung bereitzustellen, wobei lediglich ein geringer Gegendruck zu überwinden ist. Beide Größen, Fördervolumenstrom und Druckniveau, gehen zu gleichen Teilen in die Pumpenverlustrechnung ein. Da im dargestellten Fall nur eine Hydraulikpumpe zur Verfügung steht, die sowohl die Volumenstrom- als auch Druckanforderungen abdecken muß, führt dies zu einer sehr hohen Aufnahmeleistung, die in der Gesamtleistungsbilanz gänzlich als hydraulische Verlustleistung anzurechnen ist.

### 3.2.3. Hydraulische Steuerung (Anpreßstrategie)



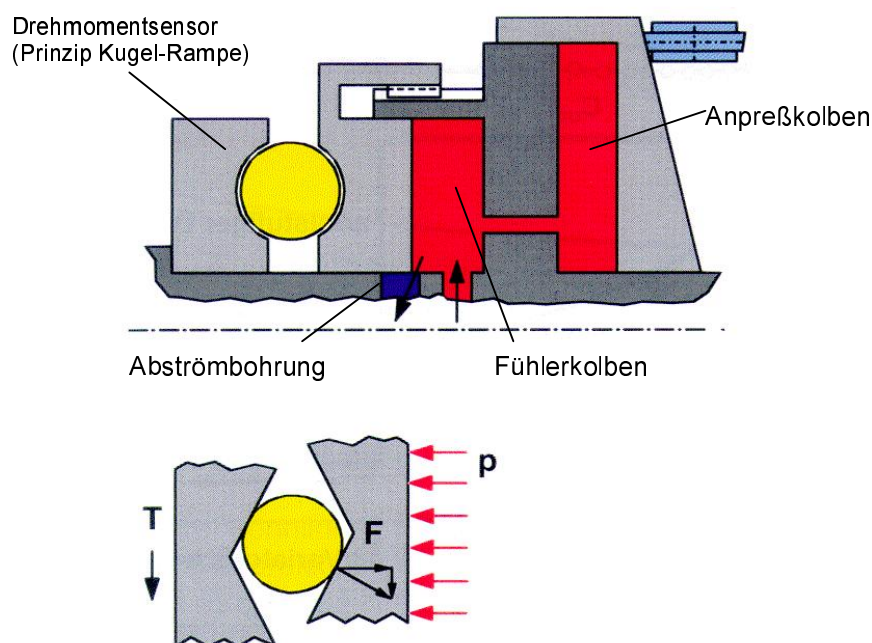
**Abb.3.2.3.1.:** Hydraulische Steuerung des Prototypgetriebes (LuK Doppelkolben)

Die wesentlichen Aufgaben der hydraulischen Steuerung eines Stufenautomatgetriebes sind die Versorgung von Kupplungen und Bremsen zur Ausführung von Gangwechseln sowie die Bedienung des hydrodynamischen Drehmomentwandlers mit Wandlerüberbrückungskupplung als Anfahelement. Im Falle des Stufenlosgetriebes mit Umschlingungsmittel muß die Steuerung anstelle der Gangschaltkupplungen die Bereitstellung der Anpreß- und Verstellkräfte im Variator gewährleisten.

Die hydraulische Steuerung (Prinzip: LuK Doppelkolben) verwendet hierzu drei Elektromagnetventile und sechs Schieber. Im Vergleich zur Steuerung eines 5-Gang-Automatgetriebes (ca. sechs Elektromagnetventile, 20 Schieber [23]) ist eine deutlich kompaktere Bauform möglich. Zur Versorgung der Hydraulikventile ist ein Grunddruckniveau  $p_{Grund}$  erforderlich. Der Grunddruck ist gleichbedeutend mit dem minimalen Systemdruck, den die Hydraulikpumpe erzeugen muß. Systemdruckbestimmend können je nach Betriebspunkt der Anpreßdruck  $p_{MF}$ , der Verstelldruck  $p_{Verst\_Prim}$  oder  $p_{Verst\_Sek}$  sowie der Kühlerrückstaudruck  $p_{WE}$  werden.

Die Funktionen der Anpreß- und Verstellkraftherzeugung sind in dem Steuerungssystem getrennt ausgeführt. Im sog. „LuK Doppelkolbenprinzip“ ist diese Trennung durch jeweils zwei separate Hydraulikkolben auf dem Primärscheibensatz und dem Sekundärscheibensatz realisiert.

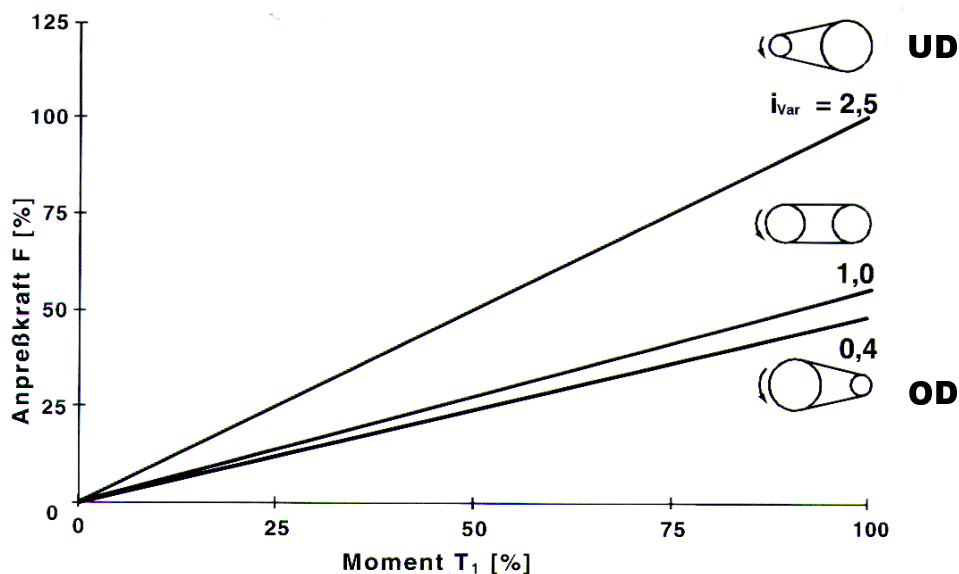
Die Druckhöhe im Anpreßkolben wird über einen Drehmomentsensor am Primärscheibensatz eingestellt. Das Funktionsprinzip des Drehmomentsensors ist in Abbildung 3.2.3.2. dargestellt.



**Abb.3.2.3.2.:** Drehmomentsensor (Fa. LuK), nach [23]

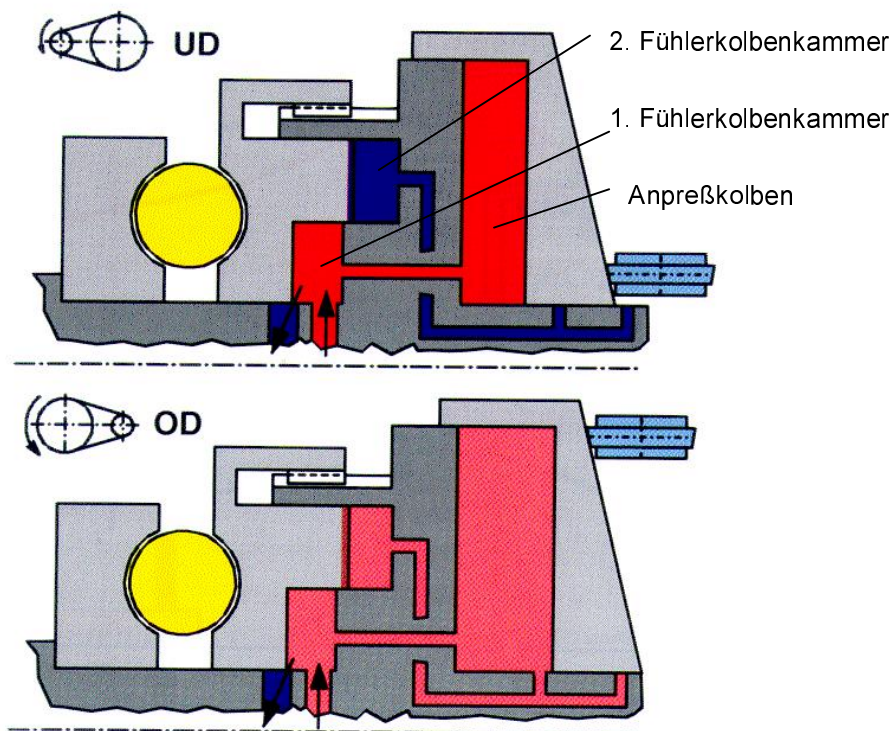
Das anliegende Drehmoment wird über eine Rampenscheibe und eine Kugel auf eine weitere Rampenscheibe geleitet, die mit einem Hydraulikkolben, dem sog. „Fühlerkolben“, verbunden ist. Der aus dem Drehmoment resultierende Kraftfluß stützt sich in diesem Fühlerkolben gegen einen Öldruck ab. Der verschiebliche Fühlerkolben gibt abhängig vom anliegenden Drehmoment eine Abströmbohrung frei, durch deren Strömungswiderstand der Fühlerkolbendruck bis auf Gleichgewichtszustand eingeregelt wird. Der Fühlerkolbendruck ist durch eine Bohrung mit dem Anpreßzylinder verbunden. Damit ist eine strenge Proportionalität zwischen dem anliegenden Drehmoment am Primärscheibensatz und dem Anpreßdruck gegeben [23].

Der notwendige Anpreßdruck ist jedoch nicht nur drehmomentabhängig, sondern richtet sich auch nach der Übersetzung. In der Anfahrübersetzung ist der Wirkradius des Umschlingungsmittels am primären Scheibensatz klein. Der einzustellende Anpreßdruck ist somit höher als in der Overdrive-Übersetzung, in welcher der Wirkradius am Primärscheibensatz groß ist (Abb.3.2.3.3.).



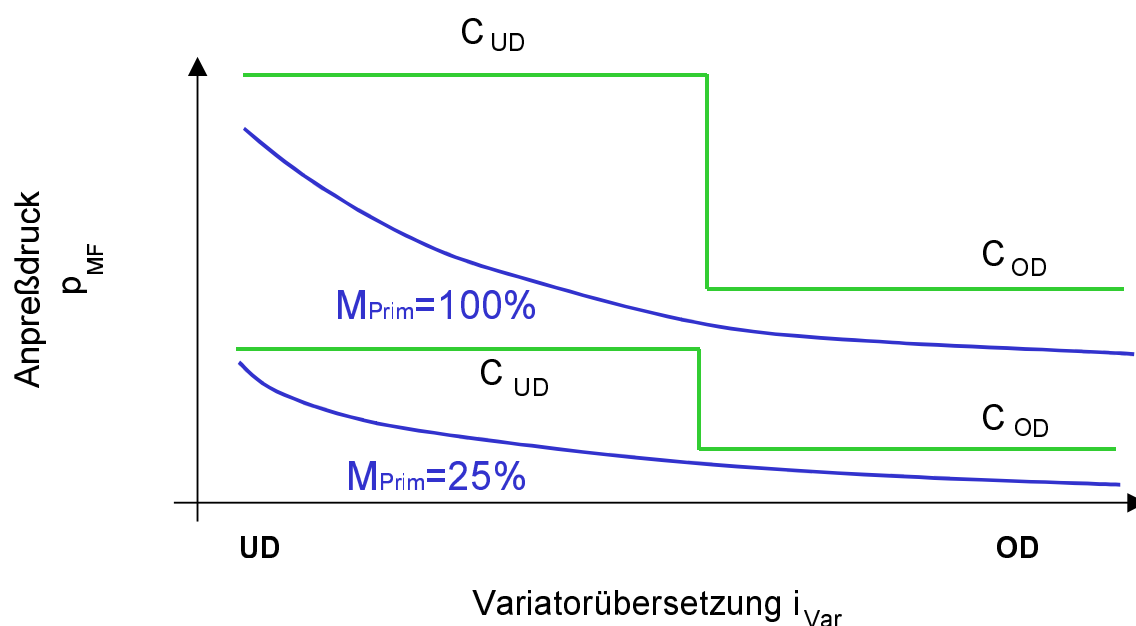
**Abb.3.2.3.3.:** Erforderliche Mindestanpreßkraft über dem Drehmoment bei verschiedenen Übersetzungen, nach [23]

Der Übersetzungsabhängigkeit der Anpreßkraft wird in dem Regelsystem dadurch Rechnung getragen, daß der Fühlerkolben zwei Kammern besitzt. In der Anfahrübersetzung ist lediglich eine Kammer des Fühlerkolbens geschaltet. Die zweite Kammer ist durch eine Öffnungsbohrung in der Primärwelle belüftet und somit drucklos. Überstreicht die Wegscheibe des Primärscheibensatzes in Richtung Overdrive diese Öffnungsbohrung, wird sie verschlossen. Gleichzeitig schafft eine weitere Bohrung eine Verbindung des Anpreßkolbens mit der zweiten Fühlerkolbenkammer (Abb.3.2.3.4.).



**Abb.3.2.3.4.:** Drehmomentsensor (2-stufig) mit Umschaltbohrung, nach [23]

Durch die Umschaltung auf die zweite Kammer wird eine Absenkung des Anpreßdruckniveaus entsprechend der zusätzlich geschalteten Kolbenfläche erzielt (Abb.3.2.3.5.).



**Abb.3.2.3.5.:** Verlauf der Anpreßkraft in Abhängigkeit der Übersetzung [23]

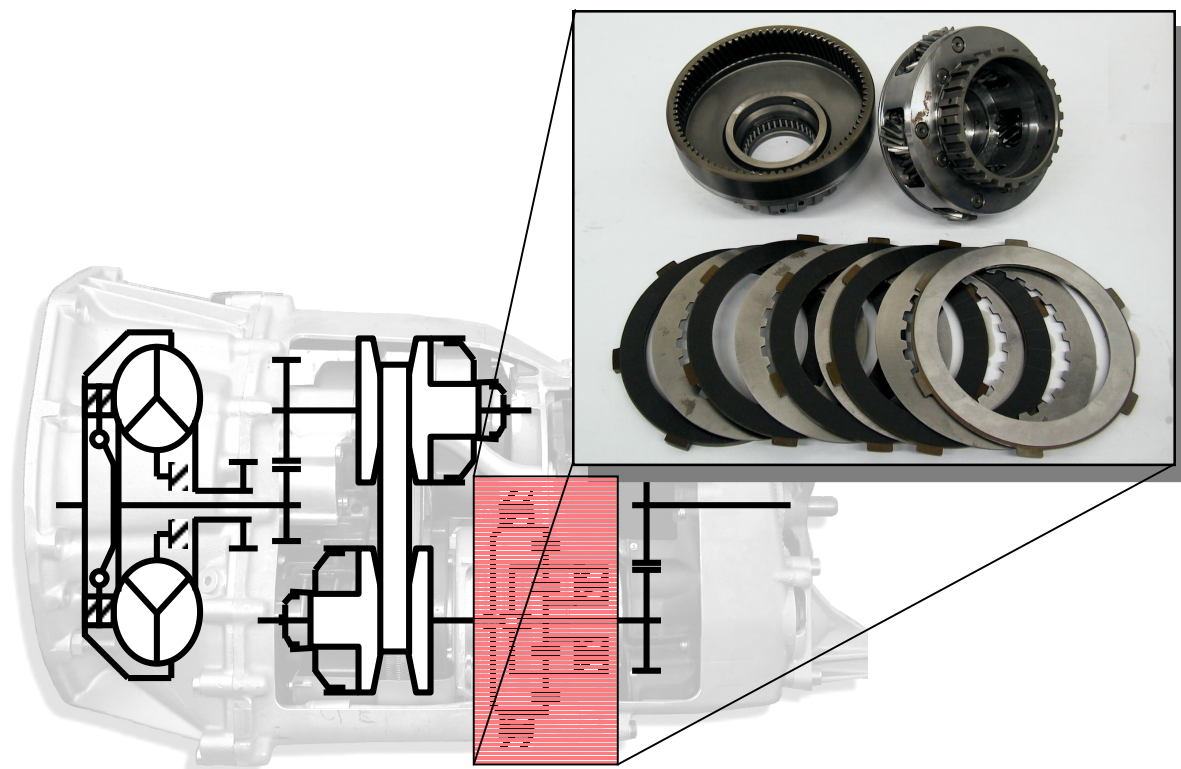
Durch den direkt im Kraftfluß liegenden Drehmomentsensor ist eine nahezu verzögerungsfreie Einstellung der Anpreßkraft möglich. Bei plötzlich auftretenden Drehmomentspitzen verschließt der Fühlerkolben die Abströmbohrung und fungiert kurzzeitig als Zusatzpumpe. Dies garantiert eine hochdynamische Anpassung der Anpressung auf Drehmomentstöße.

Die Verstellzylinder im Doppelkolben sind relativ klein ausgeführt, so daß bei einer Verstellung nur eine geringe Ölmenge von der Hydraulikpumpe zur Verfügung gestellt werden muß. Die beiden Anpreßkammern sind miteinander verbunden. Das Anpreßöl wird bei einer Verstellung nahezu verlustfrei in den jeweils anderen Anpreßkolben verschoben. Die Hydraulikpumpe kann infolgedessen klein ausgeführt werden.

Die Anpreßstrategie, die in der hydraulischen Steuerung hinterlegt ist, hat einen großen Einfluß auf den Wirkungsgrad des Gesamtgetriebes, da sie die Größe der hydraulischen Hilfsenergie, die gänzlich als Verlustleistung in der Gesamtbilanz anzusehen ist, mitbestimmt.



### 3.2.4. Wendesatz



**Abb.3.2.4.1.:** Wendesatz des Prototyps (Hohlrad, Planetenträger mit Doppelplanetenanordnung, Rückwärtsbremslamellen)

Der Wendesatz des Prototypgetriebes ermöglicht die Drehrichtungsumkehr zur Rückwärtsfahrt des Fahrzeugs. Bei Vorgelegegetrieben reicht hierzu prinzipiell das Zuschalten eines außenverzahnten Zwischenzahnrades. Bei Automatikgetrieben für Fahrzeuge mit Heckantrieb findet wie im dargestellten Fall oft ein Doppelplanetenge triebe Verwendung.

Im Prototypgetriebe ist im Rückwärtsfahrbetrieb das Hohlrad des Planetengetriebes gegen das Gehäuse gebremst. Der Drehsinn des antreibenden Stegs und des abtreibenden Sonnenrades kehrt sich infolge der Doppelplanetenanordnung um. Die Übersetzung beträgt  $i_{Wend\_Rück} \approx 1$ .

Bei Vorwärtsfahrt werden Steg und Sonnenrad mittels einer Lamellenkupplung miteinander gekoppelt, so daß der gesamte Wendesatz verblockt mit  $i_{Wend\_Vor} = 1$  umläuft.

Hinsichtlich der Verlustleistung und nachfolgender Verbrauchszertifizierungen ist nur der Vorwärtsfahrbetrieb relevant. Im Blockumlauf des Planetengetriebes entstehen keine Relativbewegungen, so daß auch keine Reibungsverluste an Verzahnungen und Lagerungen der Planetenräder auftreten. Verluste treten nur an der Rückwärtsbremse in Lamellenbauweise auf. Zwischen den antriebsseitig verbundenen Innenlamellen und den gehäusefesten Außenlamellen führen die Relativbewegungen zu rein drehzahlabhängigen Verlustmomenten.

### 3.2.5. Lagerungen

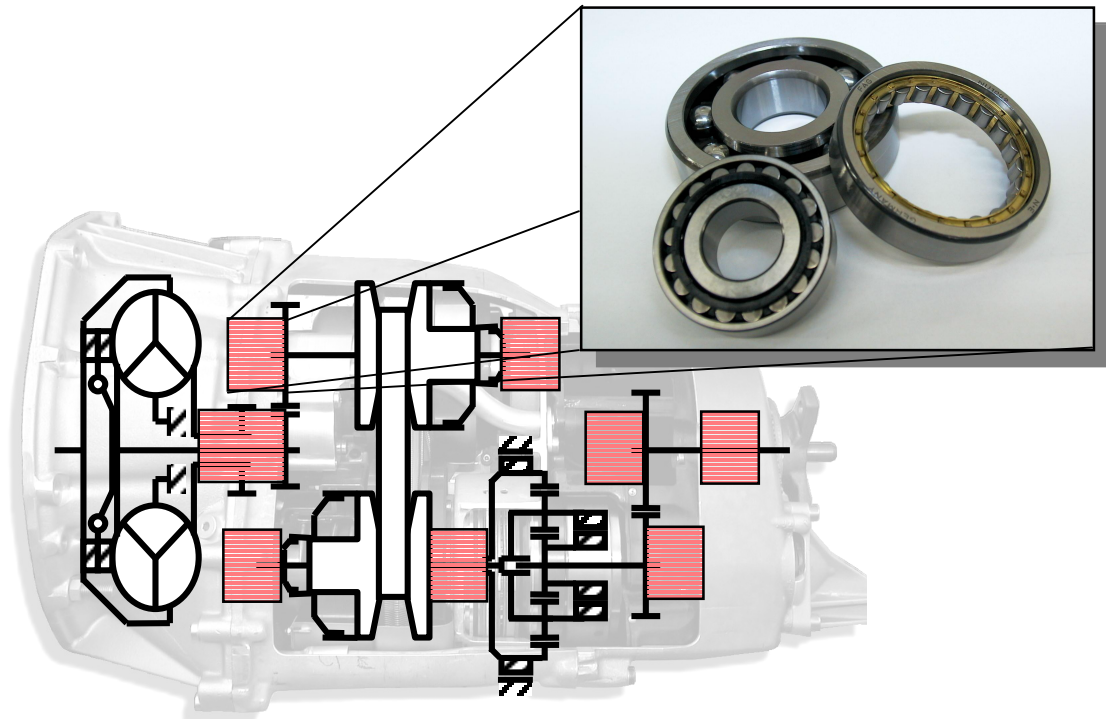


Abb.3.2.5.1.: Lagerungen

Für die Lagerung der Wellen im Prototypgetriebe werden herkömmliche Wälzgerarten wie Kugellager, Zylinderrollenlager und Nadellager verwendet. Die Antriebswelle ist auf der Motorseite über die Kurbelwelle gleitgelagert.

Die Lager stellen eine definierte Lage der Wellen im Gesamtgetriebe sicher. Sie nehmen sämtliche auftretenden Belastungen auf und stützen sie gegen das Gehäuse ab. Ihre Verluste werden in lastunabhängige und lastabhängige Anteile aufgeteilt. Die lastunabhängigen sind hydrodynamische Verluste, die im wesentlichen durch Wälzgeschwindigkeit und Schmierstoffviskosität bestimmt werden. Die lastabhängigen Verluste entstehen durch elastische Verformungen und örtliches Gleiten zwischen Wälzkörpern und Lagerringen.

### 3.2.6. Verzahnungen

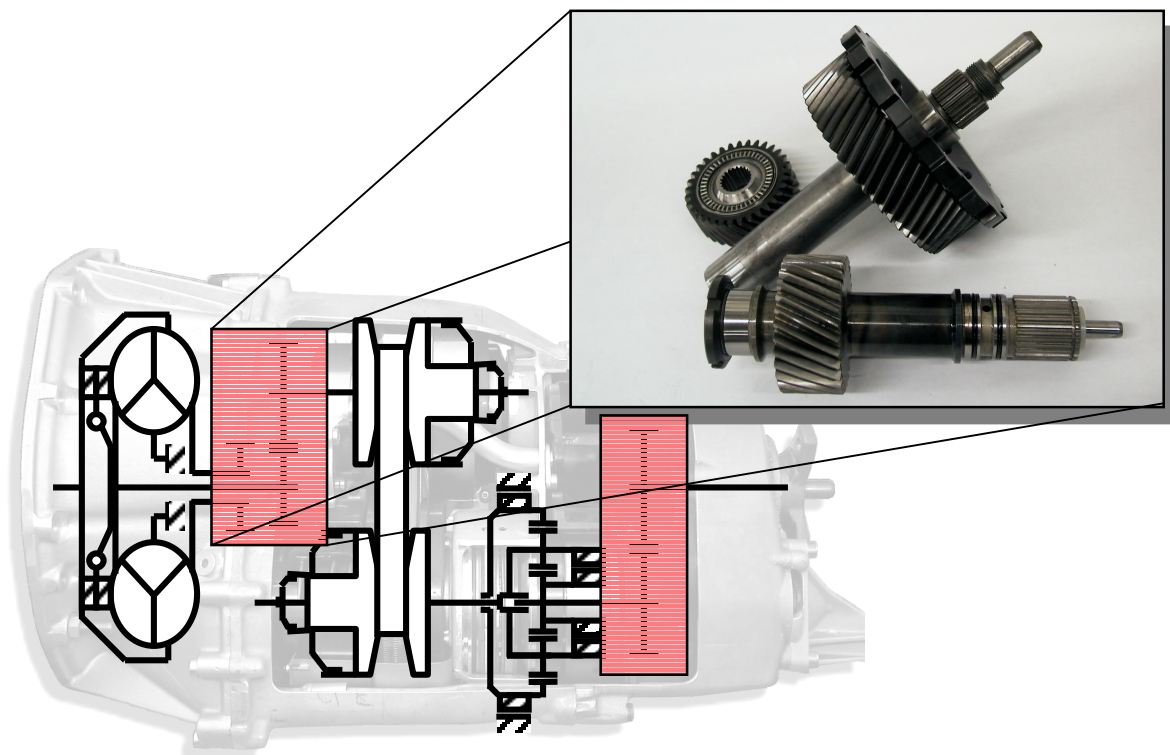


Abb.3.2.6.1.: Primär- und Sekundärverzahnungen (mit Parksperrenrad)

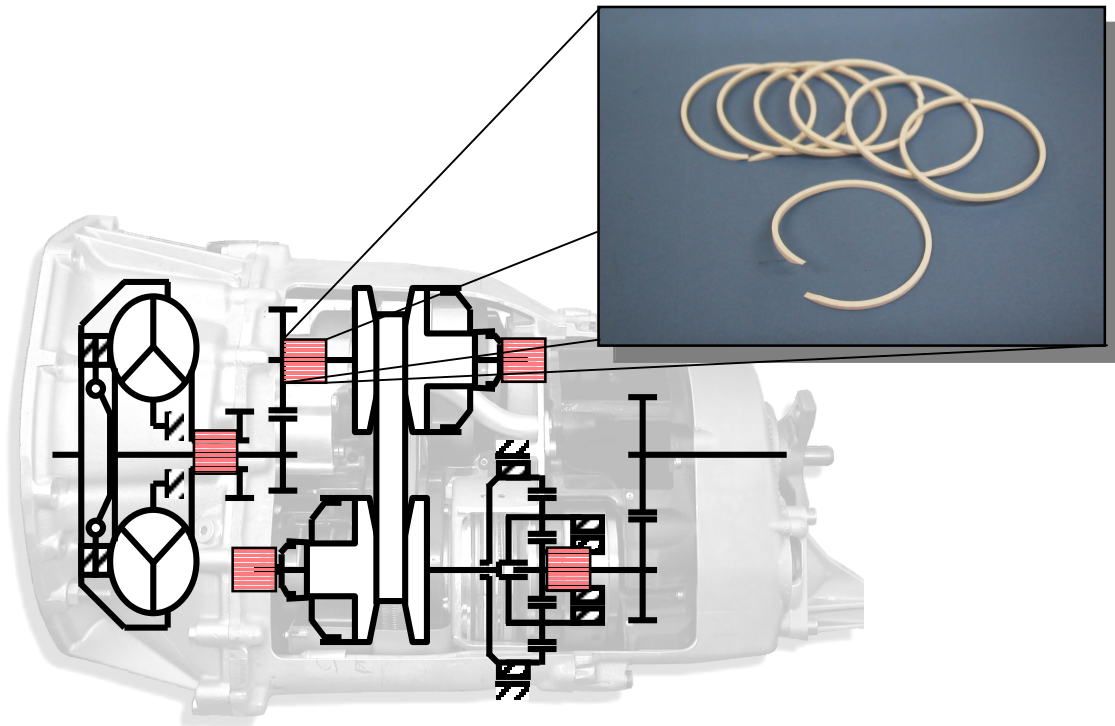
Die 4-Wellen-Anordnung im Prototypgetriebe resultiert aus der beengten Bauraumsituation im Motor/Getriebetunnel des Zielfahrzeugs mit Heckantrieb. Die Primärübersetzung hat ferner den Zweck, die Eingangsdrehmomente und somit die Belastung des Schubgliederbandes zu reduzieren. Dadurch kann die Bandlebensdauer wesentlich erhöht werden. Die Primärübersetzung ist für den otto- und dieselmotorischen Antrieb so ausgeführt, daß das Variatoreingangsmoment für beide Antriebsarten gleich groß ist.

Die Forderung nach koaxialem Getriebeein- und ausgang sowie die notwendige Bodenfreiheit zwischen Fahrzeug und Fahrbahn machen eine weitere Übersetzung auf die Abtriebswelle notwendig. Der Hydraulikpumpenantrieb ist ebenfalls durch eine Verzahnungsstufe realisiert.

Primär- und Sekundärübersetzung sowie die Pumpenübersetzung sind schrägverzahnt ausgeführt. Infolge der größeren Überdeckung werden im Vergleich zu geradverzahnten Rädern günstigere akustische Eigenschaften erzielt.

Die Verluste in den Schrägverzahnungen entstehen durch reibungsbehaftete Gleit- und Wälzbewegungen.

### 3.2.7. Kolbenringdichtungen



**Abb.3.2.7.1.:** Kolbenringdichtungen zur Abdichtung von Drehöleinführungen

Die Kolbenringe dienen der Abdichtung von Drehölein- und -ausführungen. Das Öl wird dabei im Übergang von Ölbohrungen in den rotierenden Wellen zu den gehäusefesten Ölkanälen abgedichtet. Sie sind im Prototypgetriebe ausnahmslos aus dem Werkstoff PTFE hergestellt und weisen eine schräge Stoßkante auf. Die Verluste an Kolbenringdichtungen sind drehzahl- und druckabhängig.

### 3.2.8. Radialwellendichtringe

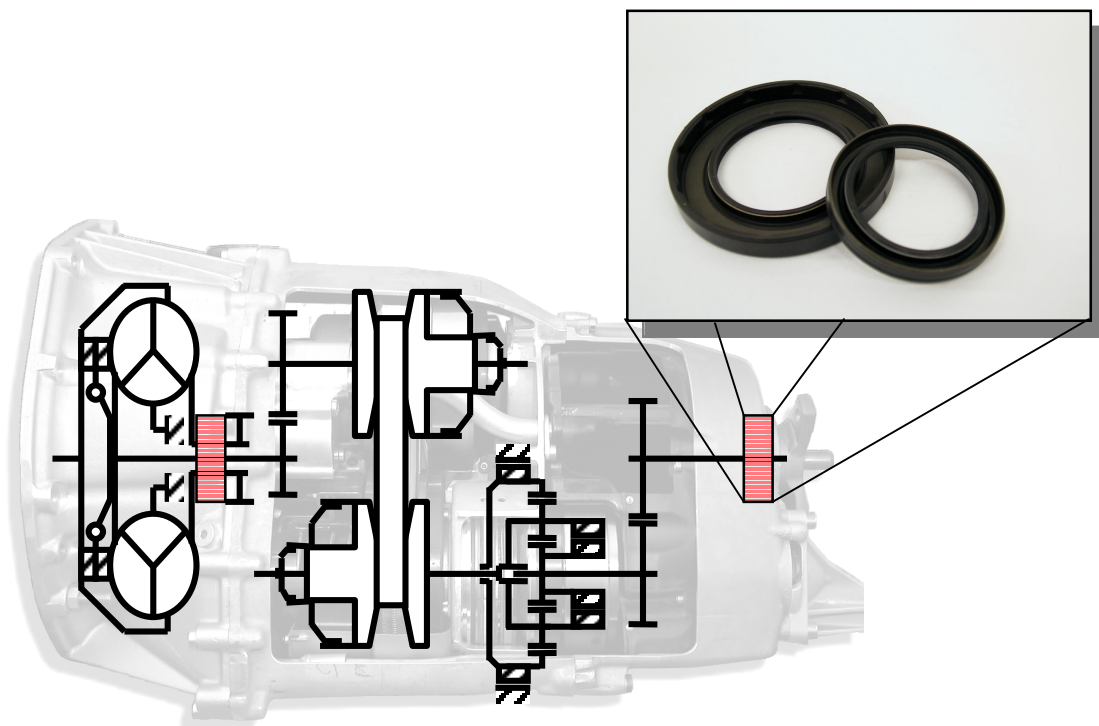
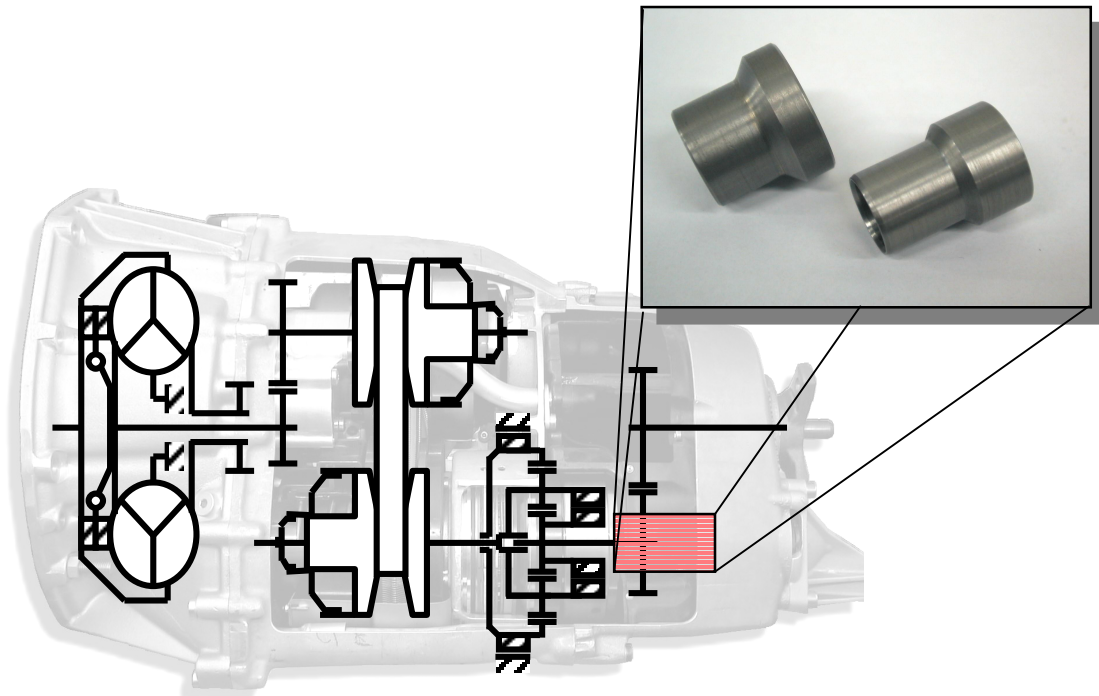


Abb.3.2.8.1.: Radialwellendichtringe

Sowohl auf der Antriebs- als auch der Abtriebswelle sitzen Radialwellendichtringe, die das im Getriebe befindliche Öl von der Umgebung trennen. Radialwellendichtringe sind berührende Dichtungen; ein Federring sowie das elastomere Dichtungsmaterial selber sorgen für die notwendige Dichtpressung. Die Wellendichtringe müssen infolge der vorhandenen Relativbewegung geschmiert werden, damit ihre Dichtfunktion gewährleistet bleibt und die Lebensdauervorgaben erreicht werden können. Die Drehmomentverluste, die durch die Radialwellendichtringe verursacht werden, sind rein drehzahlabhängig und hängen nicht von der anliegenden Wellenbelastung ab.

### 3.2.9. Dichtlabirynth



**Abb.3.2.9.1.:** Schmierspalt an der Sekundärwelle (Flüssigkeitsreibung)

Auf der Stirnseite der Sekundärwelle befindet sich die Zuströmbohrung für das Schmieröl des Wendesatzes. Da das Schmieröl an dieser Stelle weitgehend drucklos ist, soll es durch die Fliehkraftwirkung, die aus der Rotation der Sekundärwelle resultiert, in die Schmierkanäle des Wendesatzes gezwungen werden. Hierzu ist ein Ölreservoir notwendig, welches am Wellenende durch eine eingepreßte Hülse (Abb.3.2.9.1.) begrenzt wird. Zusammen mit einer weiteren, gehäusefesten Hülse, deren Innendurchmesser die Zuströmbohrung des Schmieröls darstellt, wird ein Schmierspalt gebildet, durch den Öl in die Lagerstellen der Sekundärwelle gelangen kann. An diesem Schmierspalt tritt Flüssigkeitsreibung zwischen gehäusefester und wellenfester Hülse auf.

### 3.2.10. Schmierstoff

Dem Öl kommt im CVT eine zentrale Bedeutung zu. Dabei muß es mehrere, unterschiedliche funktionale Eigenschaften besitzen. Die grundsätzlichen Anforderungen, die an ein CVT-Öl gestellt werden, sind:

- ein ausreichend hoher Reibwert für die kraftschlüssige Momentenübertragung im Variator
- ausreichende Schmiereigenschaften mit einem entsprechend niedrigen Reibwert an Lagerstellen, Verzahnungen und Dichtungen
- gute Scherstabilität
- konstante Reibeigenschaften für komfortable Kupplungsschaltungen
- eine gute Kühlfunktion
- eine gute Verträglichkeit mit allen verwendeten Materialien, insb. Dichtungen
- gute Kaltstarteigenschaften (niedrige Viskosität bei tiefen Temperaturen)
- gute Oxidationsstabilität
- guter Pittingschutz
- gutes EP-Verhalten (**Extreme Pressure – EP**)
- Lebensdauerbefüllung („Fill-for-Life“: Ölgebrauchsdauer=Getriebelebensdauer)

Aufgrund der kraftschlüssigen Momentenübertragung muß das Öl einen ausreichend hohen Reibwert mit guten EP-Eigenschaften besitzen, um die Anpreßkräfte im Variator so gering wie möglich zu halten. Der hohe Leistungsdurchsatz und die hohen Temperaturen im Kontakt Band-Scheibe erfordern eine hohe Oxidationsstabilität und eine gute Scherstabilität. Andere Getriebekomponenten verlangen jedoch gute Schmiereigenschaften mit niedrigen Reibwerten, wie Lagerstellen, Verzahnungen und Dichtungen. Außerdem sollten die Reibwerte zeitlich weitgehend konstant bleiben, um die Kupplungsschaltungen, wie z.B. die Schaltung der Wandlerüberbrückungskupplung, über der Lebensdauer des Getriebes gleichbleibend komfortabel ausführen zu können.

Desweiteren kommt dem Öl die Aufgabe der Wärmeabfuhr in allen reibungsbehafteten Komponenten zu.

Neben der Fill-for-Life Eigenschaft ist eine niedrige Viskosität bei tiefen Temperaturen notwendig, um gute Kaltstarteigenschaften zu bieten. Die Pumpe im Umschlingungs-CVT muß im Gegensatz zur Pumpe des Stufenautomatgetriebes schon bei wenigen Umdrehungen in der Anfahrübersetzung hohe Drücke und Volumenströme bereitstellen. Dies kann bei einer zu hohen Viskosität des Öls im Tieftemperaturbereich infolge von Pumpenansaugproblemen nicht gewährleistet werden.

Aus der Fülle der erforderlichen und zum Teil sehr gegensätzlichen Eigenschaften des Öls wird ersichtlich, daß nur eine Kompromißlösung erzielt werden kann, sofern die Ölkreisläufe wie im dargestellten Prototypgetriebe nicht voneinander getrennt werden können. Das Grundöl bedarf somit einer entsprechend hohen Additivierung, welche die Verträglichkeit mit Dichtungsmaterialien beeinträchtigen kann und hohe Produktkosten bedingt.



## 4. Erstellung des Simulationsprogramms

Nachfolgend werden zunächst die Berechnungsalgorithmen der einzelnen Baugruppen vorgestellt. Anschließend wird das Gesamtgetriebemodell strukturiert und die Rechenansätze mit den Meßergebnissen verglichen.

### 4.1. Berechnung der Baugruppen

#### 4.1.1. Variator und Umschlingungsmittel

Die Variatorverluste entstehen sowohl im Kontakt Umschlingungsmittel - Kegelscheiben als auch im Umschlingungsmittel selbst. Sie werden nachfolgend getrennt betrachtet, obwohl eine gegenseitige Beeinflussung vorliegt. Die Bandverluste werden z.B. für ideal starre Scheiben berechnet, während die Verluste durch die Aufweitung des Keilspalts infolge einer elastischen Scheibenverformung sowie einer Verkippung der Wegscheibe und der daraus resultierenden, reibungsbehafteten radialen Einwanderung des Umschlingungsmittels verursacht werden.

Für die Gesamtverluste im Variator gilt damit näherungsweise:

$$M_{V\_Var} = M_{V\_SGB} + M_{V\_Verf} \quad (\text{Gl.4.1.1.1})$$

$$P_{V\_Var} = P_{V\_SGB} + P_{V\_Verf} \quad (\text{Gl.4.1.1.2})$$

#### Verluste im Schubgliederband $P_{V\_SGB}$

Mit der Analyse der Kraftverhältnisse im Schubgliederband haben sich *Becker* in [3] und insbesondere *van Rooij* und *Schaerlaeckens* in [86-88] beschäftigt. *Van Rooij* und *Schaerlaeckens* lassen mit ihrem Berechnungsmodell weiterhin eine Aussage über die Verlustleistung und den Wirkungsgrad des Schubgliederbandes zu.

Die Verluste im Schubgliederband basieren auf den reibungsbehafteten Relativbewegungen zwischen den mehrlagigen Führungsbändern untereinander, den Schubgliedern und dem inneren Führungsband sowie dem Kontakt Schubglieder-Kegelscheiben in Umfangsrichtung. Die Berechnungen von *van Rooij* und *Schaerlaeckens* stützen sich auf folgende Annahmen:

- die Reibungszahl  $\mu_1$  zwischen den Führungsbändern und den Schubgliedern ist über dem gesamten Bandumfang konstant
- die Reibungszahl  $\mu_2$  zwischen den Schubgliedern und den Kegelscheiben ist auf beiden Scheibensätzen gleich und auf dem Umschlingungsbogen konstant
- die Reibungszahl  $\mu_3$  zwischen den Führungsbändern untereinander ist über dem gesamten Umfang konstant
- die beiden Führungsbändepakete sind von gleicher Geometrie und werden als ein Bändersatz betrachtet
- die Kegelscheiben und die Schubglieder sind in axialer Richtung unendlich steif, so daß das Schubgliederband auf dem Umschlingungsbogen eine ideale Kreisbahn beschreibt und nicht einwandert
- das Gesamtspiel in Umfangsrichtung zwischen den einzelnen Schubgliedern bleibt bei der allgemeinen Kräftebetrachtung unberücksichtigt

Die Schubglieder stehen mit den Kegelscheiben in Kontakt. Sie bestimmen durch ihre Laufradien bzw. ihre neutrale Linie die Übersetzung des Variators. Die Stahlbandpakete weisen zur neutralen Linie der Schubglieder einen Abstand  $\Delta l$  auf. Dieser Abstand führt dazu, daß zwischen den Bandpaketen und den Schubgliedern Schlupf entsteht (vgl. Abb.4.1.1.1.).

## Ersatzmodell zur Schlupfberechnung zwischen Schubgliedern und Stahlband

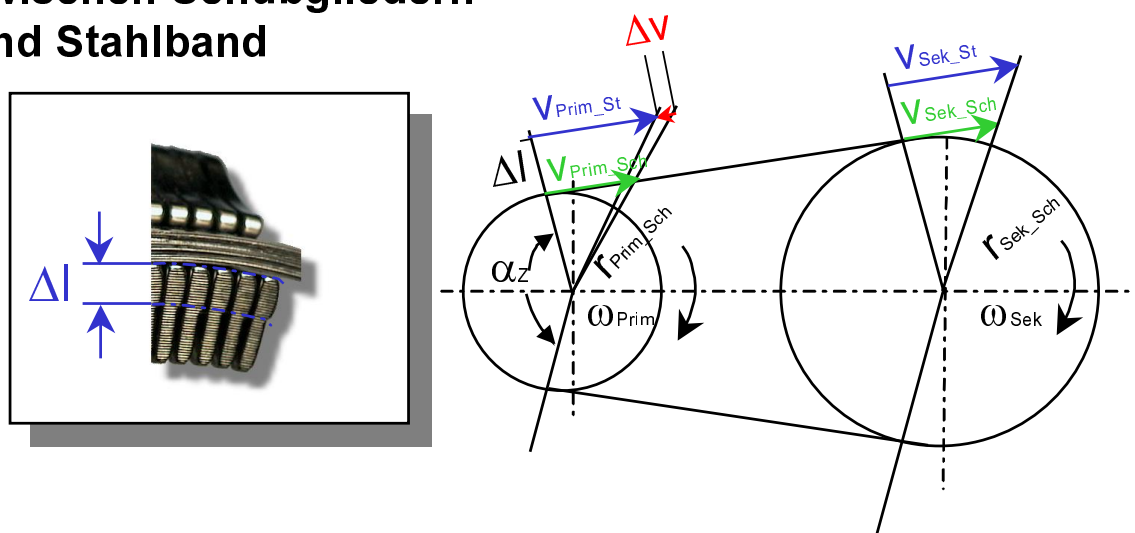


Abb.4.1.1.1.: Geschwindigkeitsdreiecke für eine Variatorübersetzung von  $i_{var} > 1$  nach [86]

Der Schlupf tritt in dem Ersatzmodell in Abb.4.1.1.1. an dem Scheibensatz mit dem kleineren Umschlingungsbogen auf, weil hier der Reibungswiderstand am geringsten ist. Die Zugkraft in den Bändersätzen nimmt infolge des Schlupfes und unter der Annahme eines konstanten Reibwertes  $\mu_1$  auf dem gesamten Umschlingungsbogen, der hier dem Winkel  $\alpha_z$  entspricht, vom Einlauf zum Auslauf gleichmäßig ab. Der Winkel  $\alpha_z$  ist der Winkel, auf dem der Zugkraftauf- und abbau stattfindet (vgl. Abb.4.1.1.2.). Da weiterhin angenommen wird, daß der Reibungskoeffizient zwischen dem inneren Führungsband und den Schubgliedern auf dem gesamten Bandumfang gleich  $\mu_1$  ist, nimmt die Zugkraft infolge der Reibkräfte auf dem gleichen Winkel  $\alpha_z$  des gegenüberliegenden Scheibensatzes zu. Der Umschlingungsbogen auf diesem Scheibensatz ist jedoch größer als der Winkel  $\alpha_z$ , so daß ein Ruhebogen  $\tau$  existieren muß, der sich aus der Differenz zwischen Umschlingungsbogen und  $\alpha_z$  ergibt.

$$\tau = 2 \cdot (\pi - \alpha_z) \quad (\text{Gl.4.1.1.3})$$

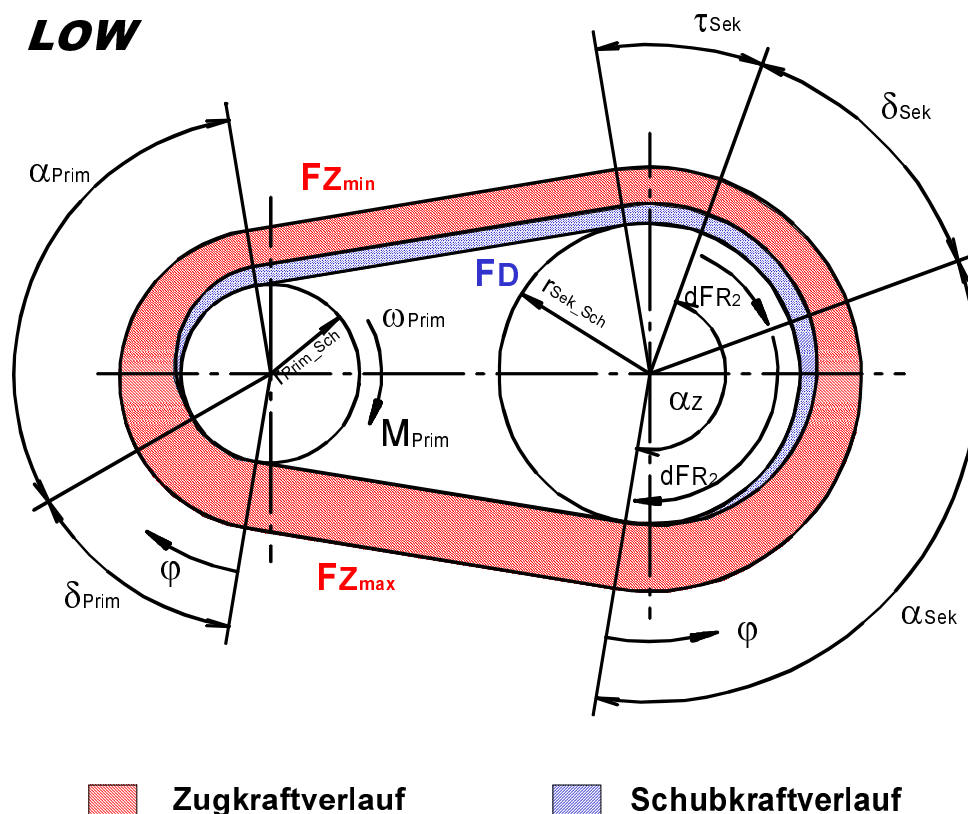
Aus der Schlupfrichtung des Bändersatzes mit dem geringeren Laufradius kann geschlossen werden, daß die größte Zugkraft  $F_{Zmax}$  jeweils am Scheibeneinlauf auftritt. Für eine Übersetzung  $i_{var} > 1$  wäre dies beim Eintritt in die Primärscheibe, für  $i_{var} < 1$  beim Eintritt in die Sekundärscheibe. Die Zugkraft baut sich bis zum Austritt des jeweiligen Scheibensatzes auf die minimale Zugkraft  $F_{Zmin}$  ab.

Aus den bisherigen Betrachtungen folgt, daß ein Teil des Moments durch die Differenz der Zugkräfte  $F_{Zmax}$  und  $F_{Zmin}$  übertragen wird. Der andere Teil des Moments wird im Schubgliederband durch eine maximale Druck- bzw. Schubkraft  $F_D$  übertra-

gen, die sich in den Stahlgliedern aufbaut. Der sog. „Kriechwinkel“  $\alpha_{Prim}$  bzw.  $\alpha_{Sek}$ , in dem dies geschieht, hängt von den Anpreßkräften, dem Drehmoment  $M$  und dem Reibwert  $\mu_2$  ab. Die Schubkraft  $F_D$  wird nur in einem der beiden Bandtrums übertragen; auf dem jeweils anderen laufen die Schubglieder mit Spiel und daher unbelastet zurück. Bevor die Schubkraft auf- bzw. abgebaut wird, durchlaufen die Glieder nach [86-88] einen Winkel  $\delta_{Prim}$  bzw.  $\delta_{Sek}$ , auf dem die Schubkraft unveränderlich ist ( $dF_Q=0$ ). Die Größe dieses Winkels  $\delta$  ist ein Maß für die Anpreßsicherheit. Je näher sich das Schubgliederband an der Schlupfgrenze befindet und die Anpreßsicherheit entsprechend klein ist, umso kleiner ist auch der Winkel  $\delta$ .

*Van Rooij* und *Schaerlaeckens* führen zur Beschreibung der Kraftverhältnisse im Schubgliederband drei Modelle ein, die nachfolgend erläutert werden.

Zunächst sollen die Kräfteverhältnisse für eine Übersetzung  $i_{var}>1$  betrachtet werden. In [86] wird dieser Zustand mit dem sog. „LOW“-Modell beschrieben. Der Schlupf des Bändersatzes tritt aufgrund der kleineren Umschlingung am Primärscheibensatz auf und ist gegen den Drehsinn von  $\omega_{Prim}$  gerichtet. Daher befindet sich die maximale Zugkraft  $F_{Zmax}$  am Einlauf des Primärscheibensatzes. Die Kräfteverhältnisse sind in Abb.4.1.1.2. dargestellt.



**Abb.4.1.1.2.:** Kräfteverhältnisse im Schubgliederband für Anfahrübersetzung (LOW-Modell) nach [86]

Aus Abb.4.1.1.2. kann anhand des Kräfteverlaufs für die Anfahrübersetzung entnommen werden, daß sich mit den Zugkräften  $F_{Zmax}$  und  $F_{Zmin}$  sowie der Schubkraft  $F_D$  ein Drehmoment  $M_{Prim}$  der Größe

$$M_{Prim} = [F_{Zmax} - (F_{Zmin} - F_D)] \cdot r_{Prim\_Sch} \quad (Gl.4.1.1.4)$$

übertragen läßt.

Würde die Schubkraft in Gl.4.1.1.4 gegen Null gehen, so ließe sich alleine durch die reibungsbedingten Zugkräfte in den Stahlbändern  $F_{Z_{max}}$  und  $F_{Z_{min}}$  ein minimales Moment  $M_{Prim}$  der Größe

$$M_{Prim} = [F_{Z_{max}} - F_{Z_{min}}] \cdot r_{Prim\_Sch} \quad (Gl.4.1.1.5)$$

übertragen. Falls jedoch ein kleineres Moment als das, welches durch die Differenz der Zugkräfte  $F_{Z_{max}}$  und  $F_{Z_{min}}$  minimal bestimmt wird, übertragen werden soll, müßte die maximale Schubkraft  $F_D$  in Gl.4.1.1.4 einen Wert kleiner Null annehmen. Dies würde einer zusätzlichen Zugkraft entsprechen. Da dies aber bei den Schubgliedern nicht möglich ist, kann das Moment nur dadurch verringert werden, daß die Schubkraft auf dem gegenüberliegenden Trum wirkt. Für diesen Fall führen *van Rooij* und *Schaerlaeckens* ein weiteres Übertragungsmodell ein, welches diesen Umstand berücksichtigt. Es wird als „LUS“-Modell (**L**OW, **U**mgekehrte **S**chubkraft - LUS) bezeichnet. Abb.4.1.1.3. gibt die Kräfteverhältnisse für das LUS-Modell wieder.

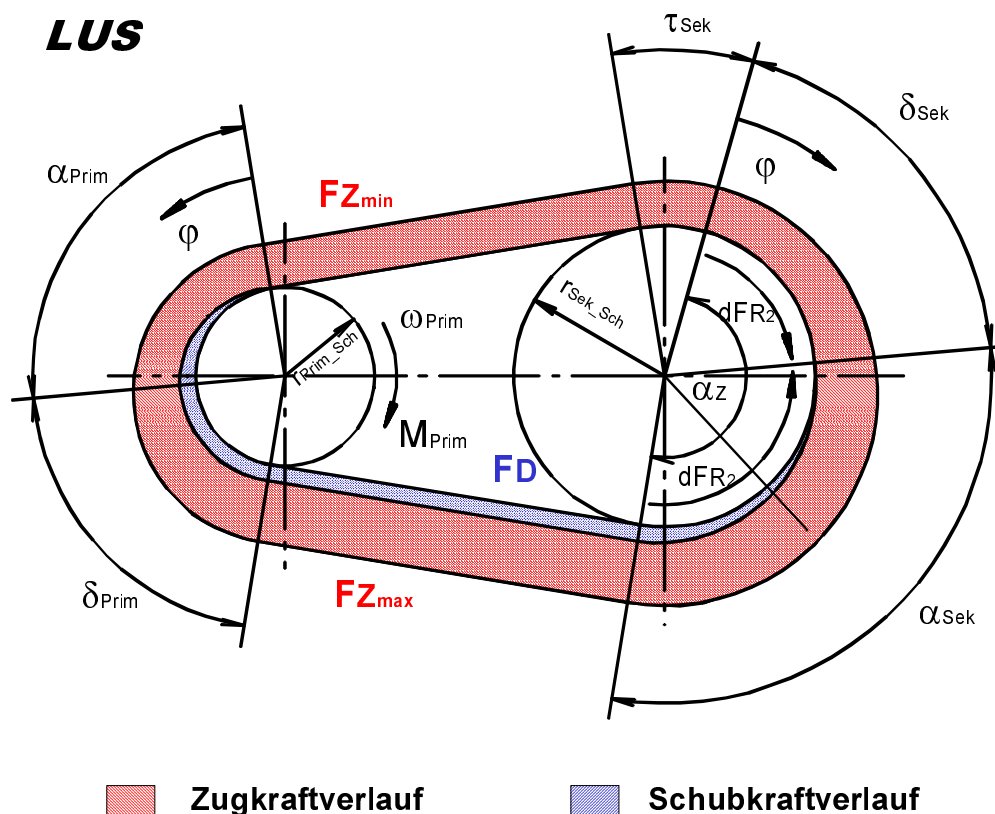


Abb.4.1.1.3.: Kräfteverhältnisse für das LUS-Modell nach [86]

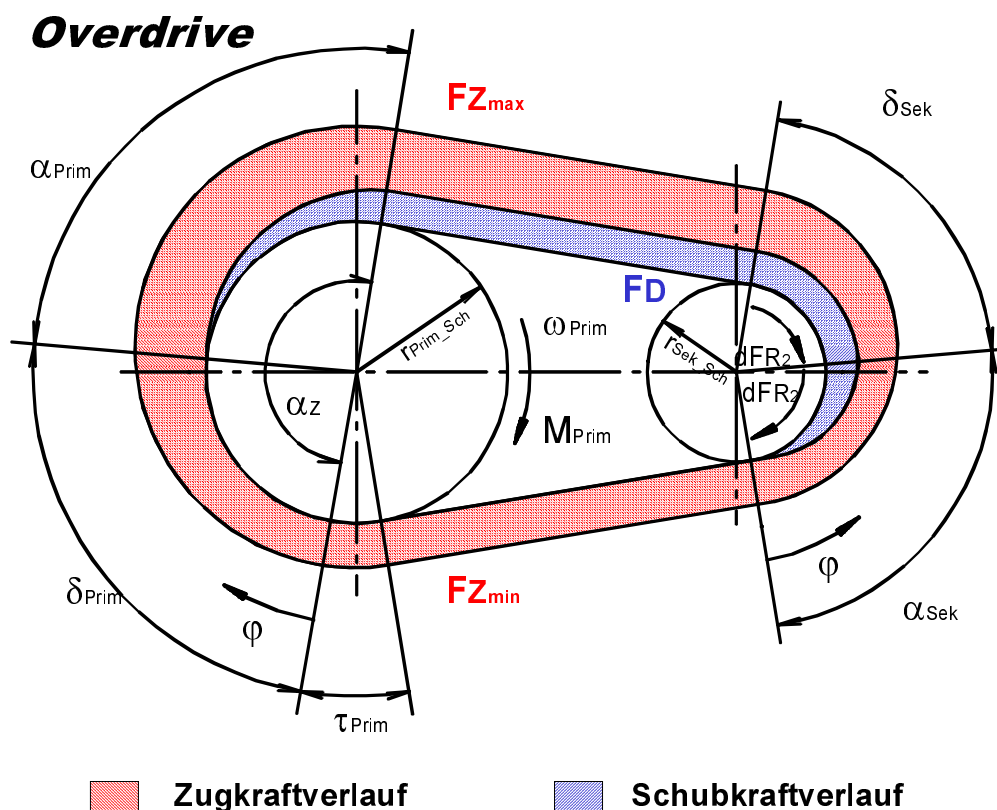
Das übertragbare Moment läßt sich für das LUS-Modell wie folgt errechnen:

$$M_{Prim} = [(F_{Z_{max}} - F_D) - F_{Z_{min}}] \cdot r_{Prim\_Sch} \quad (Gl.4.1.1.6)$$

Für eine Variatorübersetzung  $i_{var} < 1$  (Overdrive-Modell) tritt der Schlupf am Sekundärscheibensatz auf, wobei die Schlupfrichtung ebenso wie bei den beiden anderen Übertragungsmodellen LOW und LUS gegen den Drehsinn des Scheibensatzes ge-

richtet ist. Daher befindet sich die maximale Zugkraft  $F_{Zmax}$  beim Overdrive-Modell am Einlauf des Sekundärscheibensatzes.

Die Kraftverhältnisse für das Overdrivemodell sind in Abb.4.1.1.4. dargestellt.



**Abb.4.1.1.4.:** Kräfteverhältnisse für das Overdrive-Modell nach [86]

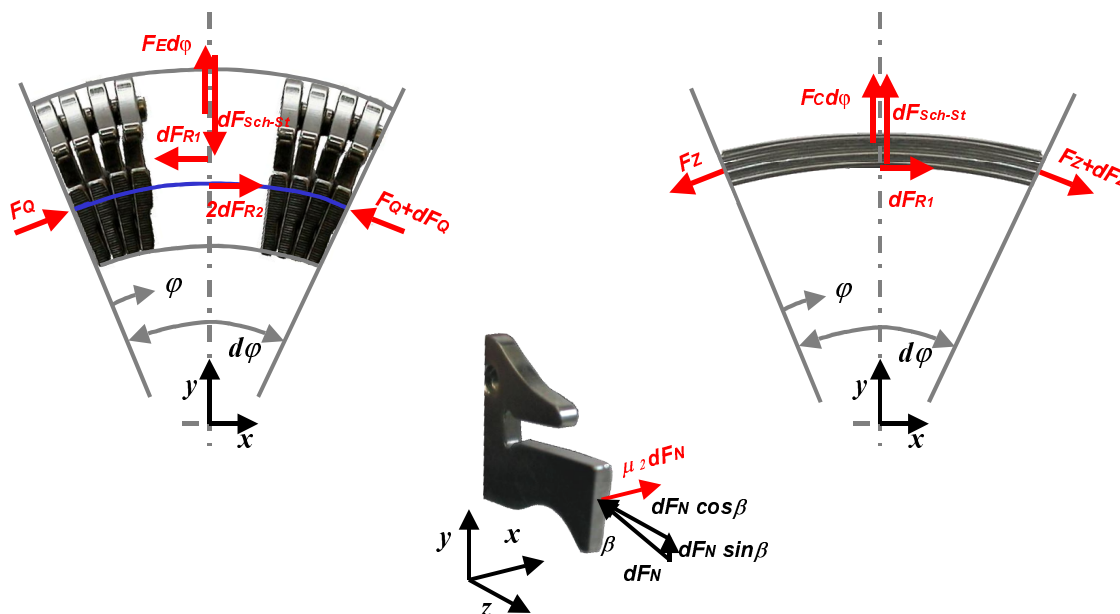
Das Drehmoment  $M_{Prim}$ , welches sich im Overdrive-Modell übertragen läßt, beträgt demnach:

$$M_{Prim} = [F_{Zmin} - (F_{Zmax} - F_D)] \cdot r_{Prim\_Sch} \quad (Gl.4.1.1.7)$$

Um ein Moment zu übertragen, das nahe Null ist, muß die Schubkraft  $F_D$  den Wert  $F_D = F_{Zmax} - F_{Zmin}$  annehmen, welcher auf jeden Fall positiv ist. Das bedeutet, daß es zur Beschreibung der Kraftverhältnisse für Übersetzungen  $i_{var} < 1$  keines weiteren Modells bedarf, weil die Schubkraft  $F_D$  nicht auf den gegenüberliegenden Trum wechselt.

Diese drei Modelle (LOW, LUS und Overdrive) bilden die Grundlage für detaillierte Bilanz der auftretenden Kräfte und Verluste.

Nachfolgend werden beispielhaft für das LOW-Modell die auftretenden Kräfte genauer beschrieben und berechnet. Abb.4.1.1.5. zeigt die äußeren Kräfte, die auf ein infinitesimal kleines Element  $d\varphi$  sowohl des Bändersatzes als auch der Schubglieder wirken. Die Winkelkoordinate  $\varphi$  wird nach [87] immer in Richtung der zunehmenden Schubkraft gezählt.

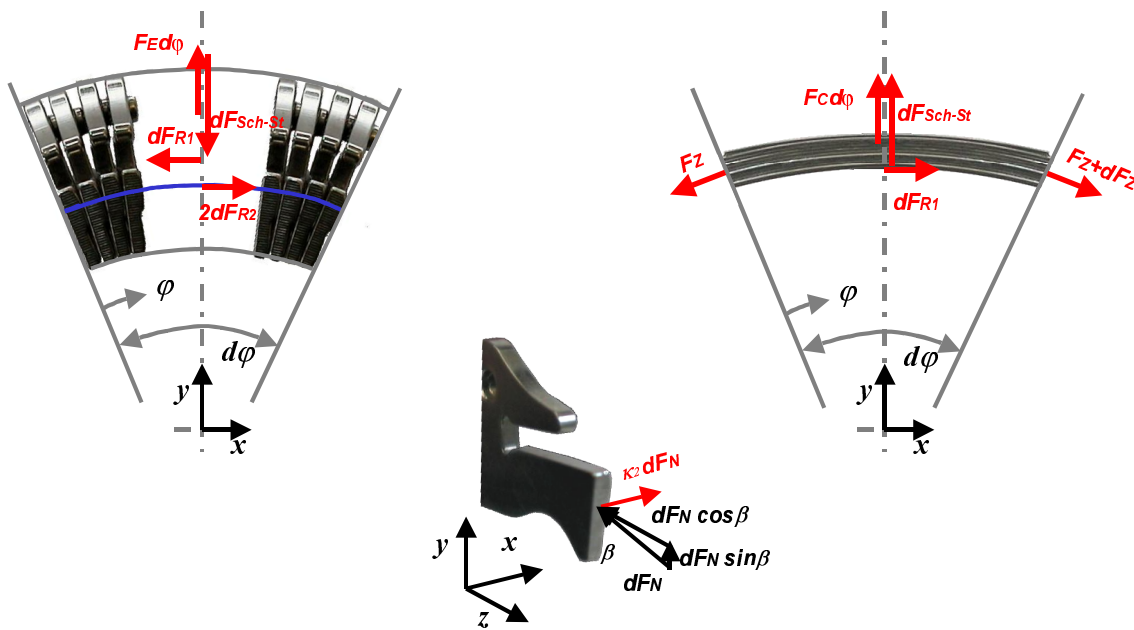


**Abb.4.1.1.5.:** Äußere Kräfte auf ein infinitesimal kleines Element  $d\varphi$  sowohl des Stahlbandes als auch der Stahlglieder in der Anfahrübersetzung (LOW-Modell) nach [87]

Die Richtung der Reibkraft  $dF_{R1}$  in Abb.4.1.1.5., die zwischen den Stahlbändern und den Schubgliedern entsteht, folgt aus der kinematischen Betrachtung des jeweiligen Übertragungsmodells. Für das LOW-Modell tritt der Schlupf des Bändersatzes am Primärscheibensatz auf. Die Reibkraft  $dF_{R1}$  wirkt entgegen der Bewegungsrichtung  $\omega$ , die aber im Falle des LOW-Modells gleichgerichtet mit der Winkelkoordinate  $\varphi$  ist. Die Reibkraft  $dF_{R2}$  zwischen Schubgliedern und Scheibensätzen tritt auf beiden Scheibensatzhälften auf und geht bei der Kräftebetrachtung doppelt ein. Ihr Wert hängt von der Normalkraft  $dF_N$  und dem Reibungszustand (Haftreibung oder Gleitreibung) ab. Desweiteren wirken Zentripetalkräfte auf die Stahlbänder ( $F_C d\varphi$ ) und die Schubglieder ( $F_E d\varphi$ ).

Die folgenden Kräftebetrachtungen in den einzelnen Bögen werden exemplarisch für den Primärscheibensatz durchgeführt. Beim Sekundärscheibensatz kann analog verfahren werden.

**Bogen  $\delta_{Prim}$  (Zugkraft ändert sich, keine Schubkraftänderung):**



**Abb.4.1.1.6.:** Äußere Kräfte für Bogen  $\delta_{Prim}$  (Zugkraft ändert sich, keine Schubkraftänderung)

Aus dem Kräftegleichgewicht folgt für die **Stahlbänder**:  
x-Richtung:

$$\left[ (F_Z + dF_Z) - F_Z \right] \cdot \cos\left(\frac{1}{2} \cdot d\varphi\right) + dF_{R1} = 0 \quad (\text{Gl.4.1.1.8})$$

mit  $dF_{Sch-St}$  als der Kraft, welche die Schubglieder auf die Stahlbänder ausüben, lässt sich für die Reibkraft  $dF_{R1}$  auch schreiben:

$$dF_{R1} = \mu_1 \cdot dF_{Sch-St} \quad (\text{Gl.4.1.1.9})$$

Mit der Näherung

$$\cos\left(\frac{1}{2} \cdot d\varphi\right) \approx 1 \quad (\text{Gl.4.1.1.10})$$

folgt daraus:

$$dF_Z = -\mu_1 \cdot dF_{Sch-St} \quad (\text{Gl.4.1.1.11})$$

y-Richtung:

Aus dem Kräftegleichgewicht

$$dF_{Sch-St} + F_C \cdot d\varphi - \left[ F_Z + (F_Z + dF_Z) \right] \cdot \sin\left(\frac{1}{2} \cdot d\varphi\right) = 0 \quad (\text{Gl.4.1.1.12})$$

folgt mit der Näherung

$$\sin\left(\frac{1}{2} \cdot d\varphi\right) \approx \frac{1}{2} \cdot d\varphi \quad (\text{Gl.4.1.1.13})$$

und unter Vernachlässigung von Termen zweiter Ordnung:

$$(F_Z - F_C) \cdot d\varphi = dF_{Sch-St} \quad (\text{Gl.4.1.1.14})$$

Löst man Gl.4.1.1.11 nach  $dF_{Sch-St}$  auf und setzt  $dF_{Sch-St}$  in Gl.4.1.1.14 ein, erhält man nach Trennung der Variablen:

$$-\mu_1 \cdot d\varphi = \frac{1}{F_Z - F_C} \cdot dF_Z \quad (\text{Gl.4.1.1.15})$$

Die Lösung der Differentialgleichung führt auf den Verlauf der Zugkraft  $F_Z(\varphi)$ :

$$F_Z(\varphi) = (F_{Z_{\min}} - F_C) \cdot e^{\mu_1(\alpha_Z - \varphi)} + F_C \quad (\text{Gl.4.1.1.16})$$

Der Verlauf der Normalkraft auf die Bändersätze  $dF_{Sch-St}/d\varphi$  berechnet sich dementsprechend aus:

$$\frac{dF_{Sch-St}}{d\varphi} = (F_{T_{\min}} - F_C) \cdot e^{\mu_1(\alpha_Z - \varphi)} \quad (\text{Gl.4.1.1.17})$$

Das Kräftegleichgewicht für die **Schubglieder** liefert:

x-Richtung:

$$2 \cdot dF_{R2} - dF_{R1} = 0 \quad (\text{Gl.4.1.1.18})$$

In den Schubgliedern findet im Bogen  $\delta_{Prim}$  keine Kraftänderung statt. Das bedeutet, daß die Glieder relativ zu den Scheibensatzhälften in Ruhe sein müssen. Es liegt ein Haftreibungszustand zwischen dem Scheibensatz und den Stahlgliedern vor. Mit dem wirksamen Kraftschlußbeiwert  $\kappa_2 \leq \mu_2$  beträgt die Reibungskraft  $dF_{R2}$ :

$$dF_{R2} = \kappa_2 \cdot dF_N \quad (\text{Gl.4.1.1.19})$$

Damit lautet Gl.4.1.1.18:

$$2 \cdot \kappa_2 \cdot dF_N - \mu_1 \cdot dF_{Sch-St} = 0 \quad (\text{Gl.4.1.1.20})$$

y-Richtung:

$$F_E \cdot d\varphi - dF_{Sch-St} + 2 \cdot dF_N \cdot \sin \beta = 0 \quad (\text{Gl.4.1.1.21})$$

Der Winkel  $\beta$  entspricht dabei dem Kegelwinkel des Variators.

Löst man die Gleichungen 4.1.1.20 und 4.1.1.21 nach  $dF_N$  auf und setzt sie anschließend gleich, erhält man:

$$\frac{\mu_1 \cdot dF_{Sch-St}}{2 \cdot \kappa_2} = \frac{dF_{Sch-St} - F_E \cdot d\varphi}{2 \cdot \sin \beta} \quad (\text{Gl.4.1.1.22})$$



Aufgelöst nach  $\kappa_2$ :

$$\kappa_2 = \frac{\mu_1 \cdot dF_{Sch-St} \cdot \sin \beta}{dF_{Sch-St} - F_E \cdot d\varphi}. \quad (\text{Gl.4.1.1.23})$$

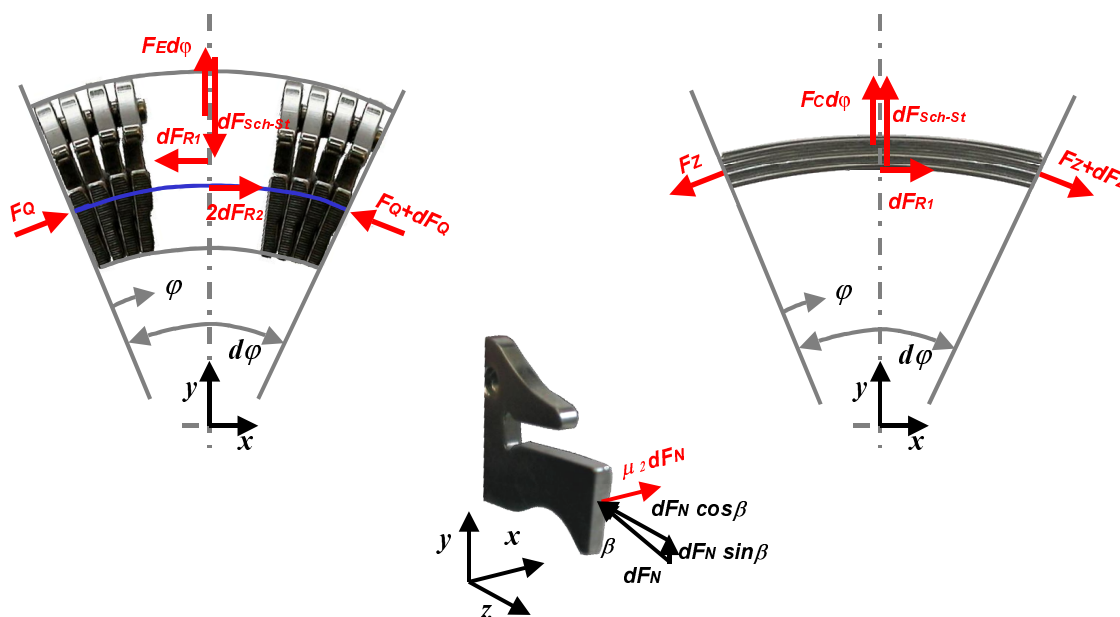
Erweitert man Zähler und Nenner mit  $1/d\varphi$ , erhält man einen Ausdruck, der abhängig vom Normalkraftverlauf auf die Bändersätze  $dF_{Sch-St}/d\varphi$  ist.

$$\kappa_2 = \frac{\mu_1 \cdot \frac{dF_{Sch-St}}{d\varphi} \cdot \sin \beta}{\frac{dF_{Sch-St}}{d\varphi} - F_E}. \quad (\text{Gl.4.1.1.24})$$

Der Normalkraftverlauf für die Bändersätze ist nach Gl.4.1.1.17 bekannt. Damit lautet die Gleichung zur Ermittlung des Kraftschlußbeiwertes  $\kappa_2$ :

$$\kappa_2 = \frac{\mu_1 \cdot \sin \beta \cdot (F_{Z \min} - F_C) \cdot e^{\mu_1(\alpha_Z - \varphi)}}{(F_{Z \min} - F_C) \cdot e^{\mu_1(\alpha_Z - \varphi)} - F_E}. \quad (\text{Gl.4.1.1.25})$$

### Bogen $\alpha_{Prim}$ (Zug- und Schubkraft ändern sich):



**Abb.4.1.1.7.:** Äußere Kräfte für den Bogen  $\alpha_{Prim}$  (Zug- und Schubkraft ändern sich)

Für die **Stahlbänder** gelten prinzipiell die gleichen Beziehungen, wie sie für den Bogen  $\delta_{Prim}$  hergeleitet wurden, da sich mit den getroffenen Annahmen die Zugkraft auf dem gesamten Umschlingungsbogen des Primärscheibensatzes gleichmäßig ändert. Für den Bogen  $\alpha_{Prim}$  wird der Hilfswinkel  $\varphi'$  eingeführt:

$$\varphi' = \varphi - \delta_{Prim} \quad (\text{Gl.4.1.1.26})$$

$$\varphi' = \varphi - \alpha_Z + \alpha_{Prim} . \quad (\text{Gl.4.1.1.27})$$

Daraus folgt für den Zugkraftverlauf  $F_Z(\varphi')$  in diesem Bogen mit  $0 < \varphi' < \alpha_{Prim}$ :

$$F_Z(\varphi') = (F_{Z_{\min}} - F_C) \cdot e^{\mu_1(\alpha_{Prim} - \varphi')} + F_C . \quad (\text{Gl.4.1.1.28})$$

Für  $dF_{Sch-St}/d\varphi'$  gilt:

$$\frac{dF_{Sch-St}}{d\varphi'} = (F_{Z_{\min}} - F_C) \cdot e^{\mu_1(\alpha_{Prim} - \varphi')} . \quad (\text{Gl.4.1.1.29})$$

Für die **Schubglieder** gilt indes:

x-Richtung:

$$[F_Q - (F_Q + dF_Q)] \cdot \cos\left(\frac{1}{2} \cdot d\varphi'\right) - dF_{R1} + 2 \cdot dF_{R2} = 0 . \quad (\text{Gl.4.1.1.30})$$

Mit

$$\cos\left(\frac{1}{2} \cdot d\varphi'\right) \approx 1$$

$$dF_{R1} = \mu_1 \cdot dF_{Sch-St}$$

$$dF_{R2} = \mu_2 \cdot dF_N$$

folgt:

$$2 \cdot \mu_2 \cdot dF_N - \mu_1 \cdot dF_{Sch-St} = dF_Q \quad (\text{Gl.4.1.1.31})$$

y-Richtung:

$$F_E \cdot d\varphi' - dF_{Sch-St} + [F_Q + (F_Q + dF_Q)] \cdot \sin\left(\frac{1}{2} \cdot d\varphi'\right) + 2 \cdot dF_N \cdot \sin \beta = 0 . \quad (\text{Gl.4.1.1.32})$$

Mit

$$\sin\left(\frac{1}{2} \cdot d\varphi'\right) \approx \frac{1}{2} \cdot d\varphi'$$

und der Vernachlässigung von Termen zweiter Ordnung folgt:

$$(F_Q + F_E) \cdot d\varphi' + 2 \cdot dF_N \cdot \sin \beta - dF_{Sch-St} = 0 \quad (\text{Gl.4.1.1.33})$$

Aus den Gleichungen 4.1.1.31 und 4.1.1.33 folgt:

$$\frac{dF_Q + \mu_1 \cdot dF_{Sch-St}}{2 \cdot \mu_2} = \frac{dF_{Sch-St} - (F_Q + F_E) \cdot d\varphi'}{2 \cdot \sin \beta} \quad (\text{Gl.4.1.1.34})$$

Es sei:

$$\mu_6 = \frac{\mu_2}{\sin \beta} \quad (\text{Gl.4.1.1.35})$$

Die Trennung der Variablen in Gleichung 4.1.1.34 und Substitution von  $dF_{Sch-St}/d\varphi'$  liefert:

$$\frac{dF_Q}{d\varphi'} + \mu_6 \cdot F_Q = (\mu_6 - \mu_1) \cdot (F_{Zmin} - F_C) \cdot e^{\mu_1(\alpha_{Prim} - \varphi')} \quad (Gl.4.1.1.36)$$

Die Lösung dieser Differentialgleichung führt auf den Schubkraftverlauf  $F_Q(\varphi')$ :

$$F_Q(\varphi') = (F_{Zmin} - F_C) \cdot (e^{\mu_1(\alpha_{Prim} - \varphi')} - e^{\mu_1 \cdot \alpha_{Prim}} \cdot e^{-\mu_6 \cdot \varphi'}) + F_E \cdot (e^{-\mu_6 \cdot \varphi'} - 1) \quad (Gl.4.1.1.37)$$

Analog zu den für den Primärscheibensatz durchgeführten Kräftegleichgewichten lassen sich die Beziehungen für den Sekundärscheibensatz ermitteln. In [87] werden die Beziehungen in Form einer Tabelle angegeben.

Alle ermittelten Kräftegleichungen hängen vom Wert der geringsten Zugkraft  $F_{Zmin}$  ab. Diese kann aus dem Kräftegleichgewicht am Sekundärscheibensatz ermittelt werden. Die Reibkräfte  $dF_{R2}$ , die sich zwischen den Schubgliedern und dem Sekundärscheibensatz aufbauen, müssen dazu mit dem abtriebsseitigen Belastungsdrehmoment  $M_{Sek}$  im Gleichgewicht sein. Dies bedeutet:

$$\frac{M_{Sek}}{r_{Sek\_Sch}} = \int_0^{\alpha_{Sek}} \left( 2 \cdot \mu_2 \cdot \frac{dF_N}{d\varphi} \right) d\varphi + \int_{\alpha_{Sek}}^{\alpha_Z} \left( 2 \cdot \kappa_2 \cdot \frac{dF_N}{d\varphi} \right) d\varphi \quad (Gl.4.1.1.38)$$

$$\frac{M_{Sek}}{r_{Sek\_Sch}} = \int_0^{\alpha_{Sek}} \left( \frac{dF_Q}{d\varphi} \right) d\varphi + \int_{\alpha_{Sek}}^{\alpha_Z} \left( \mu_1 \frac{dF_{Sch-St}}{d\varphi} \right) d\varphi \quad (Gl.4.1.1.39)$$

Die Lösung von Gleichung 4.1.1.39 und Umstellen nach  $F_{Zmin}$  führen auf:

$$F_{Zmin} = \frac{\frac{M_{Sek}}{r_{Sek\_Sch}} - F_E \cdot (e^{-\mu_6 \cdot \alpha_{Sek}} - 1)}{e^{\mu_1 \cdot \alpha_Z} \cdot (e^{-\mu_1 \cdot \alpha_{Sek}} - e^{-\mu_6 \cdot \alpha_{Sek}}) - 1 + e^{\mu_1 \cdot \alpha_Z}} \quad (Gl.4.1.1.40)$$

Im Berechnungsablauf nach *van Rooij* und *Schaerlaeckens* wird nun iterativ die Zugkraft  $F_{Zmin}$  ermittelt. Dazu wird zunächst ein Winkel  $\alpha_{Sek}$  angenommen, mit dessen Wert die Zugkraft  $F_{Zmin}$  in Gleichung 4.1.1.40 ermittelt wird. Nun lassen sich auch die Werte für die Schubkraft  $F_D$  und die noch fehlende Zugkraft  $F_{Zmax}$  berechnen. Anschließend wird eine Anpreßkraft  $F_{Sek\_ber}$  berechnet, die sich aus der Integration der von den Schubgliedern auf die Scheiben in den einzelnen Bögen ausgeübten Normalkräfte ergibt:

$$F_{Sek\_ber} = \left[ \int_{\tilde{\alpha}} \left( \frac{dF_N}{d\varphi} \right) d\varphi + \int_{\tilde{\beta}} \left( \frac{dF_N}{d\varphi} \right) d\varphi + \int_{\tilde{\tau}} \left( \frac{dF_N}{d\varphi} \right) d\varphi \right] \cdot \cos \beta \quad (Gl.4.1.1.41)$$

Die berechnete Anpreßkraft  $F_{Sek\_ber}$  wird nun mit der durch die hydraulische Steuerung (vgl. Kap. 4.1.3.) eingestellten Anpreßkraft  $F_{Sek}$  verglichen. Der Winkel  $\alpha_{Sek}$  wird

nun solange korrigiert, bis sich die berechnete Kraft  $F_{Sek\_ber}$  und die vorgegebene Anpreßkraft  $F_{Sek}$  innerhalb einer Toleranzgrenze nicht mehr unterscheiden.

Mit Übereinstimmung der beiden Anpreßkräfte stehen alle Winkelgrößen  $\alpha_{Prim,Sek}$ ,  $\delta_{Prim,Sek}$  und Kräfte  $F_{Zmin}$ ,  $F_{Zmax}$ ,  $F_D$  fest.

Mit Kenntnis der Kräfte können nun auch die Leistungsverluste im Schubgliederband bestimmt werden. In [88] werden diese Verluste in Gleitreibungsverluste und Mikroschlupfverluste aufgeteilt. Ein weiterer Verlustanteil ist durch die Deformationsverluste der Bandelemente infolge von Energiedissipation im Material gegeben.

### Gleitreibungsverluste:

Die Gleitreibungsverluste entstehen durch verhältnismäßig große Schlupfbewegungen der Elemente untereinander. Wie eingangs bereits erläutert, treten solche kinematisch bedingten Schlupfbewegungen zwischen den Schubgliedern und dem inneren Führungsband wegen der unterschiedlichen Laufradien auf. Nun läßt sich diese Betrachtung auf die einzelnen Stahlbänder ausdehnen, so daß auch von einem Schlupf zwischen den benachbarten Stahlbändern ausgegangen werden kann. Während die Schlupfbewegungen der Bänder untereinander in den Umschlingungsbögen von einer Normalkraft  $dF_{Sch-St}$  begleitet werden, fehlt diese Kraft auf den Bandtrums zwischen den Scheibensätzen. Hier liegt infolgedessen eine rein viskose Reibung vor. Für die einzelnen Bandkräfte muß gelten:

$$F_{Z\min} = \sum_{i=1}^z F_{Zi,\min} \quad (\text{Gl.4.1.1.42})$$

Darin steht  $z$  für die Gesamtzahl der Stahlbänder.

#### ▪ **Gleitreibungsverluste zwischen Schubgliedern und innerem Stahlband**

Die Gleitreibungsverluste  $P_{Gleit,Sch-St(1)}$  zwischen den Schubgliedern und dem inneren Stahlband entstehen lediglich auf dem Primärscheibensatz, da im Berechnungsmodell nur hier Schlupf auftritt. Es gilt nach [88]:

$$P_{Gleit,Sch-St(1)} = \int_0^{\alpha_z} \frac{dF_{R1}(\varphi)}{d\varphi} \cdot v_{rel} \cdot d\varphi \quad (\text{Gl.4.1.1.43})$$

mit dem Reibwert  $\mu_1 = konst$  zwischen Schubgliedern und Stahlbändern gilt für den Reibkraftverlauf

$$\frac{dF_{R1}(\varphi)}{d\varphi} = \mu_1 \cdot \frac{dF_{Sch-St}(\varphi)}{d\varphi} = \mu_1 \cdot (F_{Z\min} - F_C) \cdot e^{\mu_1(\alpha_z - \varphi)} \quad (\text{Gl.4.1.1.44})$$

und die Relativgeschwindigkeit

$$v_{rel} = (\omega_{Prim} \cdot r_{Prim\_St(1)} - \omega_{Sek} \cdot r_{Sek\_St(1)}) \quad (\text{Gl.4.1.1.45})$$

#### ▪ **Gleitreibungsverluste zwischen benachbarten Stahlbändern**

Auch die Gleitreibungsverluste  $P_{Gleit,St(i)-St(i-1)}$  zwischen den einzelnen Stahlbändern treten im LOW-Modell kinematisch bedingt am Primärscheibensatz auf. Sie berechnen sich aus:

$$P_{Gleit,St(i)-St(i-1)} = \int_0^{\alpha_z} \frac{dF_{Ri}(\varphi)}{d\varphi} \cdot v_{rel,i} \cdot d\varphi. \quad (Gl.4.1.1.46)$$

Mit dem Reibwert  $\mu_3 = konst$  zwischen den einzelnen Stahlbändern gilt für den Reibkraftverlauf

$$\frac{dF_{Ri}(\varphi)}{d\varphi} = \mu_3 \cdot e^{\mu_3(\alpha_z - \varphi)} \cdot \sum_i^z (F_{Zi,min} - F_{Ci}) \quad (Gl.4.1.1.47)$$

und die Relativgeschwindigkeit:

$$v_{rel,i} = \omega_{Sek} \cdot \left( \frac{r_{Sek\_St(i-1)}}{r_{Prim\_St(i-1)}} - \frac{r_{Sek\_St(i)}}{r_{Prim\_St(i)}} \right) \cdot r_{Prim\_St(i)}. \quad (Gl.4.1.1.48)$$

Die gesamten Verluste  $\Sigma P_{Gleit,St(i)-St(i-1)}$ , die durch die Reibung im Bändersatz entsteht, erhält man durch die Summation der einzelnen Beträge  $P_{Gleit,St(i)-St(i-1)}$ .

#### ▪ **Viskose Gleitreibungsverluste auf den geraden Teilstücken**

Während auf dem Sekundärscheibensatz nach [86-88] in der Anfahrübersetzung (LOW-Modell) kein Schlupf auftritt, wird der Schlupf auf den beiden geraden Teilstücken des Schubgliederbandes auf- bzw. abgebaut. Daher entsteht auch auf diesen Teilstücken eine Verlustleistung, die aus viskoser Reibung resultiert.

$$P_{Gleit,visko} = \eta_{Öl} \cdot b_{St} \cdot (2 \cdot l_{Trum}) \cdot \sum_{i=2}^z \frac{v_{rel,i}^2}{h_{Sti}} \quad (Gl.4.1.1.49)$$

Hierin ist  $l_{Trum}$  die Länge eines Trums zwischen Antriebs- und Abtriebsscheibensatz und  $h_{St}$  Abstand zweier benachbarter Stahlbänder. Für  $v_{rel,i}$  gilt:

$$v_{rel,i} = \omega_{Sek} \cdot (r_{Sek\_St(i)} - r_{Sek\_St(i-1)}) \quad (Gl.4.1.1.50)$$

### **Mikroschlupfverluste**

Die Variation der Zug- und Schubkräfte führt aufgrund der Elastizität von Stahlbändern und Schubgliedern zu Dehnungen. Die aus den elastischen Verformungen resultierenden relativen Geschwindigkeitsunterschiede werden in [88] als Mikroschlupfverluste bezeichnet. Sie entstehen zwischen Schubgliedern und Scheibensätzen in Umfangsrichtung, zwischen Schubgliedern und dem inneren Stahlband sowie zwischen den Stahlbändern selbst. Dort, wo die Kräfte konstant bleiben, treten keine Geschwindigkeitsunterschiede auf. Die nachfolgenden Betrachtungen gelten ebenfalls für das LOW-Modell:

#### ▪ **Mikroschlupf zwischen den einzelnen Stahlbändern**

Durch die unterschiedlichen Zugkräfte treten zwischen den einzelnen Stahlbändern auch unterschiedliche Längenänderungen  $\Delta l_{St}$  auf, die zu kleinen Geschwindigkeitsdifferenzen führen. Zusammen mit der Reibkraft führen diese Geschwindigkeitsunterschiede zu Verlustleistungen.

$$P_{Mikro,St(i)-St(i-1)} = \int_0^{\alpha_z} \frac{dF_{Ri}(\varphi)}{d\varphi} \cdot v(\varphi) \cdot d\varphi \quad (\text{Gl.4.1.1.51})$$

Für die Geschwindigkeit, die sich aus der Längenänderung ergibt, gilt prinzipiell:

$$v(\varphi) = \frac{\Delta l_{St}}{l_{St}} \cdot \omega \cdot r = \frac{F}{A_{St} \cdot E_{St}} \cdot \omega \cdot r \quad (\text{Gl.4.1.1.52})$$

Für die Geschwindigkeit der Stahlbänder gilt somit:

$$v_i(\varphi) = \left| -\frac{dF_{Zi}(\varphi)}{d\varphi} + \frac{dF_{Zi-1}(\varphi)}{d\varphi} \right| \cdot \left( \frac{\omega_{Prim, Sek} \cdot r_{Prim, Sek}}{b_{St} \cdot d_{St} \cdot E_{St}} \right) \quad (\text{Gl.4.1.1.53})$$

Gleichung 4.1.1.51 ist sowohl für den Primär- als auch den Sekundärscheibensatz gültig. Die Summation der Einzelbeträge  $P_{Mikro,St(i)-St(i-1)}$  ergibt die Gesamtverluste  $\Sigma P_{Mikro,St(i)-St(i-1)}$ .

#### ▪ Mikroschlupf zwischen Schubgliedern und innerem Stahlband

Infolge der unterschiedlichen elastischen Verformungen des inneren Stahlbands und der Schubglieder tritt auch hier ein Geschwindigkeitsunterschied auf, der über die Reibarbeit zu Leistungsverlusten  $P_{Mikro, Sch-St(1)}$  führt.

$$P_{Mikro, Sch-St(1)} = \int_0^{\alpha_z} \frac{dF_{R1}(\varphi)}{d\varphi} \cdot v(\varphi) \cdot d\varphi. \quad (\text{Gl.4.1.1.54})$$

In denjenigen Bogenabschnitten von Primär- und Sekundärscheibensatz, in denen keine Schubkraftänderung erfolgt, trägt nur die Zugkraft in Verbindung mit der Relativgeschwindigkeit zur Verlustleistung bei. Angewandt auf das LOW-Modell sind das die Bogenabschnitte:

$0 < \varphi < \delta_{Prim}$  auf der *Primärscheibe* und  
 $\alpha_{Sek} < \varphi < \alpha_z$  auf der *Sekundärscheibe*.

Für die Geschwindigkeit des inneren Stahlbandes gilt:

$$v_1(\varphi) = \left| \frac{dF_{Z1}(\varphi)}{d\varphi} \right| \cdot \left( \frac{\omega_{Prim, Sek} \cdot r_{Prim, Sek}}{b_{St} \cdot d_{St} \cdot E_{St}} \right). \quad (\text{Gl.4.1.1.55})$$

In den anderen Bögen kommt ein Anteil der durch die Elastizität der Schubglieder in Längsrichtung hervorgerufenen Dehnung hinzu. Diese Bögen sind:

$\delta_{Prim} < \varphi < \alpha_z$  auf der *Primärscheibe* und  
 $0 < \varphi < \alpha_{Sek}$  auf der *Sekundärscheibe*.

Hier gilt:

$$v_1(\varphi) = \left( \frac{dF_{Z1}(\varphi)}{d\varphi} \right) \cdot \left( \frac{\omega_{Prim,Sek} \cdot r_{Prim,Sek}}{b_{St} \cdot d_{St} \cdot E_{St}} \right) + \left( \frac{dF_Q(\varphi)}{d\varphi} \right) \cdot \left( \frac{\omega_{Prim,Sek} \cdot r_{Prim,Sek}}{b_{Sch} \cdot d_{Sch} \cdot E_{Sch}} \right) \quad (\text{Gl.4.1.1.56})$$

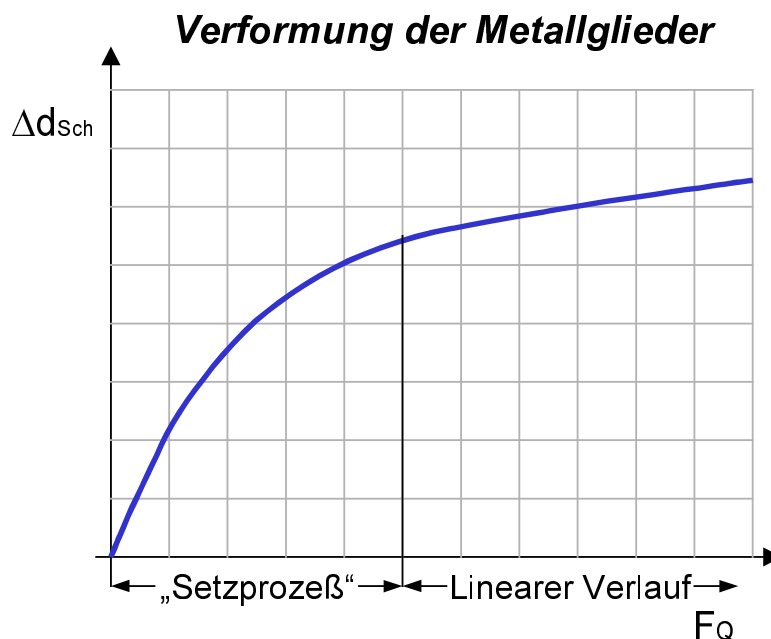
Es sei bemerkt, daß bei den Schubgliedern keine Linearität zwischen Schubkraft und elastischer Verformung besteht. Daher wird der Term, der die von der Schubkraftänderung hervorgerufene Geschwindigkeit beschreibt, ersetzt durch:

$$\frac{d\varepsilon(\varphi)}{d\varphi} \cdot \omega_{Prim,Sek} \cdot r_{Prim,Sek} \quad (\text{Gl.4.1.1.57})$$

mit:

$$\varepsilon = \frac{\Delta d_{Sch}}{d_{Sch}} \quad (\text{Gl.4.1.1.58})$$

Die Dickenänderung  $\Delta d_{Sch}$  der Schubglieder in Abhängigkeit von der Schubkraft  $F_Q(\varphi)$  ist als Meßkurve im Simulationsprogramm hinterlegt (Abb.4.1.1.8.). Im Bereich kleiner Schubkräfte findet ein Setzprozeß statt, in dem sich die Anlagefläche der Schubglieder bis auf ein Maximum ändert. Danach besteht ein linearer Zusammenhang zwischen Kraft und Verformung.



**Abb.4.1.1.8.:** Verformung der Schubglieder als Funktion der Schubkraft

Mit der Dicke der Schubglieder  $d_{Sch}$  folgt daher ein  $\varepsilon(\varphi)$ . Da die Kraft als  $dF_Q/d\varphi$  vorliegt, ist damit auch  $d\varepsilon/d\varphi$  bekannt.

Gl.4.1.1.56 läßt sich also wie folgt formulieren:

$$v_1(\varphi) = \left( \frac{dF_{Z1}(\varphi)}{d\varphi} \right) \cdot \left( \frac{\omega_{Prim,Sek} \cdot r_{Prim,Sek}}{b_{St} \cdot d_{St} \cdot E_{St}} \right) + \left( \frac{d\varepsilon(\varphi)}{d\varphi} \right) \cdot \omega_{Prim,Sek} \cdot r_{Prim,Sek} \quad (\text{Gl.4.1.1.59})$$

▪ **Mikroschlupf zwischen Schubgliedern und Kegelscheiben in Umfangsrichtung**

Infolge der Schubkraftänderung tritt auch ein Geschwindigkeitsunterschied zwischen den Scheibensätzen und den Schubgliedern in Umfangsrichtung auf, der zu einer Verlustleistung  $P_{Mikro,Sch-KS}$  führt:

$$P_{Mikro,Sch-KS} = \int_{\beta_{Prim}}^{\alpha_z} 2 \cdot \mu_2 \cdot \frac{dF_N}{d\varphi} \cdot v(\varphi) \cdot d\varphi + \int_0^{\alpha_{Sek}} 2 \cdot \mu_2 \cdot \frac{dF_N}{d\varphi} \cdot v(\varphi) \cdot d\varphi. \quad (Gl.4.1.1.60)$$

Der erste Term entspricht den Verlusten auf dem Primärscheibensatz, der zweite den Verlusten auf dem Sekundärscheibensatz.

Der Verlauf der Normalkraft  $dF_N/d\varphi$  wird beschrieben durch:

$$\frac{dF_N}{d\varphi} = \frac{\left( \frac{dF_Q}{d\varphi} + \mu_1 \cdot \frac{dF_{Sch-St}}{d\varphi} \right)}{2 \cdot \mu_2}. \quad (Gl.4.1.1.61)$$

Für die Relativgeschwindigkeit zwischen Schubgliedern und Kegelscheiben gilt:

$$v(\varphi) = \left( \frac{dF_Q(\varphi)}{d\varphi} \right) \cdot \left( \frac{\omega_{Prim,Sek} \cdot r_{Prim,Sek}}{b_{Sch} \cdot d_{Sch} \cdot E_{Sch}} \right) = \left( \frac{d\varepsilon(\varphi)}{d\varphi} \right) \cdot \left( \omega_{Prim,Sek} \cdot r_{Prim,Sek} \right). \quad (Gl.4.1.1.62)$$

**Dissipationsverluste:**

Die Verformungen der Schubglieder und Stahlbänder durch die Krafteinwirkung zeigt kein ideal elastisches Verhalten. Be- und Entlastung der Elemente erfolgt in Form einer Hysterese. Ein Teil der Verformungsenergie geht durch Dissipation im Material „verloren“. Mit einem Dissipationsfaktor  $K_{Diss}$  ( $K_{Diss} = 0 \dots 1$ ) kann der Anteil der Verluste infolge der Dissipation abgeschätzt werden. Ein Wert für  $K_{Diss}$  von Null entspräche einer ideal elastischen Deformation ohne Energieverlust, wohingegen  $K_{Diss}=1$  eine plastische Verformung mit vollständiger Energieabsorbierung bedeuten würde.

▪ **Dissipationsverluste in den Stahlbändern**

Für die Stahlbänder kann hinsichtlich der Verluste auf dem Primärscheibensatz vereinfachend angesetzt werden:

$$P_{Diss,St} = K_{Diss} \cdot \int_0^{\alpha_z} \frac{dF_{Z_i}(\varphi)}{d\varphi} v_i(\varphi) d\varphi \quad (Gl.4.1.1.63)$$

mit:

$$v_i(\varphi) = \left( \frac{dF_{Z_i}(\varphi)}{d\varphi} \right) \cdot \left( \frac{\omega_{Prim} \cdot r_{Prim,i}}{b_{St} \cdot d_{St} \cdot E_{St}} \right) \quad (Gl.4.1.1.64)$$

Analog kann für den Sekundärscheibensatz verfahren werden.



▪ **Dissipationsverluste in den Schubgliedern**

Entsprechend gilt für die Schubglieder auf dem Primärscheibensatz:

$$P_{Diss,Sch} = K_{Diss} \cdot \int_{\beta_{Prim}}^{\alpha_z} \frac{dF_Q(\varphi)}{d\varphi} v(\varphi) d\varphi \quad (Gl.4.1.1.65)$$

mit:

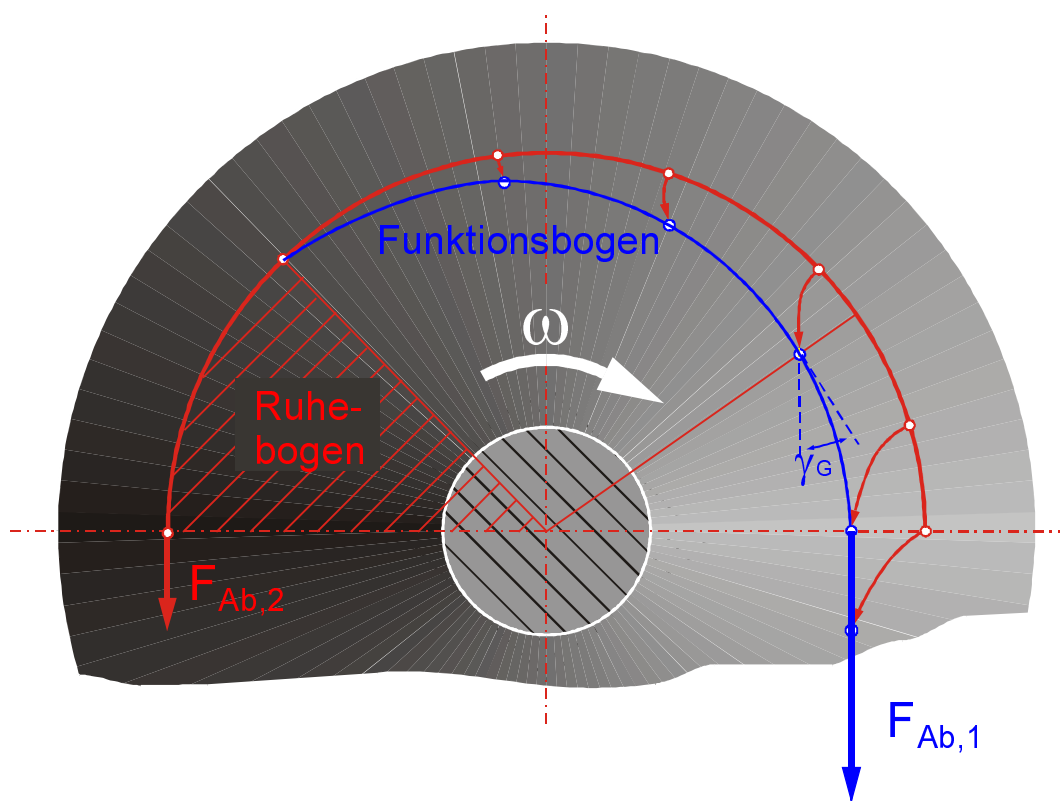
$$v(\varphi) = \left( \frac{d\varepsilon(\varphi)}{d\varphi} \right) \cdot (\omega_{Prim} \cdot r_{Prim}) \quad (Gl.4.1.1.66)$$

Für den Sekundärscheibensatz kann in gleicher Weise verfahren werden.

Die Summierung der Gleitreibungs-, Mikroschlupf- und Dissipationsverluste nach *van Rooij* und *Schaerlaeckens* führt zu den Gesamtverlusten im Schubgliederband  $P_{V\_SGB}$ .

➤ **Variatorverluste durch elastische Verformung  $P_{V\_Verf}$**

Die Spreizkräfte des Umschlingungsmittels führen unter Berücksichtigung der Scheibenelastizitäten zu einer örtlichen Aufweitung des Keilspalts. Dies hat zur Folge, daß das Umschlingungsorgan radial einwandert. *Dittrich* bezeichnete dieses Verhalten als „spiraligen Lauf“ (Abb.4.1.1.9.). Das radiale Einwandern des Umschlingungsmittels verursacht Gleitbewegungen und damit Verluste, die nachfolgend als Verformungsverluste bezeichnet werden. Bei der weiteren Betrachtung wird angenommen, daß sich die Untersuchungen und Ergebnisse, die *Dittrich* für eine Kette als Umschlingungsorgan hergeleitet hat, auf das Schubgliederband im Bezug auf die radiale Einwanderung übertragen lassen. In Abbildung 4.1.1.9. werden mit  $F_{Ab,1,2}$  die Trumkräfte und mit  $\gamma_G$  der Gleitwinkel bezeichnet. Der Gleitwinkel ist der Winkel der Relativbewegung zwischen Band und Scheibe.



**Abb.4.1.1.9.:** Radiale Einwanderung des Umschlingungsmittels („Spiraliger Lauf“) auf dem Abtriebscheibensatz

Zur Berechnung der Verformungsverluste nach *Dittrich* wird von dem Variator des Prototypgetriebes ein zweidimensionales Netzmodell erstellt. Die Verformungen unter Last können mit Hilfe der **Finite Elemente Methode** (FEM) berechnet werden. Abbildung 4.1.1.10. zeigt beispielhaft das Netzmodell des Variators im Urzustand und unter Last.

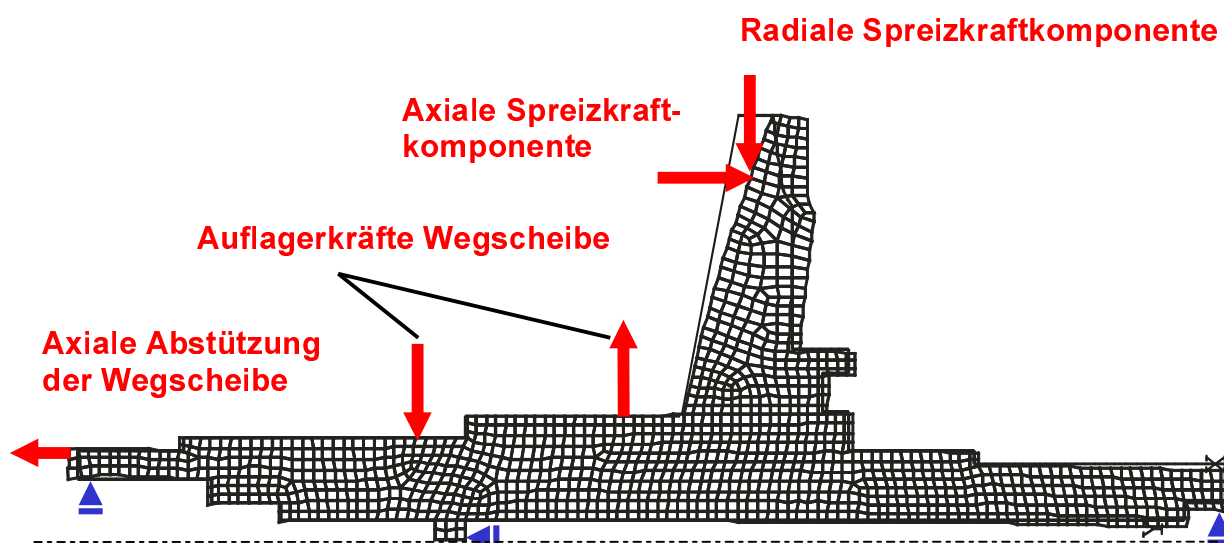


Abb.4.1.1.10.: Netzmodell des Variators im belasteten und unbelasteten Zustand

Für die Lastverteilung auf dem Umschlingungsbogen der Kegelscheiben von An- und Abtriebsseite werden die Annahmen von *Dittrich* in [19] herangezogen. Die Rechnung liefert für jede einzelne Kegelscheibe die Verschiebung der Kraftangriffspunkte entlang des Umschlingungsbogens in axialer Richtung. Zur Berechnung der maximalen radialen Einwanderung des Umschlingungsmittels wird die größte berechnete Verschiebung ( $d_{y\_Verf\_Weg\_prim,sek}$  und  $d_{y\_Verf\_Fest\_prim,sek}$ ) verwendet.

Die Verschiebung des Kontaktpunktes zwischen Umschlingungsmittel und Scheibensatz wird nicht nur durch die Verformung infolge der Spreizkräfte bestimmt, sondern durch einen weiteren Anteil, der durch die Verkippung zwischen Wegscheibe und Welle entsteht. Dieser Anteil ist abhängig vom Spiel  $\Delta d_{prim,sek}$  zwischen Wegscheibe und Welle sowie dem Abstand der Auflagerpunkte  $l_{LB\_prim,sek}$ .

In Abbildung 4.1.1.11. ist die Scheibenaufweitung, die durch das Kippspiel der Wegscheibe verursacht wird, dargestellt.

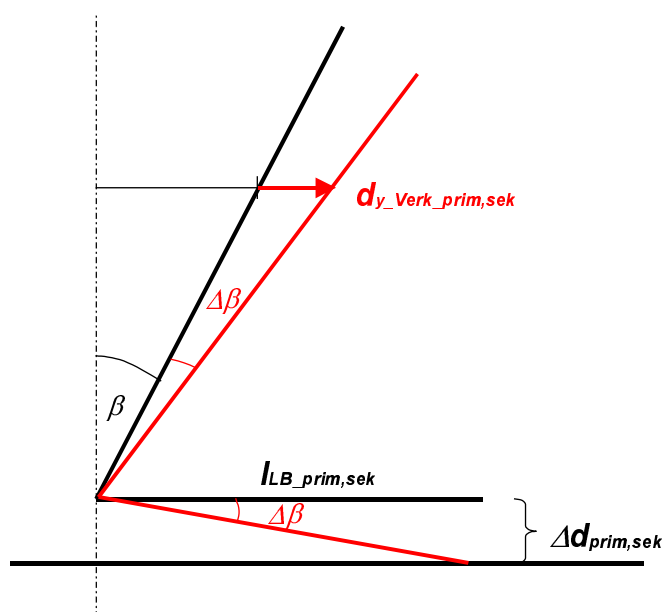


Abb.4.1.1.11.: Einfluß der Verkippung der Wegscheibe

Der Anteil der Verschiebung in axialer Richtung  $d_{y\_Verk\_prim,sek}$  errechnet sich aus:

$$d_{y\_Verk\_prim,sek} = r_{prim,sek\_Sch} \cdot \tan(\beta + \Delta\beta) - r_{prim,sek\_Sch} \cdot \tan \beta. \quad (\text{Gl.4.1.1.68})$$

Mit der trigonometrischen Umformung

$$\tan(\beta + \Delta\beta) = \frac{\tan \beta + \tan \Delta\beta}{1 - \tan \beta \cdot \tan \Delta\beta} \quad (\text{Gl.4.1.1.69})$$

folgt:

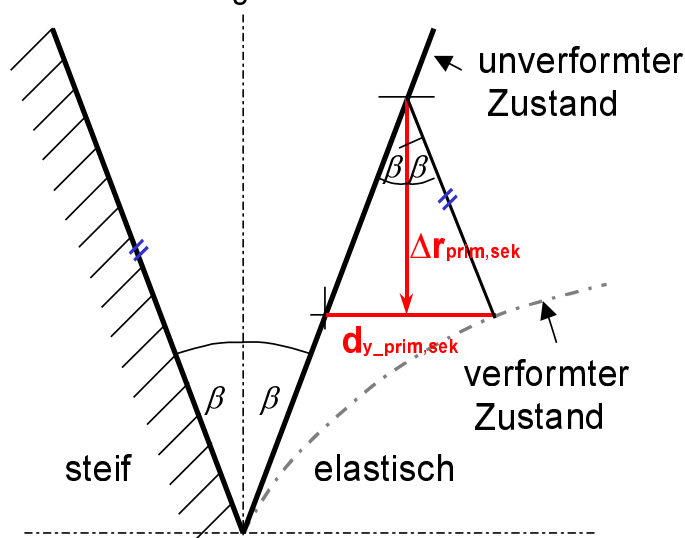
$$d_{y\_Verk\_prim,sek} = r_{prim,sek\_Sch} \cdot \left( \frac{\Delta d_{prim,sek}}{l_{LB\_prim,sek}} \right) \cdot (1 + \tan^2 \beta). \quad (\text{Gl.4.1.1.70})$$

Die maximale Gesamtverschiebung  $d_{y\_prim,sek}$  errechnet sich somit aus:

$$d_{y\_prim,sek} = d_{y\_Verf\_Weg\_prim,sek} + d_{y\_Verf\_Fest\_prim,sek} + d_{y\_Verk\_prim,sek}. \quad (\text{Gl.4.1.1.71})$$

Abbildung 4.1.1.12. zeigt die radiale Einwanderung  $\Delta r_{prim,sek}$  des Umschlingungsmittels, wenn man vereinfachend die Verschiebungen von beiden Scheiben auf einer Scheibe zusammenfaßt und die andere als unendlich steif annimmt.

Für das Umschlingungsmittel selbst wird hier eine konstante Breite angenommen, so daß sich der Kraftangriffspunkt für den Fall des Einwanderns entlang der Parallelen zur „steifen“ Scheibe bewegt.



**Abb.4.1.1.12.:** Radiale Einwanderung des Umschlingungsmittels infolge der Scheibenelastizität (vereinfachtes Ersatzmodell)

Damit gilt für den Betrag der radialen Einwanderung:

$$\Delta r_{prim,sek} = \frac{d_{y\_prim,sek}}{2 \cdot \tan \beta} \quad (\text{Gl.4.1.1.72})$$

Nach [17,19] lassen sich nun die prozentualen Verformungsverluste aufgrund des spiraligen Laufs näherungsweise wie folgt berechnen:

*Primärscheibensatz:*

$$V_{Verf,prim} = \frac{\varepsilon_{Eyt}}{\varepsilon_{Eyt} - 1} \cdot \frac{\Delta r_{prim}}{r_{prim\_sch}} \quad (\text{Gl.4.1.1.73})$$

*Sekundärscheibensatz:*

$$V_{Verf,sek} = \frac{\varepsilon_{Eyt}}{\varepsilon_{Eyt} - 1} \cdot \frac{\Delta r_{sek}}{r_{sek\_sch}} \quad (\text{Gl.4.1.1.74})$$

Die Eytelwein'sche Größe  $\varepsilon_{Eyt}$  ist das Verhältnis der Kraft im Zugtrum zur Kraft im Leertrum. Die Summe aus den Verlusten pro Scheibensatz ergibt den Gesamtverlust  $V_{Verf}$ :

$$V_{Verf} = V_{Verf,prim} + V_{Verf,sek} \quad (\text{Gl.4.1.1.75})$$

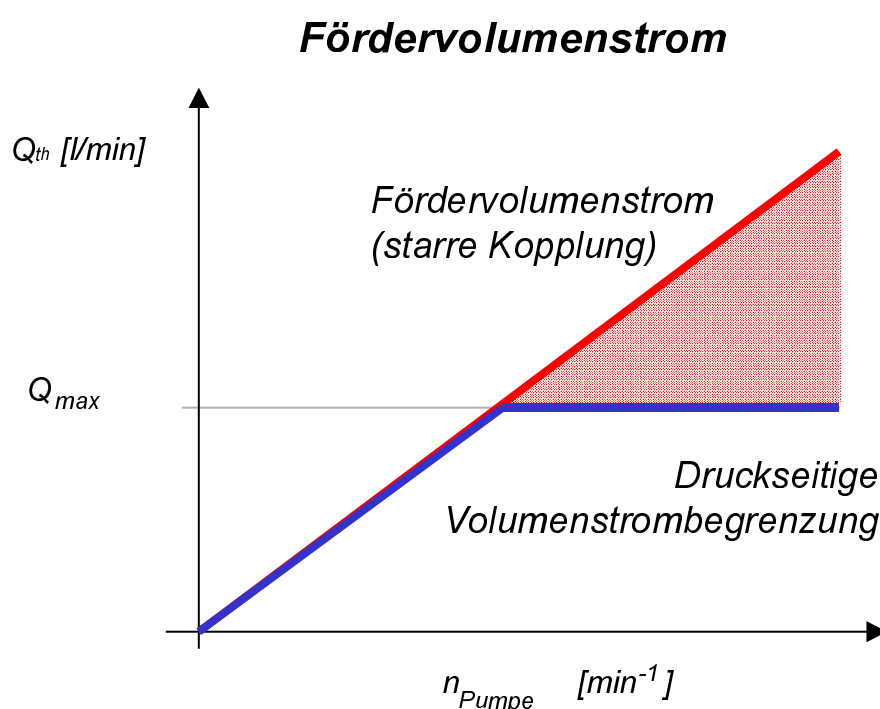
Für die absoluten Verformungsverluste  $M_{V\_Verf}$  und  $P_{V\_Verf}$  gilt:

$$M_{V\_Verf} = M_{prim} \cdot V_{Verf} \quad (\text{Gl.4.1.1.76})$$

$$P_{V\_Verf} = M_{V\_Verf} \cdot \frac{\pi \cdot n_{prim}}{30} \quad (\text{Gl.4.1.1.77})$$

### 4.1.2. Hydraulikpumpe

Die Hydraulikpumpe muß mit dem Systemdruck fördern, den die hydraulische Steuerung abhängig von der Anpreßstrategie einstellt. Die Pumpe ist über eine Verzahnungsstufe starr mit der Kurbelwelle verbunden. Der Fördervolumenstrom  $Q$  wird in der Steuerung und damit druckseitig auf einen Maximalwert  $Q_{max}$  abgeregelt. Dies ist energetisch betrachtet sehr ungünstig, da die Überschussmenge erst auf das entsprechende Druckniveau gebracht wird, bevor sie über ein Regelventil in den Sumpf entlassen wird. Die Pumpe selbst fördert einen mit der Motordrehzahl linear ansteigenden Volumenstrom. Abb.4.1.2.1. verdeutlicht den Vergleich des abgedrosselten Volumenstroms zur Fördermenge aufgrund der starren Kopplung.



**Abb.4.1.2.1.:** Fördervolumenstrom der Pumpe im Vergleich zum druckseitig abgeregelten Volumenstrom

Der schraffiert abgesetzte Bereich kennzeichnet die durch die starre Kopplung geförderte Überschussmenge, die druckseitig über ein Regelventil abgedrosselt und wieder in den Sumpf entlassen wird.

Der theoretische Fördervolumenstrom der Pumpe  $Q_{th}$  errechnet sich aus der Pumpendrehzahl  $n_{Pumpe}$  und dem Pumpenhubvolumen  $V_{Hub}$  [68]:

$$Q_{th} = n_{Pumpe} \cdot V_{Hub} \quad (Gl.4.1.2.1)$$

An den Dichtflächen der relativ zueinander beweglichen Pumpenbauteile ergibt sich durch die erzeugte Druckdifferenz in Abhängigkeit von der Ölviskosität und der Bauteiltoleranzen eine bestimmte Leckage. Zieht man von dem theoretischen Fördervolumenstrom  $Q_{th}$  die Pumpenleckagen  $\Sigma Q_{Leck}$  ab, so erhält man den effektiven Volumenstrom, welcher der hydraulischen Steuerung zur Verfügung gestellt werden kann.

$$Q_{eff} = Q_{th} - \Sigma Q_{Leck} \quad (Gl.4.1.2.2)$$

Das Verhältnis des effektiven  $Q_{eff}$  zum theoretischen Volumenstrom  $Q_{th}$  ist der volumetrische Wirkungsgrad  $\eta_{vol}$  der Pumpe:

$$\eta_{vol} = \frac{Q_{eff}}{Q_{th}} \quad (Gl.4.1.2.3)$$

Zusätzlich zu den volumetrischen Verlusten treten innerhalb der Pumpe drehzahl- und druckabhängige Reiberscheinungen auf. Sie werden als hydraulisch-mechanische Verluste bezeichnet.

Das theoretische Antriebsmoment  $M_{th}$  ist:

$$M_{th} = \frac{\Delta p \cdot V_{Hub}}{2\pi} \quad (Gl.4.1.2.4)$$

Das effektive Antriebsmoment  $M_{eff}$  ist das Moment, welches tatsächlich zur Erzeugung der hydraulischen Leistung am Pumpeneingang angelegt werden muß. Das Verhältnis von theoretischem zu effektivem Antriebsmoment beschreibt den hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad  $\eta_{hm}$  der Pumpe:

$$\eta_{hm} = \frac{M_{th}}{M_{eff}} \quad (Gl.4.1.2.5)$$

Beide Wirkungsgrade, der volumetrische  $\eta_{vol}$  und der hydraulisch-mechanische Wirkungsgrad  $\eta_{hm}$ , wurden in Messungen abhängig von Druck, Fördermenge und Temperatur ermittelt. Sie sind in der Verlustberechnung in Kennfeldern hinterlegt, zwischen deren Stützstellen linear interpoliert wird.

Für den Gesamtwirkungsgrad der Pumpe gilt:

$$\eta_{ges} = \eta_{vol} \cdot \eta_{hm} \quad (Gl.4.1.2.6)$$

Das effektive Antriebsmoment  $M_{eff}$  bzw. die effektive Antriebsleistung  $P_{eff}$  der Pumpe wird in der Simulationsrechnung gänzlich als hydraulischer Verlust betrachtet. Er ist steuerungsseitig abhängig vom eingestellten Druck, gegen den die Pumpe fördern muß und pumpenseitig vom Gesamtwirkungsgrad  $\eta_{ges}$  sowie dem Fördervolumenstrom  $Q_{eff}$ :

$$P_{V\_Hydr} = P_{eff} = \frac{1}{\eta_{ges}} \cdot Q_{eff} \cdot \Delta p \quad (Gl.4.1.2.7)$$

$$M_{V\_Hydr} = M_{eff} = \frac{1}{\eta_{ges}} \cdot \frac{Q_{eff} \cdot \Delta p}{2\pi \frac{n_{Pumpe}}{60}} \quad (Gl.4.1.2.8)$$

### 4.1.3. Hydraulische Steuerung

In der hydraulischen Steuerung werden alle Drücke eingestellt, die im Gesamtgetriebe von den einzelnen Hydraulikkomponenten betriebspunktabhängig benötigt werden. Im Stufenlosgetriebe sind die Anpreß- oder Verstelldrücke in weiten Betriebsbereichen am größten und damit systemdruckbestimmend. Der Systemdruck  $p_{Sys}$  ist derjenige Druck, mit dem die Hydraulikpumpe den entsprechenden Volumenstrom  $Q$  fördern muß. Der von der Konstantpumpe geförderte Volumenstrom wird in der Steuerung zur Versorgung der einzelnen Baugruppen aufgeteilt; Einfluß auf die Fördermenge der Hydraulikpumpe nimmt die hydraulische Steuerung nur indirekt durch die druckseitige Beeinflussung der inneren Pumpenwirkungsgrade ( $\eta_{vol}$  und  $\eta_{hm}$ ). Die hydraulische Steuerung bzw. die ihr zugrunde liegende Anpreßstrategie bestimmt also über den Systemdruck einen Teil der hydraulischen Leistung, die im Gesamtgetriebe als Verlust angesehen werden muß.

#### Berechnung der Kräfte und Drücke:

Die Kräfte, die auf das Schubgliederband wirken, lassen sich prinzipiell in eine Anpreßkraft  $F_{Anpr\_Prim,Sek}$ , eine Verstellkraft  $F_{Verst\_Prim,Sek}$  und die Fliehölkraft  $F_{Flieh\_Prim,Sek}$  aufteilen. Im Falle des Sekundärscheibensatzes kommt eine weitere Kraftkomponente in Form einer Federkraft  $F_{Feder}$  hinzu.

*Primärscheibensatz:*

$$F_{Prim} = F_{Anpr\_Prim} + F_{Verst\_Prim} + F_{Flieh\_Prim} \quad (\text{Gl.4.1.3.1})$$

*Sekundärscheibensatz:*

$$F_{Sek} = F_{Anpr\_Sek} + F_{Verst\_Sek} + F_{Flieh\_Sek} + F_{Feder} \quad (\text{Gl.4.1.3.2})$$

Die **Anpreßkraft**  $F_{Anpr\_Prim,Sek}$  errechnet sich aus:

$$F_{Anpr\_Prim,Sek} = p_{MF\_Prim,Sek} \cdot A_{Anpr\_Prim,Sek} \quad (\text{Gl.4.1.3.3})$$

Darin ist  $A_{Anpr\_Prim,Sek}$  die Fläche der Anpreßkolben des Primär- bzw. Sekundärscheibensatzes. Der Anpreßdruck  $p_{MF\_Prim,Sek}$  ist für den Primär- als auch den Sekundärscheibensatz gleich groß:

$$p_{MF} = p_{MF\_Prim} = p_{MF\_Sek} \quad (\text{Gl.4.1.3.4})$$

Der Anpreßdruck  $p_{MF}$  wird über den Widerstand an einer Abströmbohrung im Momentenfühler eingestellt und läßt sich in Abhängigkeit vom Drehmoment am Primärscheibensatz  $M_{Prim}$  wie folgt berechnen:

$$p_{MF} = \frac{M_{Prim}}{c_{MF}} \quad (\text{Gl.4.1.3.5})$$



In dem Ausdruck  $c_{MF}$  der Dimension [Nm/bar] sind im wesentlichen die Geometriedaten des Drehmomentfühlers berücksichtigt. Die Größe  $c_{MF}$  wirkt als Proportionalitätsfaktor zwischen Drehmoment und Anpreßdruck und ändert sich mit der Variatorübersetzung. Vor bzw. nach der Umschaltung von einer auf die zweite Sensorkammer nimmt  $c_{MF}$  jeweils einen konstanten Wert an ( $C_{UD}$  bzw.  $C_{OD}$ ).

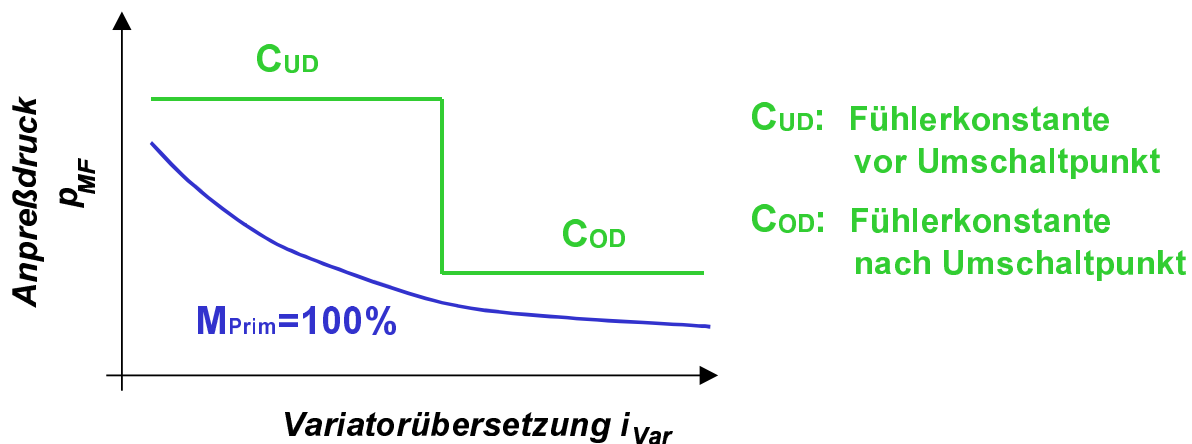


Abb.4.1.3.1.: Verlauf des Anpreßdrucks in Abhängigkeit der Fühlerkonstanten  $C_{UD}$  und  $C_{OD}$

Die Fühlerkonstante  $c_{MF}(i_{Var})$  geht als Kennlinie in die Berechnung ein. Damit lassen sich die Anpreßkräfte für den Primär- und den Sekundärscheibensatz berechnen.

Infolge der Rotation der Hydraulikkolben entstehen zum Teil beträchtliche **Fliehkräfte**  $F_{Flieh\_Prim, Sek}$ , die eine zusätzliche Anpressung auf das Schubgliederband ausüben.

Für inkompressible Medien läßt sich der Geschwindigkeits- bzw. Staudruck errechnen aus:

$$p(v) = \frac{\rho}{2} v^2 \quad (\text{Gl.4.1.3.6})$$

mit:

$$v = \omega \cdot r . \quad (\text{Gl.4.1.3.7})$$

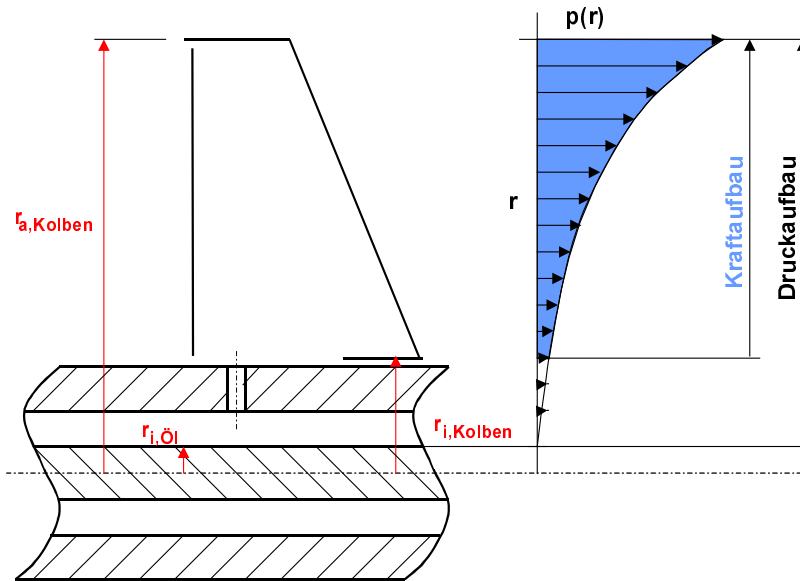


Abb.4.1.3.2.: Fliehdruck- und Kraftaufbau in radialer Richtung

Der Fliehölldruck baut sich zwischen der Ölzuführbohrung in der Welle mit dem radialen Abstand  $r_{i,Öl}$  und dem Außenradius des Kolbens  $r_{a,Kolben}$  auf. Damit läßt sich Gleichung 4.1.3.6 mit  $r > r_{i,Öl}$  auch schreiben:

$$p(r) = \frac{\rho}{2} \omega^2 \cdot (r^2 - r_{i,Öl}^2) \quad (\text{Gl.4.1.3.8})$$

Der Kraftaufbau beginnt jedoch erst ab dem Innenradius des Kolbens. Für die Fliehkraft gilt somit:

$$F_{\text{Flieh}} = \int_A p(r) dA = \int_{r_{i,Kolben}}^{r_{a,Kolben}} p(r) \cdot 2\pi \cdot r \cdot dr$$

$$F_{\text{Flieh}} = \int_{r_{i,Kolben}}^{r_{a,Kolben}} \frac{\rho}{2} \omega^2 (r^2 - r_{i,Öl}^2) \cdot 2\pi \cdot r \cdot dr$$

$$F_{\text{Flieh}} = \frac{\pi}{4} \rho \cdot \omega^2 \cdot (r_{a,Kolben}^4 - 2 \cdot r_{i,Öl}^2 \cdot (r_{a,Kolben}^2 - r_{i,Kolben}^2) - r_{i,Kolben}^4)$$

### Primärscheibensatz

Anpreßkolben: zentrale Ölzuführung  $\Rightarrow r_{i,Öl\_Anpr\_Prim} = 0$

$$F_{\text{Flieh\_Anpr\_Prim}} = \frac{\pi}{4} \rho \cdot \omega^2 \cdot (r_{a\_Anpr\_Prim}^4 - r_{i\_Anpr\_Prim}^4) \quad (\text{Gl.4.1.3.9})$$

Verstellkolben:

$$F_{\text{Flieh\_Verst\_Prim}} = \frac{\pi}{4} \rho \cdot \omega^2 \cdot \dots$$

$$\dots \cdot (r_{a\_Verst\_Prim}^4 - 2 \cdot r_{i,Öl\_Verst\_Prim}^2 \cdot (r_{a\_Verst\_Prim}^2 - r_{i\_Verst\_Prim}^2) - r_{i\_Verst\_Prim}^4)$$

$$(\text{Gl.4.1.3.10})$$

Summe der Fliehölkräfte am Primärscheibensatz:

$$F_{\text{Flieh\_Prim}} = F_{\text{Flieh\_Anpr\_Prim}} + F_{\text{Flieh\_Verst\_Prim}} \quad (\text{Gl.4.1.3.11})$$

### Sekundärscheibensatz

Anpreßkolben:

$$F_{\text{Flieh\_Anpr\_Sek}} = \frac{\pi}{4} \rho \cdot \omega^2 \cdot \dots \cdot \left( r_{a\_Anpr\_Sek}^4 - 2 \cdot r_{i,\text{Öl\_Anpr\_Sek}}^2 \cdot (r_{a\_Anpr\_Sek}^2 - r_{i\_Anpr\_Sek}^2) - r_{i\_Anpr\_Sek}^4 \right) \quad (\text{Gl.4.1.3.12})$$

Verstellkolben: zentrale Ölzuführung  $\Rightarrow r_{i,\text{Öl\_Verst\_Sek}}=0$

$$F_{\text{Flieh\_Verst\_Sek}} = \frac{\pi}{4} \rho \cdot \omega^2 \cdot (r_{a\_Verst\_Sek}^4 - r_{i\_Verst\_Sek}^4) \quad (\text{Gl.4.1.3.13})$$

Fliehölausgleichskolben:

$$F_{\text{Flieh\_Ausgl\_Sek}} = \frac{\pi}{4} \rho \cdot \omega^2 \cdot \dots \cdot \left( r_{a\_Ausgl\_Sek}^4 - 2 \cdot r_{i,\text{Öl\_Ausgl\_Sek}}^2 \cdot (r_{a\_Ausgl\_Sek}^2 - r_{i\_Ausgl\_Sek}^2) - r_{i\_Ausgl\_Sek}^4 \right) \quad (\text{Gl.4.1.3.14})$$

Summe der Fliehölkräfte am Sekundärscheibensatz:

$$F_{\text{Flieh\_Sek}} = F_{\text{Flieh\_Anpr\_Sek}} + F_{\text{Flieh\_Verst\_Sek}} - F_{\text{Flieh\_Ausgl\_Sek}} \quad (\text{Gl.4.1.3.15})$$

Die **Federkraft**  $F_{\text{Feder}}$ , die zusätzlich am Abtriebsscheibensatz angreift, berechnet sich aus:

$$F_{\text{Feder}} = F_{\text{Feder,UD}} + c_{\text{Feder}} \cdot s_{\text{Feder}}(i_{\text{var}}) \quad (\text{Gl.4.1.3.16})$$

Darin sind  $c_{\text{Feder}}$  die Federkonstante und  $F_{\text{Feder,UD}}$  die Federkraft, die in der Anfahrübersetzung bei entsprechender, minimaler Auslenkung auf die Kolbenfläche drückt. Der Weg  $s_{\text{Feder}}$ , um den die Feder in Abhängigkeit von der Übersetzung  $i_{\text{var}}$  gestaucht wird, beträgt:

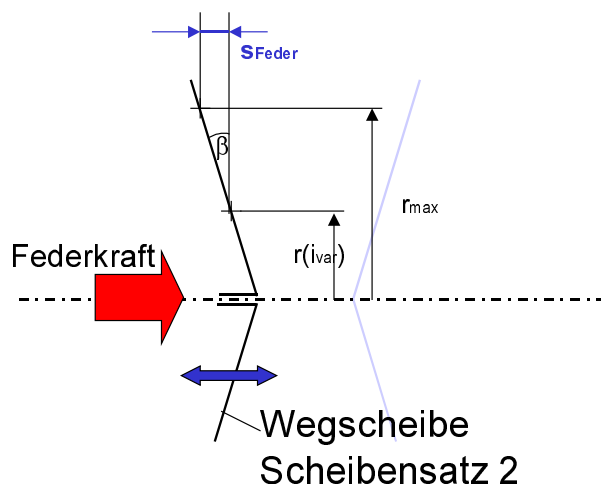


Abb.4.1.3.3.: Berechnung des Federwegs

$$s_{Feder}(i_{var}) = 2 \cdot [r_{max} - r(i_{var})] \cdot \tan \beta \quad (\text{Gl.4.1.3.17})$$

Die **Verstellkraft**  $F_{Verst\_Prim,Sek}$  liegt beim Doppelkolben-Prinzip entweder am Primärscheibensatz oder aber am Sekundärscheibensatz an, nie jedoch an beiden Scheibensätzen gleichzeitig. Eine der beiden Verstellkräfte ist damit immer gleich Null:

$$F_{Verst\_Prim} > 0 \Rightarrow F_{Verst\_Sek} = 0 \quad (\text{Gl.4.1.3.18})$$

oder

$$F_{Verst\_Sek} > 0 \Rightarrow F_{Verst\_Prim} = 0 \quad (\text{Gl.4.1.3.19})$$

Die Verstellkraft sorgt nicht nur für die dynamische Übersetzungänderung der Scheibensätze, sondern bringt im Stationärbetrieb die zur Stützung notwendige Differenzkraft auf. Die Stützung  $\zeta$  ist der Quotient aus den am Primär- und Sekundärscheibensatz anliegenden Gesamtkräften  $F_{Prim}$  und  $F_{Sek}$ :

$$\zeta = \frac{F_{Prim}}{F_{Sek}} = \frac{F_{Anpr\_Prim} + F_{Verst\_Prim} + F_{Flieh\_Prim}}{F_{Anpr\_Sek} + F_{Verst\_Sek} + F_{Flieh\_Sek} + F_{Feder}} \quad (\text{Gl.4.1.3.20})$$

Die Stützung  $\zeta$  gibt an, welches Kräfteverhältnis zur Beibehaltung einer Übersetzung in Abhängigkeit von der Anpreßsicherheit im Variator anliegen muß. Sie ist eine getriebespezifische Größe und wird experimentell ermittelt. Das Meßkennfeld ist in der Getriebesteuerung hinterlegt. Der Wert für die Stützung  $\zeta$  wird in der Simulationsrechnung für den aktuellen Betriebspunkt interpoliert.

Mit bekanntem  $\zeta$  und den Bedingungen aus Gl.4.1.3.18 und Gl.4.1.3.19 lassen sich die Verstellkräfte aus Gl.4.1.3.20 folgendermaßen überführen:

Für  $F_{Verst\_Sek}=0$ :

$$F_{Verst\_Prim} = \zeta \cdot (F_{Anpr\_Sek} + F_{Flieh\_Sek} + F_{Feder}) - F_{Anpr\_Prim} - F_{Flieh\_Prim} \quad (\text{Gl.4.1.3.21})$$

Für  $F_{Verst\_Prim}=0$ :

$$F_{Verst\_Sek} = \frac{1}{\zeta} \cdot (F_{Anpr\_Prim} + F_{Flieh\_Prim}) - F_{Anpr\_Sek} - F_{Flieh\_Sek} - F_{Feder} \quad (\text{Gl.4.1.3.22})$$

Diese Gleichungen gelten für stationäre Betriebspunkte. Die instationären Verstellvorgänge müssen durch einen zusätzlichen Term erfaßt werden, der den Verstellgradienten  $di_{var}/dt$  erfaßt. An dieser Stelle sei auf [47] verwiesen. In der stationären Verlustberechnung wird dieser Term zu Null gesetzt.

Die Drücke lassen sich mit den entsprechenden Kolbenflächen, auf welche die Kräfte wirken, ermitteln.

## Systemdruck $p_{Sys}$

Der Systemdruck  $p_{Sys}$  ist der Maximaldruck im Hydrauliksystem. Dies kann je nach Betriebszustand der vom Momentenfühler eingestellte Anpreßdruck  $p_{MF}$ , einer der Verstelldrücke am Primärscheibensatz ( $p_{Verst\_Prim}$ ) bzw. Sekundärscheibensatz ( $p_{Verst\_Sek}$ ) oder aber der Rückstaudruck  $p_{WE}$  sein, der sich vor dem Eingang des hydrodynamischen Drehmomentwandlers bildet. Der Rückstaudruck  $p_{WE}$  kann jedoch nur bei sehr geringen Momenten systemdruckbestimmend werden, wenn die Durchflußwiderstände nach der Abströmbohrung (Wandler, Schmierung, Kühler) größer sind als der Druck, der sich im Momentenfühler aufgrund des anliegenden Moments einstellen würde. Abbildung 4.1.3.4. zeigt schematisch den Hydraulikplan des Prototypgetriebes.

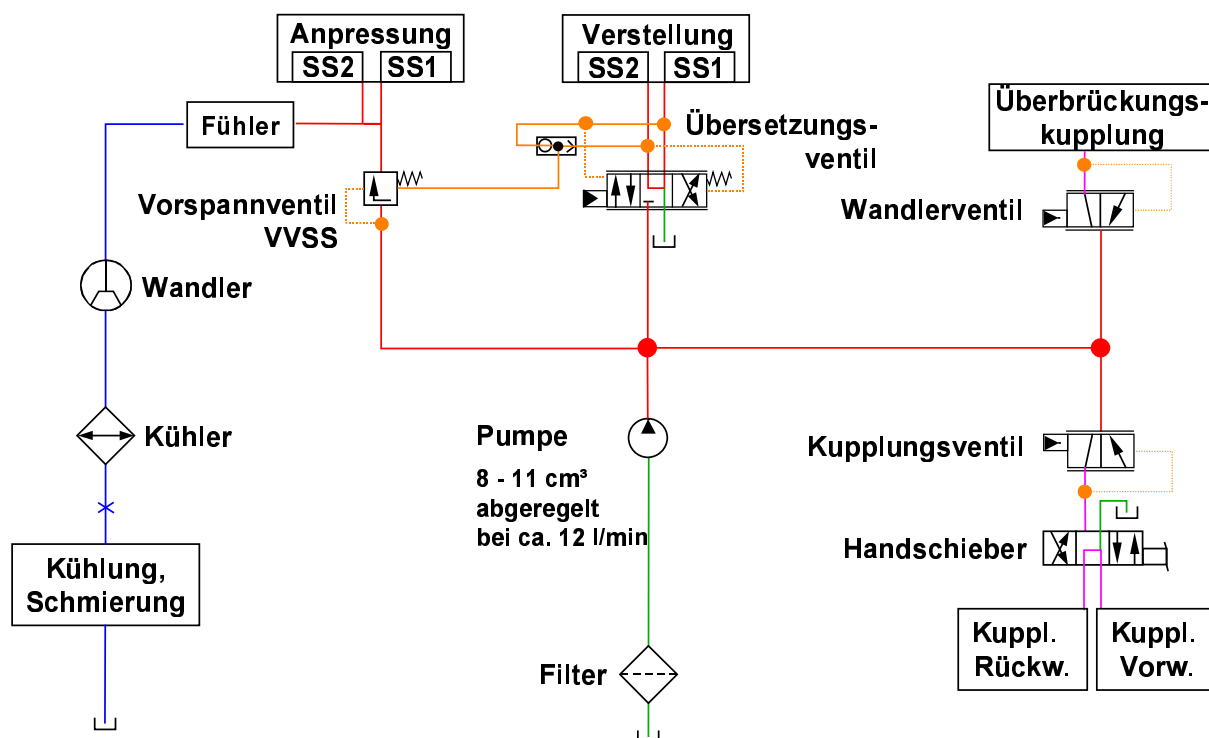
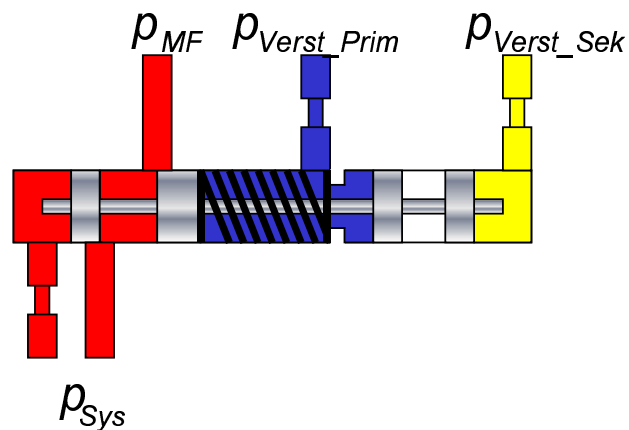


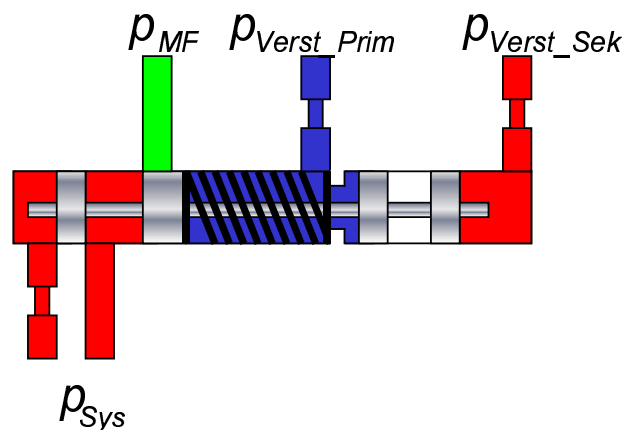
Abb.4.1.3.4.: Hydraulikplan des Prototypgetriebes (Fa. LuK)

Zur Absicherung der Funktionalität der Proportionalventile muß ein Grunddruck  $p_{Grund}$  vorhanden sein. Er wird über eine Feder im Vorspannventil VVSS eingestellt. Das Vorspannventil VVSS wirkt dann wie ein Druckbegrenzungsventil und öffnet beim Überschreiten der Federkraft. Damit einer der beiden Drücke hinter dem Vorspannventil VVSS -  $p_{WE}$  oder  $p_{MF}$  - systemdruckbestimmend werden kann, muß dieser Druck um den der Federkraft entsprechenden Grunddruck  $p_{Grund}$  größer sein, als der in Krafrichtung der Feder wirkende Scheibensatzdruck. In Abbildung 4.1.3.5. ist das Vorspannventil dargestellt.

## Vorspannventil VVSS



a)  $p_{MF}$  ist systemdruckbestimmend



b)  $p_{Verst\_Sek}$  ist systemdruckbestimmend

**Abb.4.1.3.5.:** Vorspannventil VVSS:

- a) Anpreßdruck  $p_{MF}$  ist systemdruckbestimmend
- b) Scheibensatzdruck  $p_{Verst\_Sek}$  ist systemdruckbestimmend

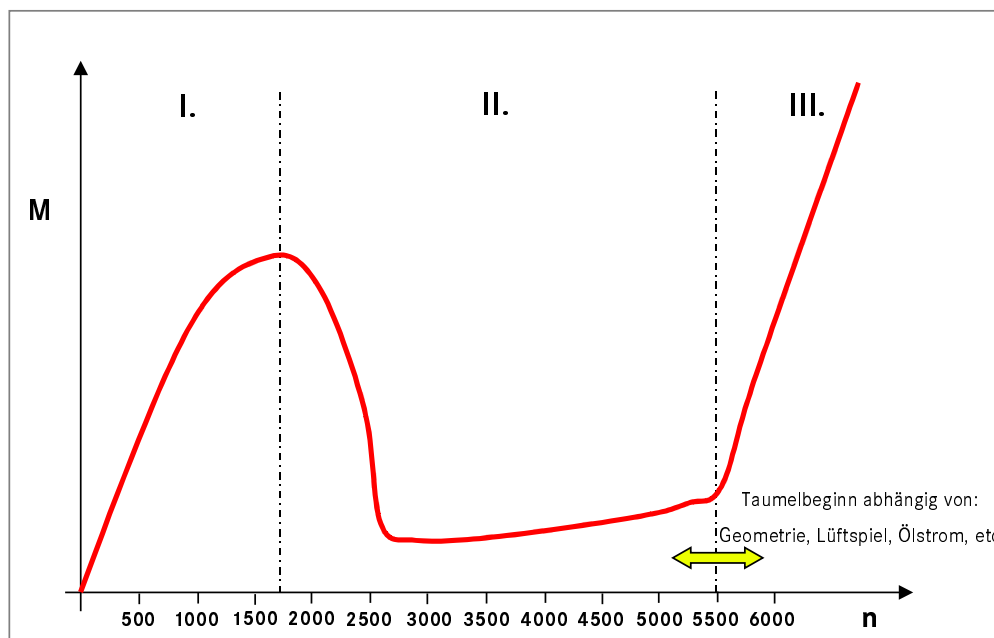
In Bild 4.1.3.5.a ist der Anpreßdruck  $p_{MF}$  dominierend. Im Vorspannventil wirkt er entgegen der Federkraft und der von den Scheibensatzdrücken  $p_{Verst\_Prim}$  oder  $p_{Verst\_Sek}$  verursachten Schieberkraft. In Bild 4.1.3.5.b ist die Summe aus der Schieberkraft des Scheibensatzdrucks (hier beispielhaft:  $p_{Verst\_Sek}$ ) und der Federkraft größer als die Kraft, die der Anpreßdruck  $p_{MF}$  auf den Schieber ausübt. In diesem Falle wird der Systemdruck durch den Scheibensatzdruck bestimmt.

Für den Systemdruck gilt damit:

$$p_{Sys} = \max(p_{WE}, p_{MF}, p_{Verst\_Prim} + p_{Grund}, p_{Verst\_Sek} + p_{Grund}) \quad (\text{Gl.4.1.3.23})$$

#### 4.1.4. Wendesatz

Abbildung 4.1.4.1. zeigt den prinzipiellen Verlauf des Schleppmoments einer Lamellenbremse aufgetragen über der Drehzahl.



**Abb.4.1.4.1.:** Prinzipieller Verlauf des Schleppmoments einer Lamellenbremse über der Drehzahl nach [107]

Der Verlauf des Schleppmoments läßt sich nach [107] in drei Bereiche aufteilen: Im Bereich I sind die Spalte zwischen den Lamellen weitgehend mit Öl zur Schmierung und Kühlung befüllt; es gilt das Newton'sche Schubspannungsgesetz. Das Fluid wird durch die Relativbewegung zwischen stehender und bewegter Lamelle auf Scherung belastet. Die Größe der auftretenden Scherspannungen ist proportional zur Geschwindigkeit bzw. zur Drehzahl, so daß der Anstieg des Schleppmoments anfangs linear ist.

Ab einer bestimmten Grenzdrehzahl (Bereich II) reicht der zugeführte Ölvolumenstrom nicht mehr aus, die Spalte zwischen den Lamellen vollständig mit Öl zu befüllen. Die durch die Rotation der Innenlamellen hervorgerufene Pumpwirkung führt dazu, daß zusätzlich Luft in die Spalte hineingesaugt wird. Dadurch ergibt sich eine Durchmischung des Öls mit Luft, welches zu einer deutlich geringeren Viskosität als beim homogenen Fluids führt. *Dümeland* [21] spricht in diesem Zusammenhang von einer „effektiven Gemischviskosität“. Auch *Kaebnick* [49] beobachtete diese unvollständige Spaltfüllung in seinen Versuchen, allerdings konnte er anhand von rotierenden Plexiglasscheiben aufzeigen, daß sich der Ölfilm schlierenförmig zwischen den Spalten ausbildet und nur die reduzierte Kontaktfläche für den Schleppmomentenabfall verantwortlich ist.

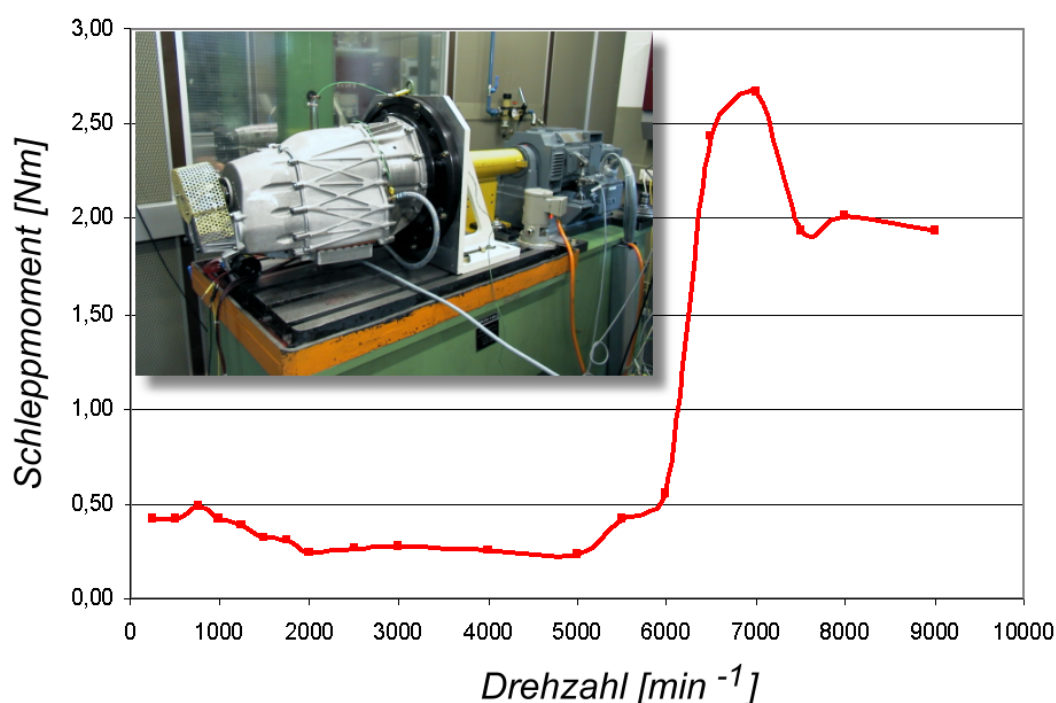
Im Bereich III steigt das Schleppmoment der Lamellenbremse wieder stark an. Verantwortlich hierfür ist das sogenannte „Lamellentaumeln“. Die Lamellen führen in diesem Fall eine Axialbewegung aus und es kommt zu Berührungen der Lamellen untereinander. Der Effekt ist begleitet von einem sprunghaften Anstieg des Schlepp-

moments. Für die Ursache des Lamellentaumelns wird häufig die Eigenfrequenz der Lamellen herangezogen [5,20,27].

Die Verluste in der Lamellenbremse sind rein drehzahlabhängig. Eine genaue mathematische Beschreibung des Lamellenverhaltens bzw. der Verlustmomente ist kaum möglich, da die Drehzahlen, welche die unterschiedlichen Bereiche im Schleppverlauf begrenzen, von sehr vielen unterschiedlichen Parametern abhängen. Zu diesen Parametern gehören z.B. das Lamellenspiel, die geometrische Form der Lamellen, der Kühlölstrom, die Anzahl der Lamellen, Nutung und Material des Reibbelags.

Innerhalb des Simulationsprogramms werden die Verluste des Wendesatzes deshalb über ein Meßkennfeld berücksichtigt. Abbildung 4.1.4.2. zeigt die Meßergebnisse des Schleppmoments der im Prototypgetriebe verwendeten Rückwärtsbremse.

### *Schleppmoment Lamellenbremse [80°C]*



**Abb.4.1.4.2.:** Drehzahlabhängiges Schleppmoment der Rückwärtsbremslamellen auf dem Gesamtgetriebeprüfstand

Die Messungen wurden auf einem Gesamtgetriebeprüfstand durchgeführt, um die tatsächlich vorliegenden Einbauverhältnisse möglichst exakt nachzubilden. Der Antrieb des Gesamtgetriebes erfolgte entgegen der Abbildung von rückwärts, da zur Ermittlung der Wendesatzverluste kein vollständiger Getriebeaufbau mit hydraulischer Steuerung und Scheibensatzregelung nötig ist. Der Wendesatz wird extern mit Kühlöl versorgt.

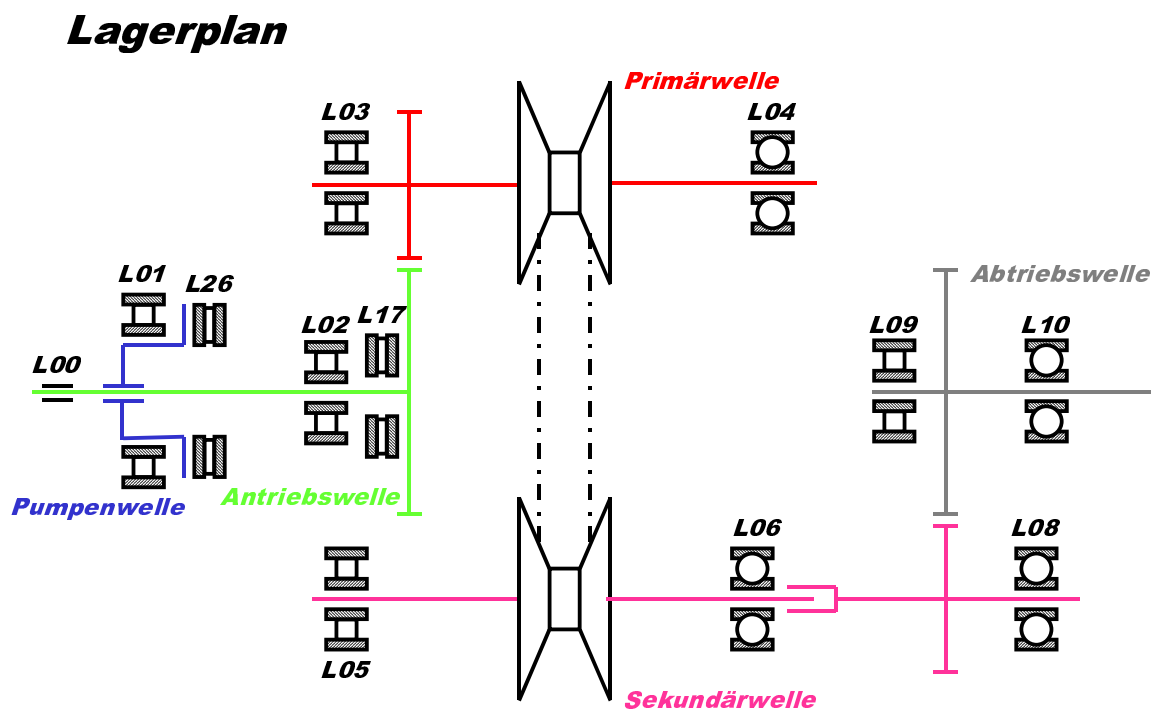
Zunächst wurden drei Meßreihen mit eingebauten Bremslamellen erstellt und gemittelt. Anschließend wurden die Bremslamellen entfernt und erneut Schleppmomentmessungen durchgeführt.

Die Differenz aus beiden Getriebeaufbauten ergab den Einfluß der Rückwärtsbremslamellen.



### 4.1.5. Lagerungen

Zur Berechnung der Lagerverluste ist die Kenntnis der Lagerlasten in Abhängigkeit des Betriebspunkts notwendig. In Abbildung 4.1.5.1. sind die Positionen all derjenigen Lager dargestellt, die bei Vorwärtsfahrt reibungsbehaftete Relativbewegungen aufnehmen und bei der Verlustleistungsrechnung beachtet werden müssen. Die bestehende Tabelle gibt an, um welche Lagerbauart es sich handelt und welcher Welle die Lager zugeordnet sind.



Welle	Lager-Nr.	Lagerart
Antriebswelle	L 00	Gleitlager
	L 02	Zylinderrollenlager
	L 17	Axial - Nadellager
Pumpenwelle	L 01	Zylinderrollenlager
	L 26	Axial- Nadellager
Primärwelle	L 03	Zylinderrollenlager
	L 04	Rillenkugellager
Sekundärwelle	L 05	Zylinderrollenlager
	L 06	Rillenkugellager
	L 08	Rillenkugellager
Abtriebswelle	L 09	Radial - Nadellager
	L 10	Rillenkugellager

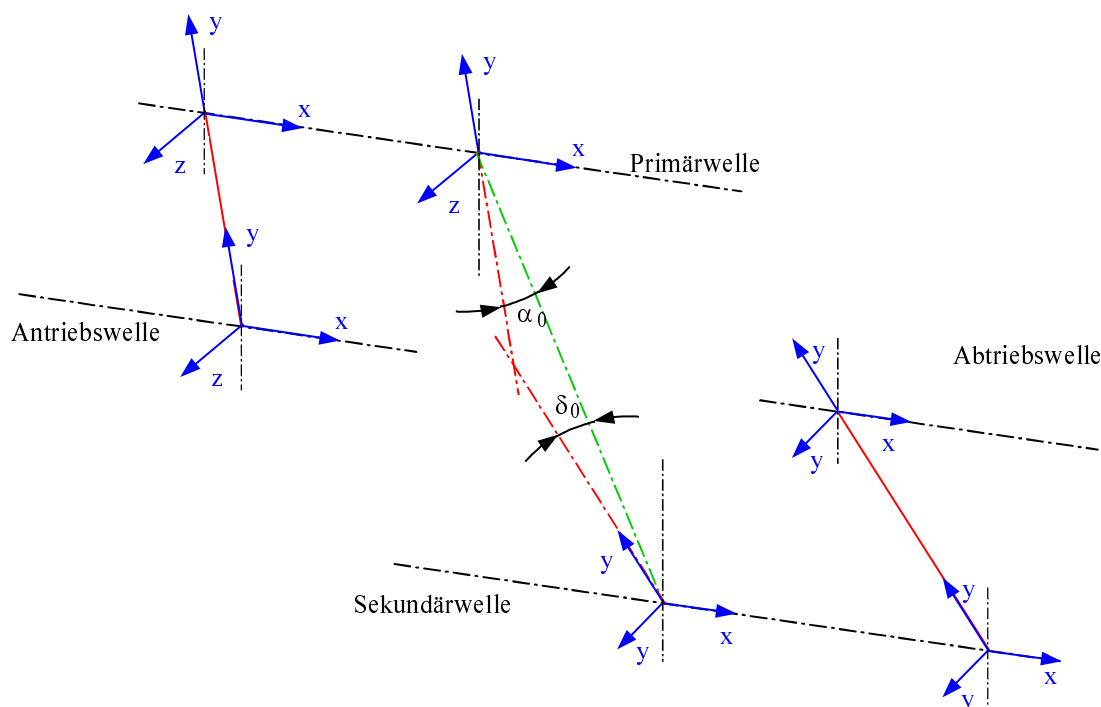
Abb.4.1.5.1.: Lagerplan des Prototypgetriebes

## Berechnung der Lagerkräfte

### ➤ Koordinatensysteme und Zerlegung der äußeren Kräfte

Für die Lagerkraftberechnung werden die Wellen als Schnittsysteme betrachtet, an deren Systemgrenzen die Schnittkräfte als äußere Lasten angreifen. Die Berechnung soll beispielhaft für die Primär- und die Sekundärwelle durchgeführt werden. Bei den äußeren Kräften handelt es sich – bezogen auf die Primär- und Sekundärwelle – um Verzahnungskräfte, Kräfte im Schubgliederband und hydraulische Druckkräfte, die sich in den Ölkämen der Wellen aufbauen.

Für die Aufstellung der Kräftegleichgewichte müssen die Koordinatensysteme für jede Welle festgelegt werden. Abbildung 4.1.5.2. zeigt die räumliche Anordnung der Wellen zueinander und die Ausrichtung der Koordinatensysteme.



**Abb.4.1.5.2.:** Räumliche Anordnung der Wellen und Ausrichtung der Koordinatensysteme

Die Koordinatensysteme werden in die Verzahnungsebenen gelegt, die durch die Mittellinien von Antriebs- und Primärwelle bzw. Sekundärwelle und Abtriebswelle aufgespannt werden. Für die Beschreibung des Kräftegleichgewichts müssen alle äußeren Kraftvektoren in die Komponenten der eingeführten Koordinatensysteme zerlegt werden.

Die Richtung der **Bandkräfte**, die mit Hilfe der Berechnungsgrundlagen nach *van Rooij* und *Schaerlaeckens* in [86-88] ermittelt werden, hängt vom Umschlingungswinkel respektive der Übersetzung ab. Der Trumwinkel  $\gamma = \gamma(i_{var})$  erfasst diese Abhängigkeit bezogen auf die Variatorebene, die von den beiden Scheibensatzwellen aufgespannt wird. Er lässt sich nach [85] wie folgt berechnen:

$$\gamma(i_{var}) = \arcsin \left( (1 - i_{var}) \cdot \sqrt{\frac{\pi^2}{4} \cdot \frac{(1 + i_{var})^2}{(1 - i_{var})^4} + \frac{l_{norm} - 2}{(1 - i_{var})^2}} - \frac{\pi}{2} \cdot \frac{1 + i_{var}}{1 - i_{var}} \right) \quad (\text{Gl.4.1.5.1})$$

Darin ist  $l_{norm}$  die normierte Größe der Bandlänge  $l_{St}$  bezogen auf den Achsabstand  $a_{Ab}$ . Für die Variatorübersetzung  $i_{var}=1$  gilt:

$$\gamma(i_{var} = 1) = 0 \quad (Gl.4.1.5.2)$$

Die Variatorebene, auf die sich der Trummwinkel  $\gamma$  bezieht, fällt nicht mit der Verzahnungsebene, für die die Koordinatensysteme erstellt wurden, zusammen. Für die Transformation der Kraftkomponenten in die Koordinatensysteme muß neben dem übersetzungsabhängigen Trummwinkel  $\gamma$  folglich noch derjenige Winkel berücksichtigt werden, um den die Variatorebene zu den jeweiligen Verzahnungsebenen verdreht ist. Für die Primärverzahnungsebene ist dies der Winkel  $\alpha_0=konst$ , für die Sekundärverzahnung analog  $\delta_0=konst$ .

In Abbildung 4.1.5.3. sind die Winkel, die Koordinatensysteme sowie die Kräfte eingezeichnet, die zur Berechnung benötigt werden.

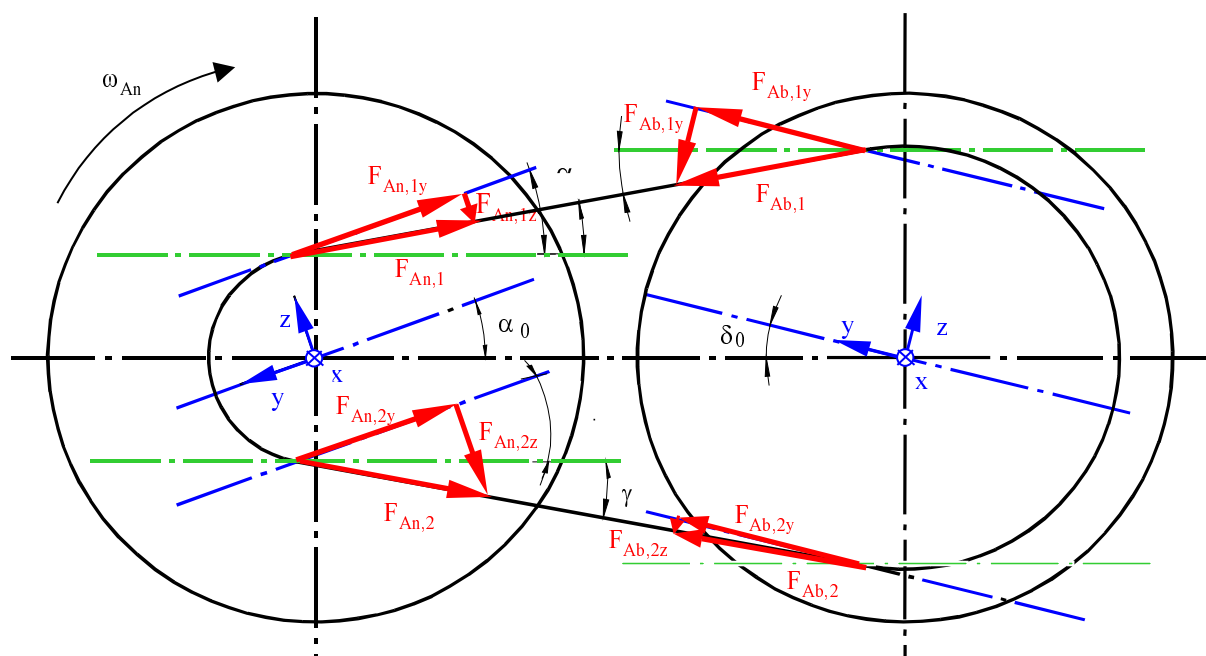


Abb.4.1.5.3.: Zerlegung der Bandkräfte in die Verzahnungsebenen (Anfahrübersetzung)

Für die allgemein eingeführten Bandkräfte  $F_{an1,2}$  (Schnittkräfte Last- und Leertrum wirkend auf Primärwelle) und  $F_{ab1,2}$  (Schnittkräfte Last- und Leertrum wirkend auf Sekundärwelle) gelten damit folgende Formeln für die Koordinatentransformation:

Antrieb

Primärscheibensatz:

$$F_{An,1y} = F_{An1} \cdot \cos(\alpha_0 - \gamma) \quad (Gl.4.1.5.3)$$

$$F_{An,1z} = F_{An1} \cdot \sin(\alpha_0 - \gamma) \quad (Gl.4.1.5.4)$$

$$F_{An,2y} = F_{An2} \cdot \cos(\alpha_0 + \gamma) \quad (Gl.4.1.5.5)$$

$$F_{An,2z} = F_{An2} \cdot \sin(\alpha_0 + \gamma) \quad (Gl.4.1.5.6)$$

## Abtrieb

### Sekundärscheibensatz:

$$F_{Ab,1y} = F_{Ab1} \cdot \cos(\gamma + \delta_0) \quad (\text{Gl.4.1.5.7})$$

$$F_{Ab,1z} = F_{Ab1} \cdot \sin(\gamma + \delta_0) \quad (\text{Gl.4.1.5.8})$$

$$F_{Ab,2y} = F_{Ab2} \cdot \cos(\delta_0 - \gamma) \quad (\text{Gl.4.1.5.9})$$

$$F_{Ab,2z} = F_{Ab2} \cdot \sin(\delta_0 - \gamma) \quad (\text{Gl.4.1.5.10})$$

Die **Verzahnungskräfte** greifen normal zur Berührfläche der Zahneingriffsflanken an. Sie lassen sich - bezogen auf den Stirnschnitt - in eine tangentielle Umfangskomponente  $F_T$ , eine Radialkomponente  $F_R$  und bei Schrägverzahnungen zusätzlich in eine Axialkomponente  $F_{Ax}$  zerlegen. Abbildung 4.1.5.4. zeigt die Verzahnungskraftkomponenten, wie sie auf das Schnittsystem „Primärwelle“ wirken.

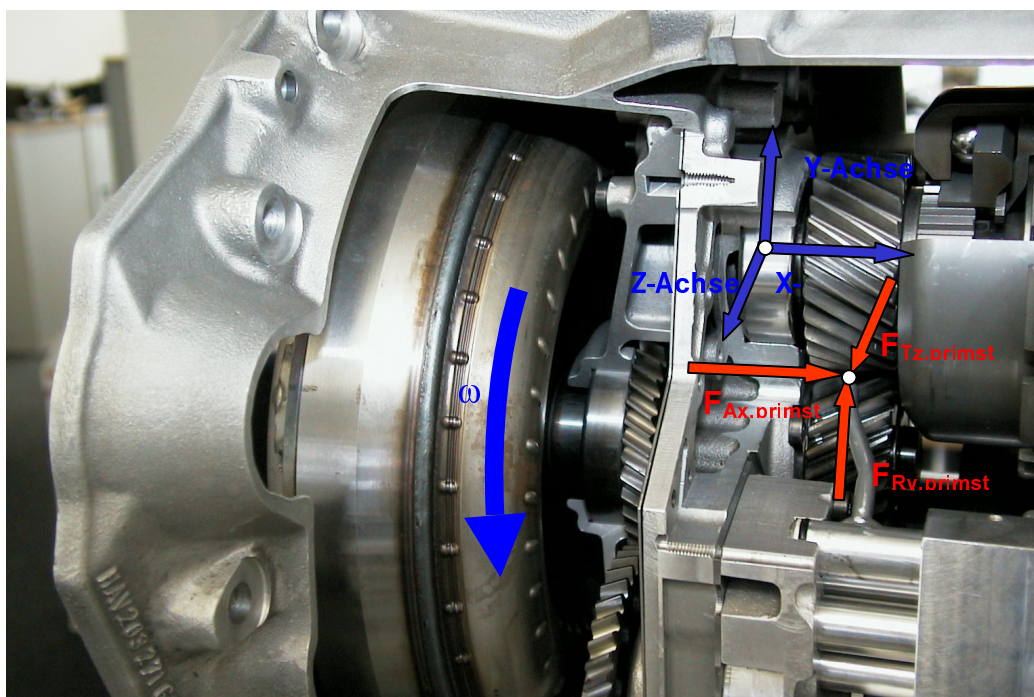


Abb.4.1.5.4.: Verzahnungskraftkomponenten als äußere Kräfte für die Primärwelle

Die Ölzuführbohrungen in den Wellen wirken wie Hydraulikzylinder, in denen sich **Druckkräfte** aufbauen können. Diese Druckkräfte wirken in axialer Richtung und müssen von den Festlagern aufgenommen werden (vgl. Abb.4.1.5.5.).

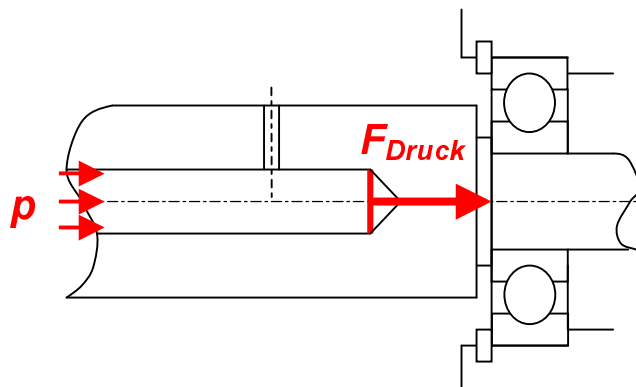
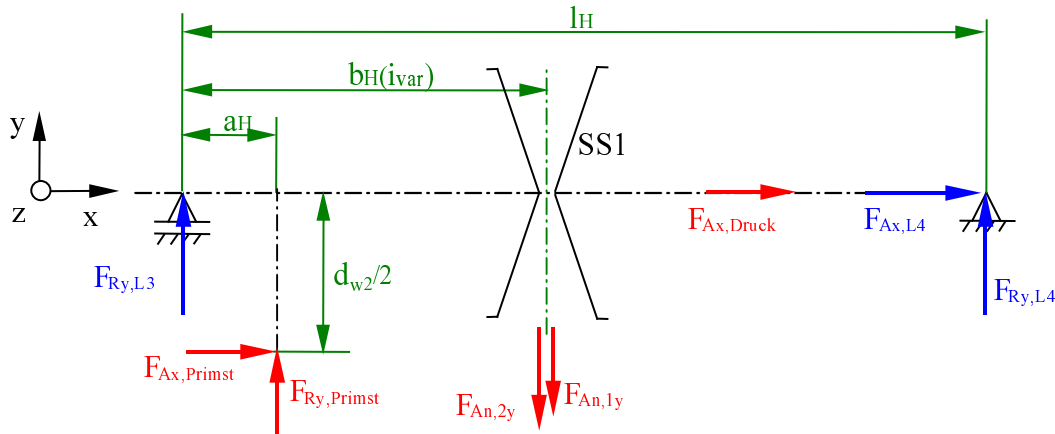


Abb.4.1.5.5.: Druckkräfte in den Ölzuführbohrungen der Wellen

## ➤ Kräftegleichgewichte

Für die eingeführten Koordinatensysteme lauten die Kräftegleichgewichte für die **Primärwelle**:

Primärwelle  
(x-y-Ebene)



$$\begin{aligned} \text{I.} \quad \Sigma F_x = 0: \quad & F_{Ax,Druck} + F_{Ax,L4} + F_{Ax,Primst} = 0 \\ \Rightarrow & F_{Ax,L4} = -(F_{Ax,Druck} + F_{Ax,Primst}) \end{aligned} \quad (\text{Gl.4.1.5.11})$$

$$\text{II.} \quad \Sigma F_y = 0: \quad F_{Ry,L3} + F_{Ry,L4} + F_{Ry,Primst} - (F_{An,1y} + F_{An,2y}) = 0$$

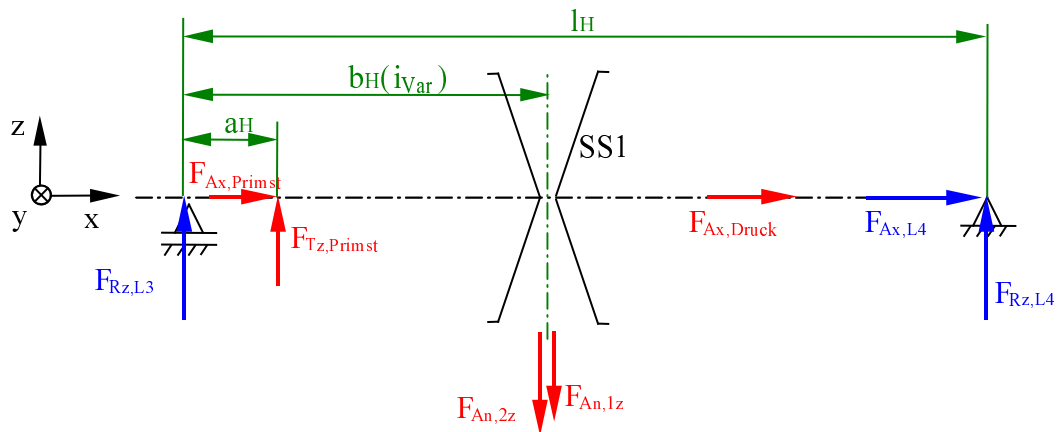
$$\text{Lager L3} \quad F_{Ry,L3} = -[F_{Ry,L4} + F_{Ry,Primst} - (F_{An,1y} + F_{An,2y})] \quad (\text{Gl.4.1.5.12})$$

$$\text{III.} \quad \Sigma M_{L3,z} = 0: \quad F_{Ry,L4} \cdot l_H + F_{Ax,Primst} \cdot \frac{d_{w2}}{2} + F_{Ry,Primst} \cdot a_H - (F_{An,1y} + F_{An,2y}) \cdot b_H(i_{var}) = 0$$

$$\text{Lager L4:} \quad F_{Ry,L4} = -\frac{1}{l_H} \cdot \left[ F_{Ax,Primst} \cdot \frac{d_{w2}}{2} + F_{Ry,Primst} \cdot a_H - (F_{An,1y} + F_{An,2y}) \cdot b_H(i_{var}) \right] \quad (\text{Gl.4.1.5.13})$$

$$F_{Ax,L4} = -(F_{Ax,Druck} + F_{Ax,Primst}) \quad (\text{Gl.4.1.5.14})$$

Primärwelle  
(x-z-Ebene)



$$I. \quad \Sigma F_z = 0: \quad F_{Rz,L3} + F_{Rz,L4} + F_{Tz,Primst} - (F_{An,1z} + F_{An,2z}) = 0$$

$$\text{Lager L3:} \quad F_{Rz,L3} = -[F_{Rz,L4} + F_{Tz,Primst} - (F_{An,1z} + F_{An,2z})] \quad (\text{Gl.4.1.5.15})$$

$$II. \quad \Sigma M_{L2,y} = 0: \quad F_{Tz,Primst} \cdot a_H + F_{Rz,L4} \cdot l_H - (F_{An,1z} + F_{An,2z}) \cdot b_H(i_{var}) = 0$$

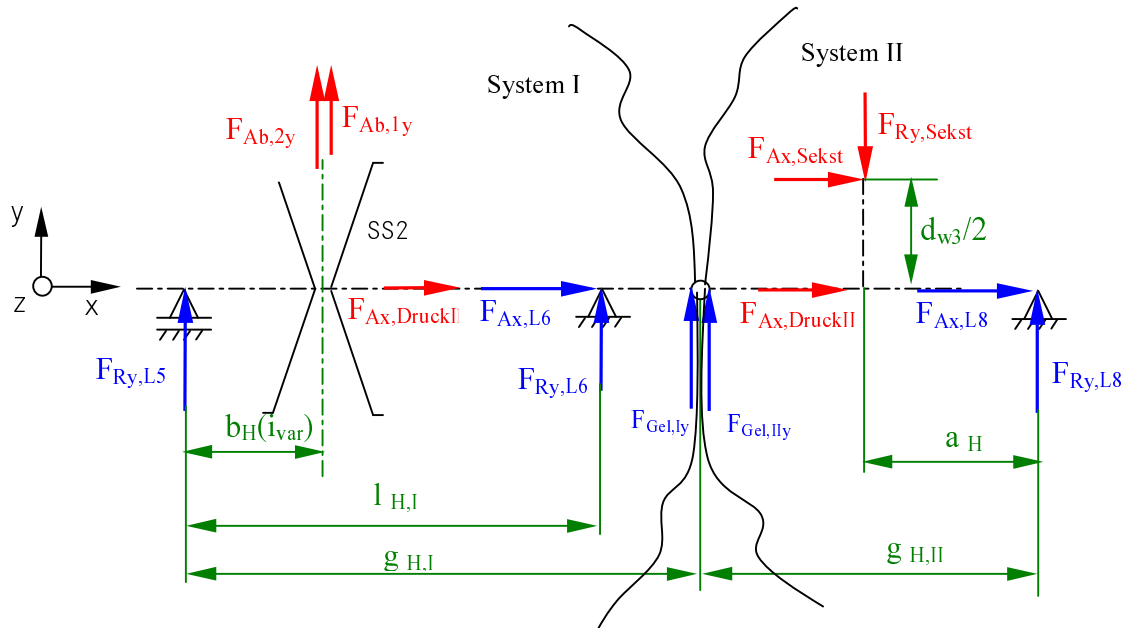
$$\text{Lager L4:} \quad F_{Rz,L4} = -\frac{1}{l_H} \cdot [F_{Tz,Primst} \cdot a_H - (F_{An,1z} + F_{An,2z}) \cdot b_H(i_{var})] \quad (\text{Gl.4.1.5.16})$$

Die radialen Lagerlasten müssen vektoriell addiert werden. Für ihren Betrag gilt:

$$F_R = \sqrt{F_{Ry} + F_{Rz}} \quad (\text{Gl.4.1.5.17})$$

Die **Sekundärwelle** wird für die Ermittlung der Lagerlasten in zwei Teilsysteme gegliedert. Das Axialnadellager, welches nur bei Rückwärtsfahrt umlaufend belastet wird und Verluste verursacht, bildet die Schnittgrenze der beiden Teilsysteme. Anstelle des Lagers werden Gelenkkräfte  $F_{Gel,I}$  und  $F_{Gel,II}$  eingeführt, die als äußere Kräfte an den Teilsystemen wirken.

Sekundärwelle  
(x-y-Ebene)



Teilsystem I:

$$\begin{aligned} \text{I.} \quad \Sigma F_x = 0: \quad & F_{Ax,DruckI} + F_{Ax,L6} = 0 \\ \Rightarrow & F_{Ax,L6} = -F_{Ax,DruckI} \end{aligned} \quad (\text{Gl.4.1.5.18})$$

$$\begin{aligned} \text{II.} \quad \Sigma F_y = 0: \quad & F_{Ry,L5} + F_{Ry,L6} + F_{Gel,Iy} + (F_{Ab,1y} + F_{Ab,2y}) = 0 \\ \Rightarrow & F_{Ry,L5} = -[F_{Ry,L6} + F_{Gel,Iy} + (F_{Ab,1y} + F_{Ab,2y})] \end{aligned} \quad (\text{Gl.4.1.5.19})$$

$$\begin{aligned} \text{III.} \quad \Sigma M_{L5,z} = 0: \quad & (F_{Ab,1y} + F_{Ab,2y}) \cdot b_H(i_{var}) + F_{Ry,L6} \cdot l_{H,I} + F_{Gel,Iy} \cdot g_{H,I} = 0 \\ \Rightarrow & F_{Ry,L6} = -\frac{1}{l_{H,I}} \cdot [F_{Gel,Iy} \cdot g_{H,I} + (F_{Ab,1y} + F_{Ab,2y}) \cdot b_H(i_{var})] \end{aligned} \quad (\text{Gl.4.1.5.20})$$

Teilsystem II:

$$\text{I.} \quad \Sigma F_x = 0: \quad F_{Ax,L8} = -(F_{Ax,DruckII} + F_{Ax,Sekst}) \quad (\text{Gl.4.1.5.21})$$

$$\text{II.} \quad \Sigma F_y = 0: \quad F_{Ry,L8} = F_{Ry,Sekst} - F_{Gel,Ily} \quad (\text{Gl.4.1.5.22})$$

$$\text{III.} \quad \Sigma M_{L8,z} = 0: \quad F_{Ry,Sekst} \cdot a_H - F_{Ax,Sekst} \cdot \frac{d_{w3}}{2} - F_{Gel,Ily} \cdot g_{H,II} = 0$$

$$\Rightarrow F_{Gel,Ily} = \frac{1}{g_{H,II}} \cdot \left( F_{Ry,Sekst} \cdot a_H - F_{Ax,Sekst} \cdot \frac{d_{w3}}{2} \right) \quad (\text{Gl.4.1.5.23})$$

Die Koppelbeziehung der beiden Teilsysteme lautet:

$$F_{Gel,Iy} = -F_{Gel,Ily} \quad (\text{Gl.4.1.5.24})$$

Daraus folgt:

$$\text{Lager L8:} \quad F_{Ry,L8} = F_{Ry,Sekst} - \frac{1}{g_{H,II}} \cdot \left( F_{Ry,Sekst} \cdot a_H - F_{Ax,Sekst} \cdot \frac{d_{w3}}{2} \right)$$

$$F_{Ry,L8} = F_{Ry,Sekst} \cdot \left( 1 - \frac{a_H}{g_{H,II}} \right) + F_{Ax,Sekst} \cdot \frac{d_{w3}}{2 \cdot g_{H,II}} \quad (\text{Gl.4.1.5.25})$$

$$F_{Ax,L8} = -(F_{Ax,DruckII} + F_{Ax,Sekst}) \quad (\text{Gl.4.1.5.26})$$

$$\text{Lager L6:} \quad F_{Ry,L6} = \frac{1}{l_{H,I}} \cdot \left[ \frac{g_{H,I}}{g_{H,II}} \cdot \left( F_{Ry,Sekst} \cdot a_H - F_{Ax,Sekst} \cdot \frac{d_{w3}}{2} \right) - (F_{Ab,1y} + F_{Ab,2y}) \cdot b_H(i_{var}) \right]$$

$$F_{Ry,L6} = \frac{g_{H,I}}{g_{H,II} \cdot l_{H,I}} \cdot \left( F_{Ry,Sekst} \cdot a_H - F_{Ax,Sekst} \cdot \frac{d_{w3}}{2} \right) - (F_{Ab,1y} + F_{Ab,2y}) \cdot \frac{b_H(i_{var})}{l_{H,I}}$$

$$F_{Ry,L6} = F_{Ry,Sekst} \cdot \frac{a_H \cdot g_{H,I}}{g_{H,II} \cdot l_{H,I}} - F_{Ax,Sekst} \cdot \frac{d_{w3} \cdot g_{H,I}}{2 \cdot g_{H,II} \cdot l_{H,I}} - (F_{Ab,1y} + F_{Ab,2y}) \cdot \frac{b_H(i_{var})}{l_{H,I}} \quad (\text{Gl.4.1.5.27})$$

$$F_{Ax,L6} = -F_{Ax,DruckI} \quad (\text{Gl.4.1.5.28})$$



**Lager L5:**

$$F_{Ry,L5} = -F_{Ry,Sekst} \cdot \frac{a_H \cdot g_{H,I}}{g_{H,II} \cdot l_{H,I}} + F_{Ax,Sekst} \cdot \frac{d_{w3} \cdot g_{H,I}}{2 \cdot g_{H,II} \cdot l_{H,I}} + (F_{Ab,1y} + F_{Ab,2y}) \frac{b_H(i_{var})}{l_{H,I}} - \dots$$

$$\dots - \frac{1}{g_{H,II}} \cdot \left( F_{Ry,Sekst} \cdot a_H - F_{Ax,Sekst} \cdot \frac{d_{w3}}{2} \right) - (F_{Ab,1y} + F_{Ab,2y})$$

$$F_{Ry,L5} = (F_{Ab,1y} + F_{Ab,2y}) \left( \frac{b_H(i_{var})}{l_{H,I}} - 1 \right) - F_{Ry,Sekst} \cdot \left( \frac{a_H \cdot g_{H,I}}{g_{H,II} \cdot l_{H,I}} + \frac{a_H}{g_{H,II}} \right) + \dots$$

$$\dots + F_{Ax,Sekst} \cdot \left( \frac{d_{w3} \cdot g_{H,I}}{2 \cdot g_{H,II} \cdot l_{H,I}} + \frac{d_{w3}}{2 \cdot g_{H,II}} \right)$$

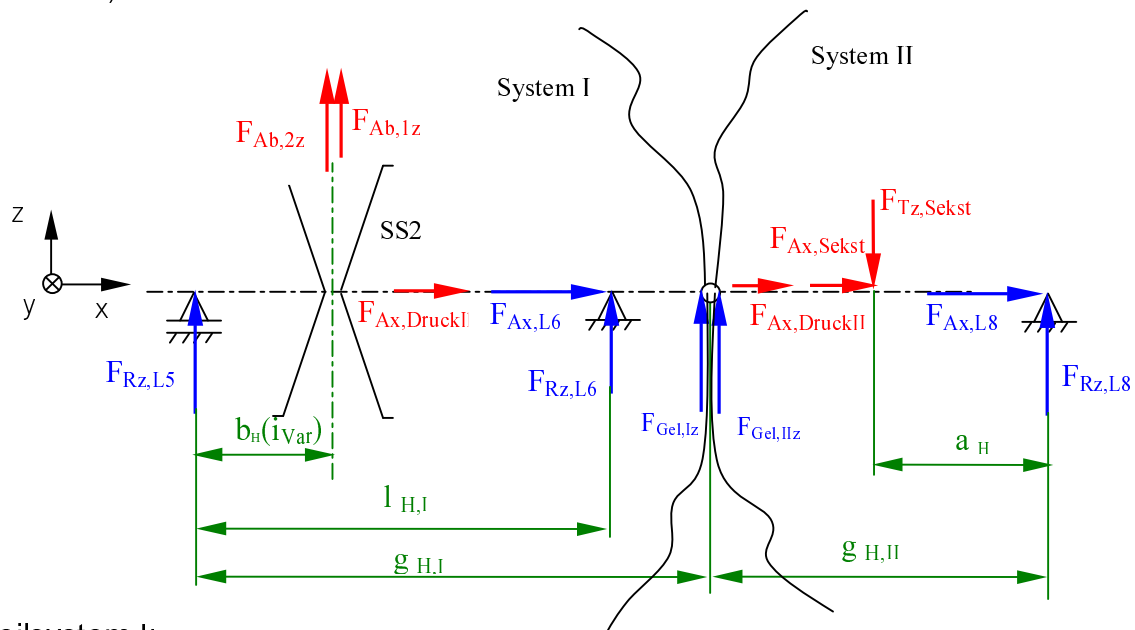
(Gl.4.1.5.29)

Die vektorielle Addition der Radialkräfte liefert:

$$F_R = \sqrt{F_{Ry} + F_{Rz}}$$

(Gl.4.1.5.30)

## Sekundärwelle (x-z-Ebene)



### Teilsystem I:

$$\begin{aligned}
 \text{I.} \quad \Sigma F_z = 0: \quad & F_{Rz,L5} + F_{Rz,L6} + F_{Gel,Iz} + (F_{Ab,1z} + F_{Ab,2z}) = 0 \\
 \Rightarrow F_{Rz,L5} = & -[F_{Rz,L6} + F_{Gel,Iz} + (F_{Ab,1z} + F_{Ab,2z})] \quad (\text{Gl.4.1.5.31})
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{II.} \quad \Sigma M_{L5,y} = 0: \quad & (F_{Ab,1z} + F_{Ab,2z}) \cdot b_H(i_{var}) + F_{Rz,L6} \cdot l_{H,I} + F_{Gel,Iz} \cdot g_{H,I} = 0 \\
 \Rightarrow F_{Rz,L6} = & -\frac{1}{l_{H,I}} \cdot [F_{Gel,Iz} \cdot g_{H,I} + (F_{Ab,1z} + F_{Ab,2z}) \cdot b_H(i_{var})] \quad (\text{Gl.4.1.5.32})
 \end{aligned}$$

### Teilsystem II

$$\text{I.} \quad \Sigma F_z = 0: \quad F_{Rz,L8} = F_{Tz,Sekst} - F_{Gel,IIz} \quad (\text{Gl.4.1.5.33})$$

$$\begin{aligned}
 \text{II.} \quad \Sigma M_{L8,z} = 0: \quad & F_{Tz,Sekst} \cdot a_H - F_{Gel,IIz} \cdot g_{H,II} = 0 \\
 \Rightarrow F_{Gel,IIz} = & F_{Tz,Sekst} \cdot \frac{a_H}{g_{H,II}} \quad (\text{Gl.4.1.5.34})
 \end{aligned}$$

### Aus der Koppelbeziehung

$$F_{Gel,Iz} = -F_{Gel,IIz} \quad (\text{Gl.4.1.5.35})$$

folgt für die Lager in z-Richtung:

$$\text{Lager L8:} \quad F_{Rz,L8} = F_{Tz,Sekst} \left( 1 - \frac{a_H}{g_{H,II}} \right) \quad (\text{Gl.4.1.5.36})$$

**Lager L6:** 
$$F_{Rz,L6} = -\frac{1}{l_{H,I}} \cdot \left[ -F_{Tz,Sekst} \cdot \frac{a_H \cdot g_{H,I}}{g_{H,II}} + (F_{Ab,1z} + F_{Ab,2z}) \cdot b_H(i_{var}) \right]$$

$$F_{Rz,L6} = F_{Tz,Sekst} \cdot \frac{a_H \cdot g_{H,I}}{l_{H,I} \cdot g_{H,II}} - (F_{Ab,1z} + F_{Ab,2z}) \cdot \frac{b_H(i_{var})}{l_{H,I}} \quad (\text{Gl.4.1.5.37})$$

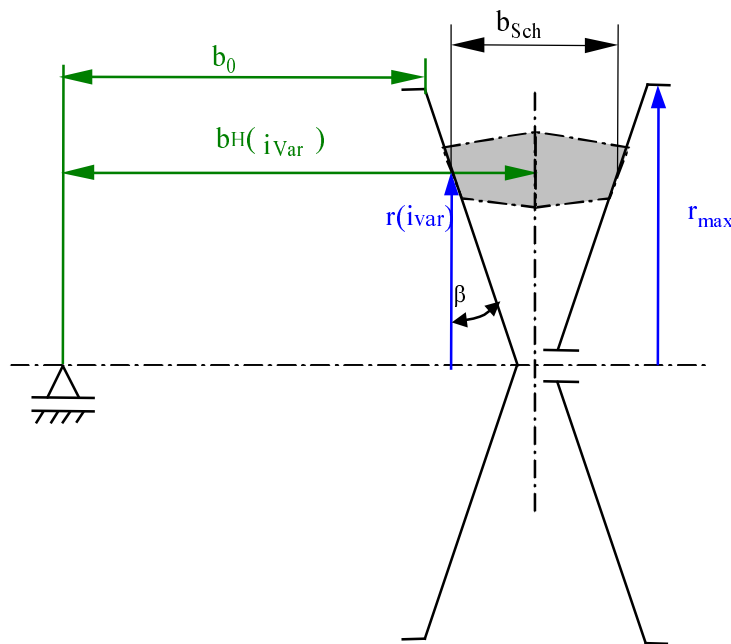
**Lager L5:** 
$$F_{Rz,L5} = -F_{Tz,Sekst} \cdot \frac{a_H \cdot g_{H,I}}{g_{H,II} \cdot l_{H,I}} + (F_{Ab,1z} + F_{Ab,2z}) \cdot \frac{b_H(i_{var})}{l_{H,I}} + F_{Tz,Sekst} \cdot \frac{a_H}{g_{H,II}} - \dots$$

$$\dots - (F_{Ab,1z} + F_{Ab,2z})$$

$$F_{Rz,L5} = F_{Tz,Sekst} \cdot \left( \frac{a_H}{g_{H,II}} - \frac{a_H \cdot g_{H,I}}{g_{H,II} \cdot l_{H,I}} \right) + (F_{Ab,1z} + F_{Ab,2z}) \cdot \left( \frac{b_H(i_{var})}{l_{H,I}} - 1 \right) \quad (\text{Gl.4.1.5.38})$$

### Hebelarm $b_H(i_{var})$

In den Gleichungen für die Lagerkräfte ist  $b_H(i_{var})$  der übersetzungsabhängige Hebelarm, den die Trumkräfte mit dem Drehpunkt im Momentengleichgewicht bilden. Er lässt sich wie folgt berechnen:



**Abb.4.1.5.6.:** Übersetzungsabhängiger Hebelarm  $b_H(i_{var})$  am Beispiel der Primärwelle

$$b_H(i_{var}) = b_0 + \frac{b_{Sch}}{2} + [r_{sch\_max} - r(i_{var})] \cdot \tan \beta \quad (\text{Gl.4.1.5.39})$$

Darin sind  $b_0$  der konstante Abstand des Kontaktpunkts Band-Festscheibe in Overdrive zur Lagermitte,  $r_{sch\_max}$  der größte Radius des Umschlingungsmittels in Overdrive und  $b_{Sch}$  die Schubgliederbandbreite.

## ➤ Berechnung der äußeren Kräfte

### Bandkräfte:

Das Schubgliederband überträgt das Moment sowohl durch Zug- als auch durch Schubkräfte. Die allgemeinen Trumkräfte  $F_{an1,2}$  und  $F_{ab1,2}$  in Abb.4.1.5.3. bzw. in Gl.4.1.5.3-4.1.5.10 sind somit eine Überlagerung aus Zug- und Schubkräften. Es wird vereinfachend angenommen, daß Zug- und Schubkräfte auf einer Kraftlinie liegen und somit einfach addiert werden können.

Für die allgemeinen Trumkräfte  $F_{an1,2}$  und  $F_{ab1,2}$  ergeben sich mit den Modellen nach *van Rooij* und *Schaerlaeckens* (vgl. Kap. 4.1.1.) folgende Kräftesummen:

*Modell: LOW (Anfahrübersetzung)*

$$F_{an1} = F_{ab1} = F_{Z \min} - F_D \quad (\text{Gl.4.1.5.40})$$

$$F_{an2} = F_{ab2} = F_{Z \max} \quad (\text{Gl.4.1.5.41})$$

*Modell: LUS (umgekehrte Schubkraft)*

$$F_{an1} = F_{ab1} = F_{Z \min} \quad (\text{Gl.4.1.5.42})$$

$$F_{an2} = F_{ab2} = F_{Z \max} - F_D \quad (\text{Gl.4.1.5.43})$$

*Modell: OD (Overdrive)*

$$F_{an1} = F_{ab1} = F_{Z \max} - F_D \quad (\text{Gl.4.1.5.44})$$

$$F_{an2} = F_{ab2} = F_{Z \min} \quad (\text{Gl.4.1.5.45})$$

### Verzahnungskräfte:

Bei einer Schrägverzahnung gelten für die Verzahnungskraftkomponenten im Stirnschnitt die folgenden Beziehungen:

Tangentialkraft  $F_T$ :

$$F_T = \frac{2 \cdot M}{d_w} \quad (\text{Gl.4.1.5.46})$$

Radialkraft  $F_R$ :

$$F_R = F_T \cdot \tan \alpha_t \quad (\text{Gl.4.1.5.47})$$

Axialkraft  $F_{ax}$ :

$$F_{ax} = F_T \cdot \tan \beta \quad (\text{Gl.4.1.5.48})$$

### Druckkräfte:

Die Druckkräfte  $F_{Druck}$  errechnen sich abhängig von den Hydraulikdrücken und den Bohrungsdurchmessern:

$$F_{Druck} = p \cdot \frac{\pi \cdot d_{Bohrung}^2}{4} \quad (\text{Gl.4.1.5.49})$$

## Berechnung der Lagerverluste:

Die Lagerverluste werden nach [73] berechnet und lassen sich in lastabhängige und lastunabhängige Anteile gliedern. Für die die Gesamtverluste der Lager gilt:

$$M_{V\_Lag} = M_{V\_lu} + M_{V\_la} \quad (\text{Gl.4.1.5.50})$$

$$P_{V\_Lag} = P_{V\_lu} + P_{V\_la} \quad (\text{Gl.4.1.5.51})$$

### ➤ Lastunabhängige Lagerverluste

Das lastunabhängige Lagerverlustmoment  $M_{V\_lu}$  ergibt sich aus den hydrodynamischen Verlusten, die abhängig von der Wälzgeschwindigkeit und der Schmierstoffviskosität entstehen. Für ihre Berechnung dient der folgende Ansatz:

Für  $v \cdot n \geq 2000$

$$M_{V\_lu} = 10^{-7} \cdot f_0 (v \cdot n)^{\frac{2}{3}} \cdot d_m^3 \quad (\text{Gl.4.1.5.52})$$

Für  $v \cdot n < 2000$

$$M_{V\_lu} = 160 \cdot 10^{-7} \cdot f_0 \cdot d_m^3 \quad (\text{Gl.4.1.5.53})$$

Darin sind  $n$  die Wellendrehzahl in  $[\text{min}^{-1}]$ ,  $d_m$  der mittlere Lagerdurchmesser in  $[\text{mm}]$ ,  $f_0$  ein von der Lagerart und Schmierung abhängiger, dimensionsloser Beiwert und  $v$  die kinematische Viskosität des Schmierstoffs bei Betriebstemperatur des Lagers in  $[\text{mm}^2/\text{s}]$ . Die Betriebstemperatur des Lagers  $T_{Lag}$  wird in [98] mit der Ölsumpftemperatur  $T_{Sumpf}$  angenähert durch:

$$T_{Lag} = T_{Sumpf} + 10K \quad (\text{Gl.4.1.5.54})$$

Der mittlere Lagerdurchmesser  $d_m$  ist der arithmetische Mittelwert aus dem Außendurchmesser  $d_a$  und Innendurchmesser  $d_i$  des Lagers:

$$d_m = \frac{1}{2} (d_a + d_i) \quad (\text{Gl.4.1.5.55})$$

Die Beiwerte  $f_0$  können gemäß [73] aus nachstehender Tabelle entnommen werden.

Lagerart	Beiwert $f_0$ Ölnebschmie- rung	Ölbadschmie- rung Fettschmierung	Ölbadschmierung bei senkrechter Welle, Öleinspritz- schmierung
Rillenkugellager	0,7 bis 1	1,5 bis 2	3 bis 4
Pendelkugellager	0,7 bis 1	1,5 bis 2	3 bis 4
Schräggugellager			
Einreihig	1	2	4
Zweireihig	2	4	8
Zylinderrollenlager			
Mit Käfig	1 bis 1,5	2 bis 3	4 bis 6
Vollrollig	-	2,5 bis 4	-
Kegelrollenlager	1,5 bis 2	3 bis 4	6 bis 8
Axial-Rillenkugellager	0,7 bis 1	1,5 bis 2	3 bis 4
Axial-Zylinderrollenlager	-	2,5	5

Tab.4.1.5.1.: Lagerart- und Schmierungsabhängiger Beiwert  $f_0$

### ➤ Lastabhängige Lagerverluste

Das lastabhängige Lagerverlustmoment  $M_{V\_la}$  entsteht durch elastische Verformungen und örtliches Gleiten an den Berührflächen von Wälzkörper und Ringen. Für seine Berechnung kann angesetzt werden:

$$M_{V\_la} = f_1 \cdot P_1 \cdot d_m \quad (\text{Gl.4.1.5.56})$$

$P_1$  ist darin die für das Reibmoment relevante Lagerlast und  $f_1$  ein lagerart- und belastungsabhängiger Beiwert. Beide können Tabelle 4.1.5.2. entnommen werden [Auszug aus 73].

Lagerart	$F_1$	$P_1^{1)}$
Rillenkugellager	$0,0009(P_0/C_0)0,55$	$3F_a-0,1F_r$
Pendelkugellager	$0,0003(P_0/C_0)0,4$	$1,4YF_a-0,1F_r$
Schräggugellager Einreihig	$0,0013(P_0/C_0)0,33$	$F_a-0,1F_r$
Zweireihig	$0,001(P_0/C_0)0,33$	$1,4F_a-0,1F_r$
Zylinderrollenlager Mit Käfig	$0,00025 \text{ bis } 0,0003^{2)}$	$F_r^{3)}$
Vollrollig	$0,00045$	$F_r^{3)}$
Kegelrollenlager	$0,0004 \text{ bis } 0,0005^{2)}$	$2YF_a$
Axial-Rillenkugellager	$0,0012(P_0/C_0)0,33$	$F_a$
Axial-Zylinderrollenlager	$0,0018$	$F_a$

$P_0$  = äquivalente statische Belastung, N

$C_0$  = statische Tragzahl, N

$F_a$  = Axialbelastung, N

$F_r$  = Radialbelastung, N

$Y$  = Axialfaktor

1) wird  $P_1 < F_r$ , so ist mit  $P_1 = F_r$  zu rechnen

2) die kleinen Werte gelten für die leichten, die großen Werte für die schweren Lager innerhalb einer Bohrungsgruppe

3) für zusätzlich belastete Zylinderrollenlager siehe [73]

**Tab.4.1.5.2.:** Beiwerte für die Berechnung des lastabhängigen Verlustmoments ( $f_1$ ,  $P_1$ )

#### 4.1.6. Verzahnungen

Die Verzahnungsverluste werden nach [71] in lastabhängige und lastunabhängige Verzahnungsverluste gegliedert.

Es gilt:

$$M_{V\_Verz} = M_{V\_lu} + M_{V\_la} \quad (\text{Gl.4.1.6.1})$$

$$P_{V\_Verz} = P_{V\_lu} + P_{V\_la} \quad (\text{Gl.4.1.6.2})$$

##### ➤ Lastunabhängige Verzahnungsverluste

Die lastunabhängigen Verluste richten sich nach dem jeweiligen Schmierverfahren der Verzahnung. Es wird unterschieden zwischen Tauch- und Einspritzschmierung. Im Prototypgetriebe werden die Verzahnungen mittels Einspritzverfahren geschmiert, zu deren Berechnung *Mauz* in [64] Ansätze und Formeln angibt.

Er unterteilt die lastunabhängigen Verzahnungsverluste  $M_{V\_lu}$  in ein Beschleunigungsmoment  $M_{Beschl}$ , ein Quetschmoment  $M_{Quetsch}$ , ein Verzahnungsreibmoment im Leerlauf  $M_{Verz\_Null}$  und ein Ventilationsmoment  $M_{Vent}$ :

$$M_{V\_lu} = M_{Beschl} + M_{Quetsch} + M_{Verz\_Null} + M_{Vent} \quad (\text{Gl.4.1.6.3})$$

Das Verzahnungsreibmoment im Leerlauf  $M_{Verz\_Null}$  und das Ventilationsmoment  $M_{Vent}$  können wegen ihres geringen Wertes vernachlässigt werden [107].

Das Quetschmoment kann hier ebenfalls zu Null gesetzt werden, da das Schmieröl in den Zahnradauslauf eingespritzt wird. Damit reduziert sich das lastunabhängige Verzahnungsverlustmoment auf das Beschleunigungsmoment. Das Beschleunigungsmoment, welches beim Auftreffen des eingespritzten Ölstrahls auf die treibende Zahnflanke erzeugt wird, errechnet sich nach [64] wie folgt:

$$M_{V\_lu} = M_{Beschl} = c_2 \cdot \rho_{\dot{O}l} \cdot Q \cdot \left( \frac{d_w}{2} \right) \cdot (v_t + v_s) \quad (\text{Gl.4.1.6.4})$$

Darin ist  $d_w$  der Wälzkreisdurchmesser der Verzahnung.  $Q$  ist der Volumenstrom des Ölstrahls, der nach der Blendengleichung in Abhängigkeit vom Durchmesser der Blende  $d_{Bl}$ , des Durchfließkoeffizienten  $\alpha_V$ , des Schmierdrucks  $p_{Schm}$  und der Dichte  $\rho_{\dot{O}l}$  berechnet wird:

$$Q = \alpha_V \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_{Schm}}{\rho_{\dot{O}l}}} = \alpha_V \cdot \frac{d_{Bl}^2}{4} \cdot \pi \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_{Schm}}{\rho_{\dot{O}l}}} \quad (\text{Gl.4.1.6.5})$$

Der Durchfließkoeffizient  $\alpha_V$  wird nach [96] als konstant mit  $\alpha_V=0,64$  für Vollstrahldüsen angenommen. Die Dichte  $\rho_{\dot{O}l}$  geht temperaturabhängig in die Verlustberechnung ein, der Schmierdruck  $p_{Schm}$  richtet sich nach dem jeweiligen Betriebspunkt des Getriebes und wird über die hydraulische Steuerung eingestellt.

In Gleichung 4.1.6.4 gehen als weitere Größen die Geschwindigkeiten  $v_s$  und  $v_t$  ein. Die Geschwindigkeit  $v_t$  ist die Umfangsgeschwindigkeit der Verzahnung an der Einspritzstelle;  $v_s$  ist die Einspritzgeschwindigkeit des Ölstrahls. Sie errechnen sich aus:

$$v_t = \frac{d_{w1} \cdot 10^{-3}}{2} \cdot 2\pi \frac{n}{60} \quad (\text{Gl.4.1.6.6})$$

$$v_s = \frac{Q}{\left(\frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d_{\text{Einspr}}^2\right)} \quad (\text{Gl.4.1.6.7})$$

Die letzte noch fehlende Größe in Gl.4.1.6.4 ist die konstruktiv bedingte Einspritzkonstante  $c_2$ . Nach [64] ist sie für eine Einspritzung in Richtung der Erdanziehung  $c_2=1$ , entgegen der Erdanziehung  $c_2=0,85$ . Für eine Einspritzung senkrecht zur Erdbeschleunigung gibt *Mauz* keine Konstante an. Sie wird für die Verlustleistungsberechnung mit dem Mittelwert von  $c_2=0,925$  angenommen.

Die Verlustleistung folgt aus

$$P_{V\_lu} = 2\pi \frac{n}{60} \cdot M_{V\_lu} \quad (\text{Gl.4.1.6.8})$$

### ➤ Lastabhängige Verzahnungsverluste

Die lastabhängigen Verluste sind diejenigen durch Reibung bedingten Verluste, die infolge der kombinierten Wälz- und Gleitbewegung an den Zahnflanken unter Last entstehen. Mit der Eingangsleistung  $P_{\text{ein}}$ , der mittleren Reibungszahl  $\mu_m$  und dem sogenannten „Zahnverlustgrad“  $H_V$ , der die Einflüsse der Verzahnungsgeometrie berücksichtigt, lautet die Gleichung für die lastabhängigen Verzahnungsverluste nach [71]:

$$P_{V\_la} = P_{\text{ein}} \cdot \mu_m \cdot H_V \quad (\text{Gl.4.1.6.9})$$

Für den Zahnverlustgrad  $H_V$  gilt unter der Voraussetzung, daß die Teilüberdeckungen  $\varepsilon_1, \varepsilon_2 < 1$  sind:

$$H_V = \pi \cdot \frac{\frac{z_2}{z_1} + 1}{z_2 \cdot \cos(\beta_b)} \cdot (1 - \varepsilon_\alpha + \varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2) \quad (\text{Gl.4.1.6.10})$$

Darin sind  $z_1$  die Zähnezahlszahl des Antriebsritzels,  $z_2$  die Zähnezahlszahl des getriebenen Rades;  $\beta_b$  ist der Grundkreisschrägungswinkel.

Die Teilüberdeckungen  $\varepsilon_1, \varepsilon_2$  errechnen sich mit den Kopfkreisdurchmessern  $d_{a1,2}$  und den Grundkreisdurchmessern  $d_{b1,2}$  sowie dem Stirnbetriebseingriffswinkel  $\alpha_{wt}$  gemäß:



$$\varepsilon_1 = z_1 \cdot \frac{\sqrt{\left(\frac{d_{a1}}{d_{b1}}\right)^2 - 1} - \tan \alpha_{wt}}{2\pi} \quad (\text{Gl.4.1.6.11})$$

$$\varepsilon_2 = z_2 \cdot \frac{\sqrt{\left(\frac{d_{a2}}{d_{b2}}\right)^2 - 1} - \tan \alpha_{wt}}{2\pi} \quad (\text{Gl.4.1.6.12})$$

Für die Profilüberdeckung  $\varepsilon_\alpha$  gilt:

$$\varepsilon_\alpha = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 \quad (\text{Gl.4.1.6.13})$$

Mit Hilfe dieser Größen läßt sich der Zahnverlustgrad berechnen.

Die mittlere Reibungszahl  $\mu_m$  hängt sowohl von der Last, den Wälz- und Gleitgeschwindigkeiten im Eingriffspunkt, der Schmierstoffviskosität und der chemischen Struktur des Schmierstoffs ab [71]. Bei synthetischen Ölen sollte die Reibungszahl experimentell bestimmt werden. Falls keine Meßwerte zur Verfügung stehen, kann die mittlere Reibungszahl  $\mu_m$  für Mineralöle überschlägig mit

$$\mu_m = 0,045 \cdot \left( \frac{K_A \cdot \frac{F_{bt}}{b}}{v_{\Sigma m} \cdot \rho_{E,m}} \right)^{0,2} \cdot \eta_{dyn}^{-0,05} \cdot X_R \quad (\text{Gl.4.1.6.14})$$

berechnet werden. In der empirischen Formel ist  $b$  die Zahnbreite und  $K_A$  der Anwendungsfaktor. Bei gleichmäßigem Antrieb, welcher auf dem Wirkungsgradprüfstand durch den elektromotorischen Antrieb gewährleistet werden kann, beträgt der Anwendungsfaktor  $K_A=1$ .

Die Formel für die Zahnnormalkraft  $F_{bt}$  im Stirnschnitt lautet mit dem Stirnbetriebs-eingriffswinkel  $\alpha_{wt}$ :

$$F_{bt} = \frac{2 \cdot M}{d_{w1} \cdot \cos \alpha_{wt}} \quad (\text{Gl.4.1.6.15})$$

wobei  $M$  das Drehmoment und  $d_{w1}$  der Wälzkreisdurchmesser des Antriebsritzels ist.

Die mittlere Summengeschwindigkeit über dem Eingriff  $v_{\Sigma m}$  aus Gl.4.1.6.14 läßt sich näherungsweise gleich der Summengeschwindigkeit im Wälzpunkt setzen:

$$v_{\Sigma m} \approx 2 \cdot v_l \cdot \sin \alpha_{wt} \quad (\text{Gl.4.1.6.16})$$

Der mittlere Ersatzkrümmungsradius  $\rho_{E,m}$  im Normalschnitt kann ebenfalls näherungsweise im Wälzpunkt bestimmt werden:

$$\rho_{E,m} \approx d_{w1} \cdot \frac{\frac{z_2}{z_1} \cdot \sin \alpha_{wt}}{2 \cdot \cos \beta_b \cdot \left( \frac{z_2}{z_1} + 1 \right)} \quad (\text{Gl.4.1.6.17})$$

Der Faktor  $X_R$  in Gl.4.1.6.14 berücksichtigt den Einfluß der Rauheit und lautet:

$$X_R = 3,8 \cdot \left( \frac{R_a}{d_1} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (\text{Gl.4.1.6.18})$$

mit dem arithmetischen Mittenrauhwert  $R_a$ :

$$R_a = \frac{R_{a1} + R_{a2}}{2} \quad (\text{Gl.4.1.6.19})$$

Die Schmierstoffviskosität  $\eta_{dyn}$  muß für die Massentemperatur  $T_{Masse}$  ermittelt werden. Die Berechnung der Massentemperatur ist in DIN 3990 festgeschrieben. *Schröder* und *Leinmann* geben in [98] eine empirisch ermittelte, vereinfachte Formel für die Temperatur im Zahnkontakt an. Sie lautet mit der Sumpftemperatur  $T_{Sumpf}$ :

$$T_{Masse} = T_{Sumpf} + 2,07 \cdot 10^{-3} \cdot (100 \cdot v_t)^{0,33} \cdot \left( 10 \cdot \frac{F_t}{b} \right)^{0,9} \quad (\text{Gl.4.1.6.20})$$

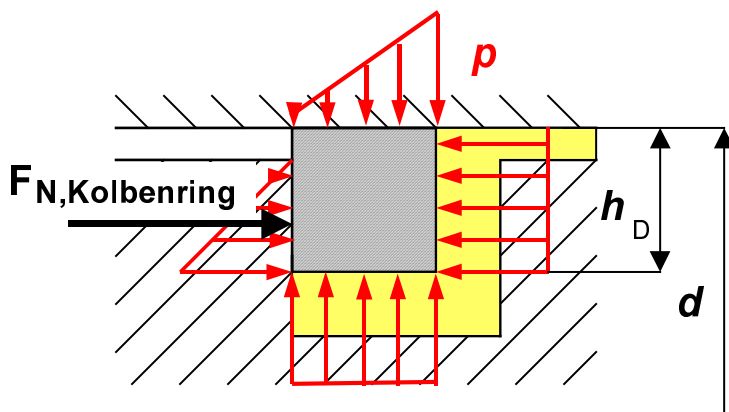
Damit sind alle Größen bestimmt, die zur Berechnung der lastabhängigen Leistungsverluste benötigt werden.

Für das lastabhängige Verlustmoment gilt schließlich:

$$M_{V-la} = \frac{P_{V-la}}{\pi \frac{n}{30}} \quad (\text{Gl.4.1.6.21})$$

### 4.1.7. Kolbenringe

Zur Abdichtung von Drehölein- und ausführungen werden Kolbenringdichtungen verwendet. Abbildung 4.1.7.1. zeigt eine Kolbenringdichtung im Einbauzustand.



**Abb.4.1.7.1.:** Kolbenringdichtung im Einbauzustand mit Fluidrücken  $p$  unter Annahme paralleler Spalte und laminarer Spaltströmungen

Die Fläche am Umfang der Kolbenringdichtungen ist geringfügig größer ausgeführt als die Stirnfläche. Damit ist sichergestellt, daß der Dichtring an der Stirnfläche gleitet und dort den Druck zur Umgebung abbaut.

Unter der Vereinfachung, daß Stirnfläche und Gleitfläche näherungsweise gleich groß seien, ergibt sich für die Gleitfläche  $A_{Kolbenring}$ :

$$A_{Kolbenring} = \pi \cdot h_D \cdot (d - h_D) \quad (\text{Gl.4.1.7.1})$$

Darin sind  $d$  der Bohrungsdurchmesser und  $h_D$  die Dichtringhöhe.

Unter Annahme eines linearen Druckabbaus auf der gleitenden Stirnfläche bedeutet dies für die Normalkraft, die auf die Reibfläche wirkt (mit  $\Delta p$  als Druckunterschied zwischen Druckseite und Umgebung):

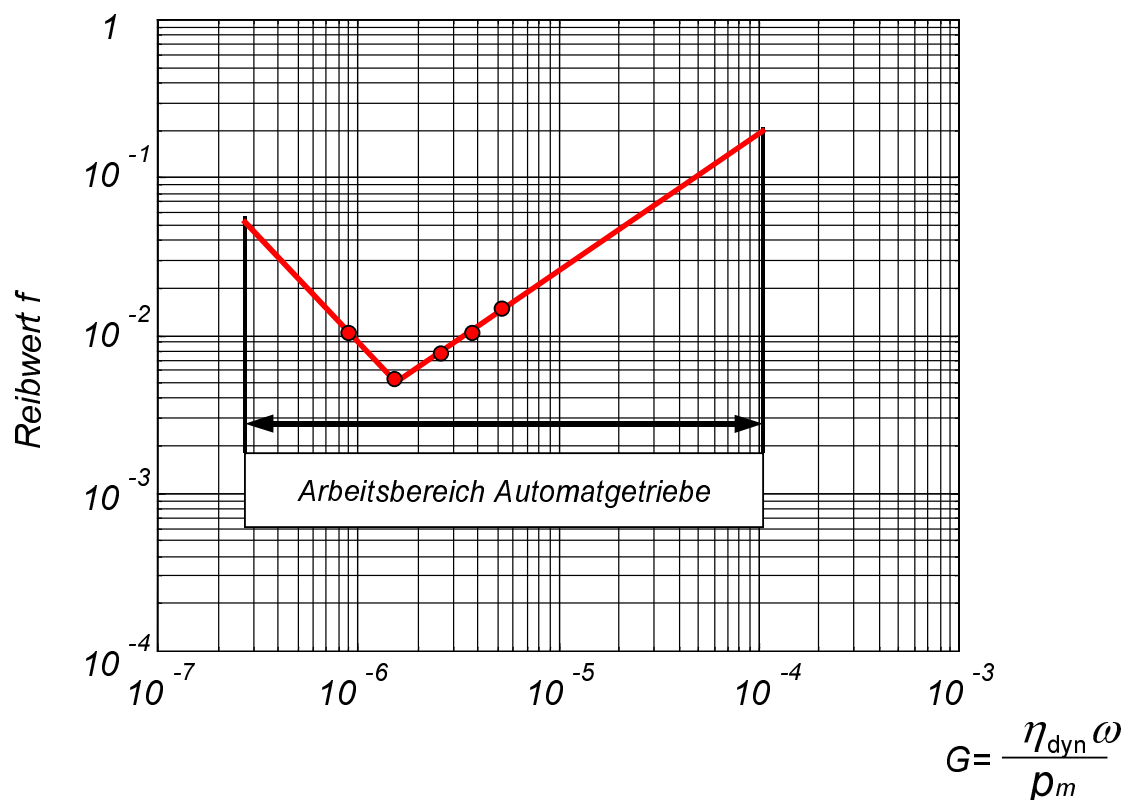
$$F_{N,Kolbenring} = \Delta p \pi h_D \cdot (d - h_D) - \frac{1}{2} \Delta p \pi h_D \cdot (d - h_D) = \frac{1}{2} \Delta p \pi h_D \cdot (d - h_D) \quad (\text{Gl.4.1.7.2})$$

Für die Reibkraft gilt mit  $f$  als Reibungsbeiwert:

$$F_{Reib,Kolbenring} = \frac{1}{2} f \cdot \Delta p \pi h_D \cdot (d - h_D) \quad (\text{Gl.4.1.7.3})$$

In Abbildung 4.1.7.2. ist der Reibwertverlauf eines Dichtrings aus PTFE über der sog. „Gümbelzahl“ aufgetragen. Die Gümbelzahl ist eine hydrodynamische Kennzahl, mit deren Hilfe man die Reibwertabhängigkeit von Anpreßdruck, Drehzahl und Viskosität bzw. Temperatur berücksichtigen kann.

### Reibwertverlauf PTFE Dichtring



**Abb.4.1.7.2.:** Reibwertverlauf eines Kolbenrings aus PTFE über der Gümbelzahl nach [107]

Das Reibmoment der Kolbenringdichtung läßt sich demnach berechnen durch:

$$M_{V\_Kolbenring} = \frac{1}{4} \cdot f \cdot \Delta p \pi h_D \cdot (d - h_D)^2 \quad (\text{Gl.4.1.7.4})$$

Für die Reibleistung gilt:

$$P_{V\_Kolbenring} = \pi \frac{n}{30} \cdot M_{V\_Kolbenring} = \frac{1}{120} \cdot f \cdot n \cdot \Delta p \pi^2 h_D \cdot (d - h_D)^2 \quad (\text{Gl.4.1.7.5})$$

#### 4.1.8. Radialwellendichtringe

Radialwellendichtringe haben die Aufgabe, die Wellendurchtrittstellen gegen das im Aggregatinneren befindliche Schmieröl abzudichten. Ferner sollen sie verhindern, daß Verschmutzungen von außen in das Getriebe eindringen. Radialwellendichtringe gehören zur Gruppe der berührenden Dichtungen und verursachen daher aufgrund der auftretenden Relativbewegung eine drehzahlabhängige Reibleistung.

Der Radialwellendichtring ist mit Übermaß aus einem elastomeren Werkstoff, z.B. Nitril-Kautschuk (NBR) oder Acrylat-Kautschuk (ACM), gefertigt. Das Übermaß führt zu der zur Dichtung notwendigen radialen Anpreßkraft. Infolge von Verschleiß, Dehnung und Relaxation nimmt die elastomere Anpreßkraft über der Betriebsdauer und insbesondere bei höheren Temperaturen ab, so daß eine zusätzliche, ringförmige Anpreßfeder (Spiralzugfeder) einen beträchtlichen Teil der radialen Anpreßkraft aufbringt [67].

Die Radialkraft  $F_R$  sollte im Sinne einer möglichst geringen Reibkraft gerade so groß sein, daß die Dichtfunktion erhalten bleibt. Bezogen auf den Wellenumfang ergibt sich mit der Radialkraft die Linienpressung  $p_L$  des Dichtrings, die bei modernen Dichtringen im Neuzustand etwa zwischen  $p_L=0,1 \dots 0,15 \text{ N/mm}$  liegt:

$$p_L = \frac{F_R}{\pi \cdot d} = 0,1 \dots 0,15 \text{ N/mm} \quad (\text{Gl.4.1.8.1})$$

Die Berührbreite  $b$  des Dichtrings sollte so klein wie möglich sein und liegt gewöhnlich bei einigen Zehntel Millimetern (Neuzustand:  $b=0,1 \dots 0,15 \text{ mm}$ ).

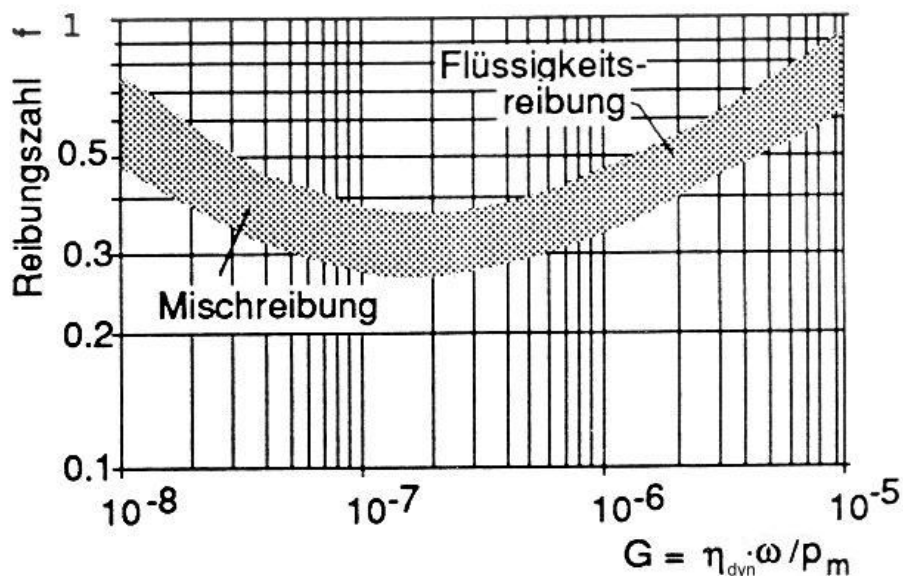
Die mittlere Flächenpressung  $p_m$  errechnet sich aus der Linienpressung bezogen auf die Berührbreite  $b$  zu:

$$p_m = \frac{p_L}{b} \quad (\text{Gl.4.1.8.2})$$

Bei Stillstand liegt die Dichtung ganz an der Welle an, so daß näherungsweise ein Festreibungszustand herrschen kann.

Die Lauffläche des Radialwellendichtrings bildet aufgrund der Rauheit mit der Wellenoberfläche einen veränderlichen Schmierspalt. Beginnt die abzudichtende Welle zu rotieren, wird das Fluid in den Dichtspalt zwischen Radialwellendichtring und Welle geschleppt. Durch die Rauheitserhebungen bilden sich nun - analog zum Gleitlager - kleine Druckfelder, die zu einem Abheben der Dichtung führen können. Dabei wird zunächst das Mischreibungsgebiet durchlaufen, in dem noch einige Rauheitsspitzen die Welle berühren. Im Zustand der Flüssigkeitsreibung wird die Radialkraft des Dichtrings durch die Summe der Druckfelder an den Rauheitserhebungen vollständig kompensiert.

Der Verlauf des Reibungskoeffizienten für Radialwellendichtringe ähnelt somit der Stribeck-Kurve für hydrodynamische Gleitlager. In Abbildung 4.1.8.1. ist der experimentell ermittelte Verlauf der Reibungszahl für einige Radialwellendichtringe in Abhängigkeit der Gümbelzahl aufgetragen.



**Abb.4.1.8.1.:** Verlauf der Reibungszahl für Radialwellendichtringe in Abhängigkeit der Gümbelzahl [67]

Die Gümbelzahl ist eine hydrodynamische Kennzahl und errechnet sich wie folgt (vgl. Kap. 4.1.7.):

$$G = \eta_{dyn} \cdot \frac{\omega}{p_m} \quad (\text{Gl.4.1.8.3})$$

Darin sind  $\eta_{dyn}$  die dynamische Viskosität in  $\text{Pas}$ ,  $\omega$  die Winkelgeschwindigkeit der Welle in  $\text{s}^{-1}$  und  $p_m$  die Flächenpressung in  $\text{N/m}^2$ .

Die Viskosität  $\eta_{dyn}$  im Schmierpalt ist abhängig von der Spalttemperatur, die nach [67] annähernd genau durch

$$T_{Spalt} = T_{Sumpf} + \Delta T \quad (\text{Gl.4.1.8.4})$$

mit

$$\Delta T = 2,5 \cdot v_t \quad (\text{Gl.4.1.8.5})$$

beschrieben wird. Hierin sind  $T_{Sumpf}$  die Betriebstemperatur des Öls im Getriebe und  $v_t$  die Umfangsgeschwindigkeit der Welle in  $\text{m/s}$ .

Die Reibleistung des Radialwellendichtrings errechnet sich damit wie folgt:

$$P_{V\_RWDR} = f \cdot p_m \cdot v_t \cdot \pi \cdot d \cdot b \quad (\text{Gl.4.1.8.6})$$

Das Verlustmoment ist demnach:

$$M_{V\_RWDR} = \frac{P_{V\_RWDR}}{2\pi \cdot n / 60} \quad (\text{Gl.4.1.8.7})$$

#### 4.1.9. Dichtlabirynth

Bei zähen Flüssigkeiten treten abhängig vom Geschwindigkeitsgefälle senkrecht zur Strömungsrichtung Schubspannungen auf, die - bezogen auf ein Volumenelement - zu unterschiedlichen Drücken führen. Diese Druckunterschiede sind gleichbedeutend mit Reibungsverlusten. Bei „Newtonschen Flüssigkeiten“ sind die auftretenden Schubspannungen proportional zum Geschwindigkeitsgefälle, wobei der Proportionalitätsfaktor der Flüssigkeitsviskosität  $\eta_{dyn}$  entspricht.

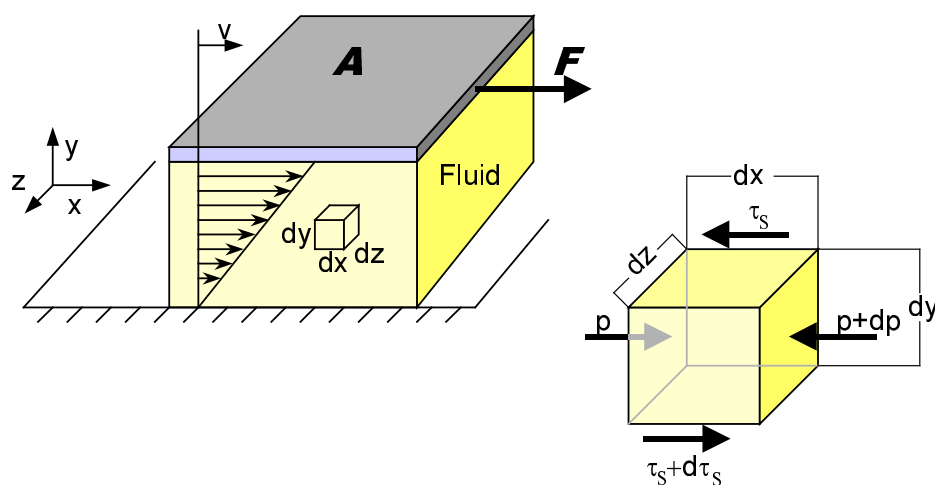


Abb.4.1.9.1.: Schubspannung in einer Flüssigkeit [68]

Unter Annahme einer laminaren Strömung\* lautet das Newtonsche Schubspannungsgesetz:

$$\tau_s = \eta \cdot \frac{dv}{dy} \quad (\text{Gl.4.1.9.1})$$

Im vorliegenden Fall des Schmierpalts liegt streng genommen eine mehrdimensionale Strömung vor. Das Fluid besitzt eine Geschwindigkeitskomponente in axialer Richtung (Strömungsgeschwindigkeit durch den Schmierpalt), sowie eine Geschwindigkeitskomponente in Umfangsrichtung, die sich aufgrund des Haftens der Flüssigkeit an den benetzten Oberflächen ergibt.

Die Druckverluste, die sich durch die Strömung in axialer Richtung ergeben, werden durch das Ölreservoir und dessen Fliehkraftwirkung aufgebracht und bleiben daher unberücksichtigt.

\* Bei einer Drehzahl von  $n=10000 \text{ min}^{-1}$  und einer Spalthöhe von 0,5 mm ergibt sich eine Reynoldszahl von etwa 600, so daß nach [67] bei den hier vorliegenden glatten Spaltwänden von einer laminaren Strömung auszugehen ist.

Mit dieser Vereinfachung liegt eine sog. „*Couette-Strömung*“ vor, bei der sich ein äußerer Zylinder (hier: wellenfeste Hülse) um einen ruhenden Zylinder (gehäusefeste Hülse) dreht (vgl. Abb.4.1.9.2.).

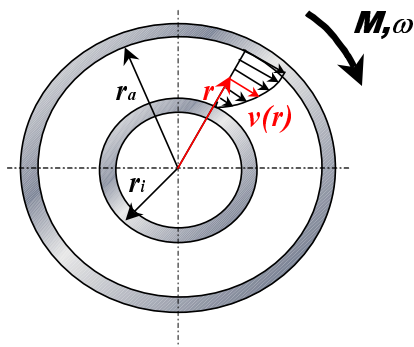


Abb.4.1.9.2.: Couette Strömung

Für die Schubspannung ergibt sich daraus:

$$\begin{aligned}\tau_s(r) &= \eta \cdot \left( \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial v_r}{\partial \varphi} + \frac{\partial v_\varphi}{\partial r} - \frac{v_\varphi}{r} \right) \\ &= \eta \cdot \left( \frac{dv}{dr} - \frac{v}{r} \right) \\ &= \frac{2\eta\omega \cdot r_a^2 \cdot r_i^2}{(r_a^2 - r_i^2) \cdot r^2}\end{aligned}\quad (\text{Gl.4.1.9.2})$$

Für  $r=r_a$  ergibt sich die Schubspannung am äußeren Rand zu:

$$\tau_s = \frac{2\eta\omega \cdot r_i^2}{(r_a^2 - r_i^2)} \quad (\text{Gl.4.1.9.3})$$

Die Größe der benetzten Fläche, an der die Schubspannung wirkt, errechnet sich abhängig von der Überdeckungslänge  $l_{\text{Ü}}$  der beiden Hülsen zu:

$$A = 2\pi r_a l_{\text{Ü}} \quad (\text{Gl.4.1.9.4})$$

Mit dem Außenradius als Hebelarm ergibt sich das Verlustmoment, welches durch die Flüssigkeitsreibung zwischen der Innen- und Außenhülse vorliegt, zu:

$$M_{V\_Dichtlabyrinth} = 4\pi\eta\omega \cdot l_{\text{Ü}} \cdot \frac{r_a^2 \cdot r_i^2}{r_a^2 - r_i^2} \quad (\text{Gl.4.1.9.5})$$

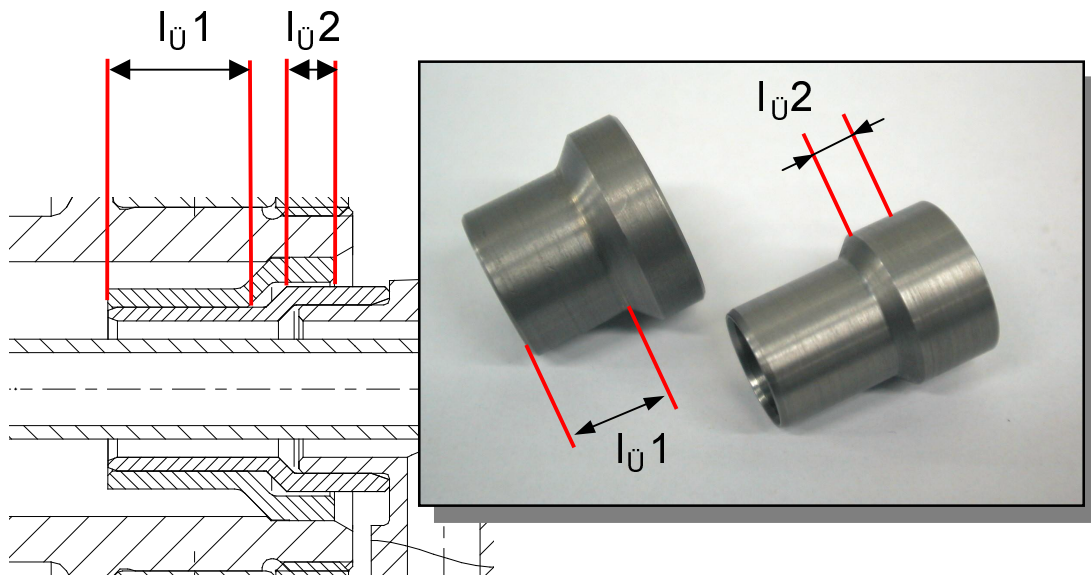
$$P_{V\_Dichtlabyrinth} = \frac{2\pi n}{60} \cdot M_{V\_Dichtlabyrinth} \quad (\text{Gl.4.1.9.6})$$

Im vorliegenden Fall ist die Hülse im Durchmesser abgesetzt. In der Verlustleistungsberechnung wird die Hülse als Parallelschaltung zweier Schmierspalt mit



unterschiedlichen Durchmessern und Überdeckungsängen behandelt (Abb.4.1.9.3.). Die Schrägung am Übergang der beiden Durchmesser bleibt unberücksichtigt, da die Schmier-spalthöhe an dieser Stelle sehr groß ist.

### **Dichtlabyrinth**



**Abb.4.1.9.3.:** Dichtlabyrinth

#### 4.1.10. Schmierstoff

Der Schmierstoff hat einen wesentlichen Einfluß auf die Höhe der reibungsbedingten Verluste im Gesamtgetriebe. Hierbei spielt die Schmierstoffviskosität eine wichtige Rolle. Abbildung 4.1.10.1. zeigt die Viskositäts-Temperatur Kennlinie des verwendeten CVT-Öls im Vergleich zu einem herkömmlichen ATF-Öl (**A**utomatic **T**ransmission **F**luid - ATF), dargestellt im Viskositäts-Temperaturdiagramm nach Prof. Ubbelohde.

### Viskositäts-Temperaturdiagramm

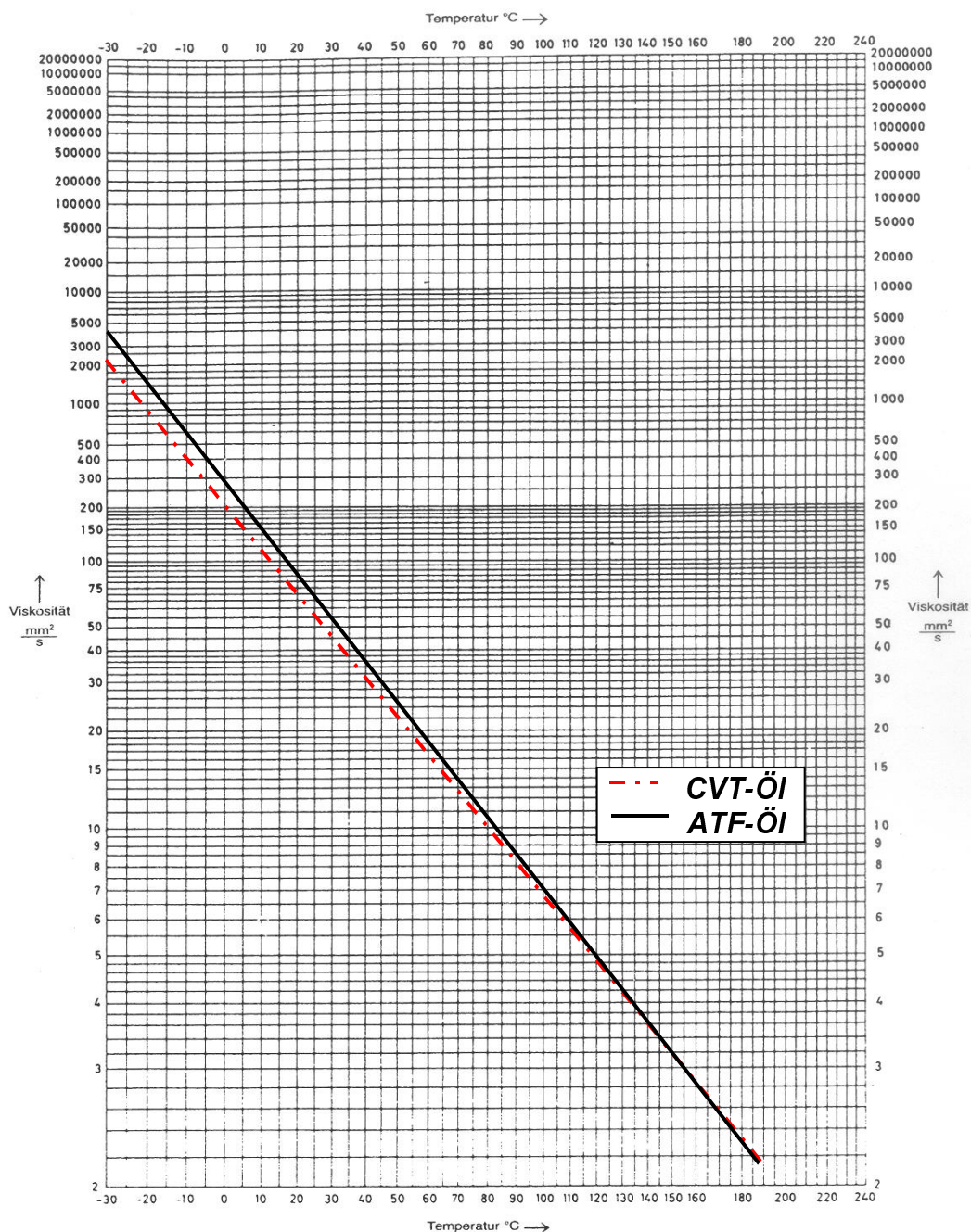
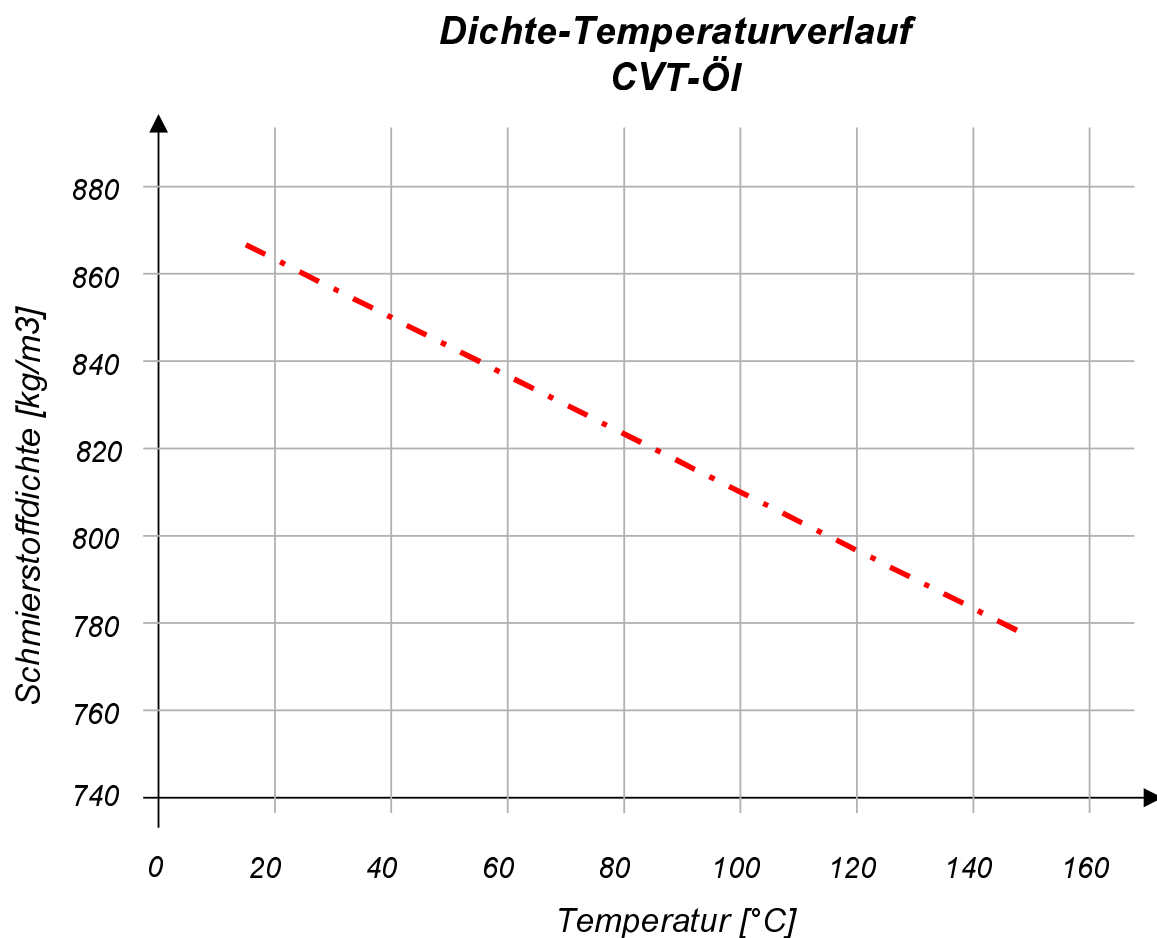


Abb.4.1.10.1.: Viskositäts-Temperaturkennlinien eines CVT-Öls und eines ATF-Öls

Das Viskositäts-Temperaturdiagramm gilt als Anhaltswert für die Verlustrechnung. Es ist jedoch nicht geeignet, die Öleigenschaften gänzlich zu beschreiben, da Nicht-Newtonsche Effekte und das Druckverhalten unberücksichtigt bleiben. Innerhalb des Verlustrechenprogramms wird jedoch nur Bezug auf das Temperaturverhalten der Viskosität genommen.

Die Veränderlichkeit der Schmierstoffdichte mit der Temperatur wird in der Getriebesimulation ebenfalls berücksichtigt. Abb. 4.1.10.2. zeigt das lineare Dichte-Temperatur-Verhalten, welches als Kennlinie im Berechnungsprogramm hinterlegt ist.



**Abb.4.1.10.2.:** Verlauf der Schmierstoffdichte über der Temperatur

## 4.2. Gesamtgeriebemodell

### 4.2.1. Modellstruktur

In Abb.4.2.1.1. sind die Ein- und Ausgangsgrößen des stationären Getriebesimulationsmodells dargestellt. Zu den Eingangsgrößen zählen das Drehmoment  $M$ , die Drehzahl  $n$ , die Variatorübersetzung  $i_{var}$  sowie die Temperatur  $T$ , die auch bei den experimentellen Untersuchungen als Randgrößen in die Messungen einfließen. Somit ist eine gute Vergleichbarkeit von Messung und Rechnung möglich. Geometrie-größen und weitere getriebespezifische Parameter sind in dem Simulationsprogramm hinterlegt.

Die vektoriellen Eingangsgrößen bilden später die Stützstellenmatrix für die Ausgangsgrößen des Rechenmodells, zu denen im wesentlichen der Wirkungsgrad und die Verlustleistung des Gesamtgetriebes zählen. Die Verlustleistung wird weiterhin aufgeschlüsselt nach unterschiedlichen Baugruppen, wie Variator, Hydraulik, Wendesatz, Dichtungen, Lager, etc. Die Ausgabe der Rechengrößen erfolgt in Kennfeldern. Je weniger Einträge ein Eingangsvektor besitzt, desto größer ist auch die Auflösung der Ausgabekennfelder.

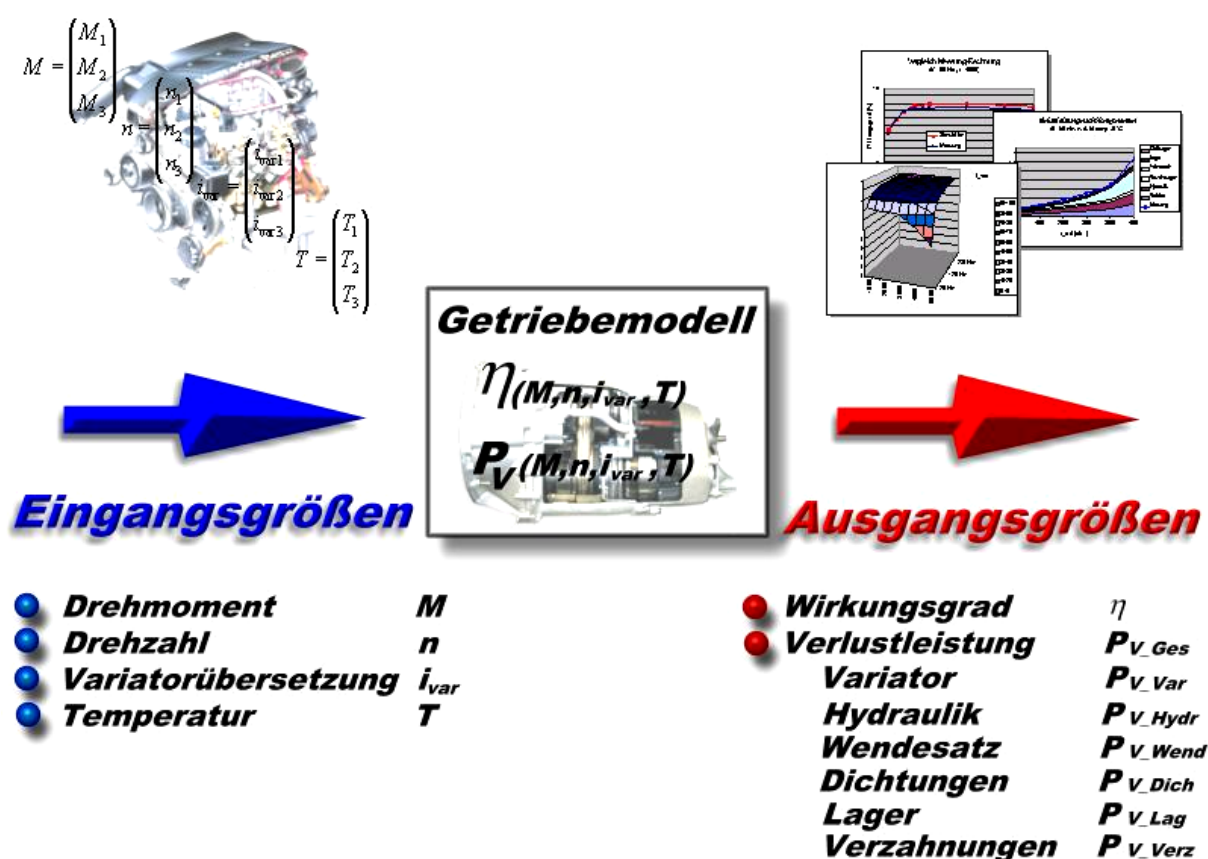


Abb.4.2.1.1.: Ein- und Ausgangsgrößen des Getriebesimulationsmodells

Die Aufschlüsselung nach den einzelnen Baugruppen erlaubt eine Klassifizierung der wichtigsten Verlustkomponenten im Gesamtgetriebe und ermöglicht im Rahmen der Getriebeentwicklung schon frühzeitig die Erschließung von wirtschaftlichen Optimierungspotentialen.

Die Struktur des Getriebesimulationsmodells ist der Wellenanordnung im Prototypgetriebe nachempfunden (Abb.4.2.1.2.).

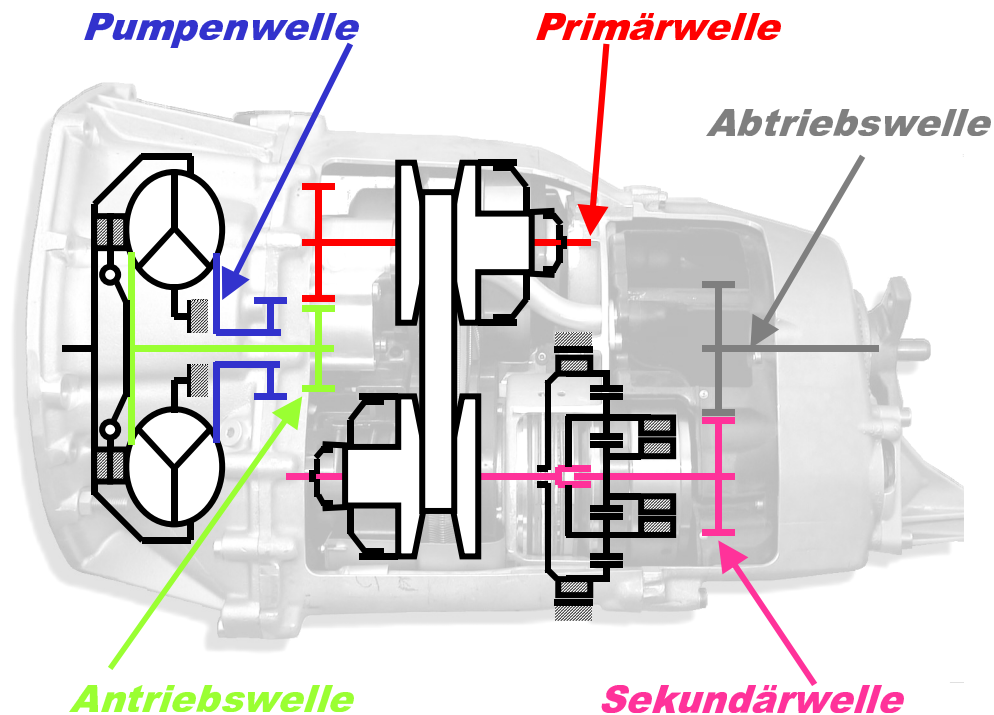


Abb.4.2.1.2.: Wellenanordnung und -bezeichnung im Getriebe

Es wird in der Simulation die Vereinfachung getroffen, daß alle auf einer Welle angeordneten Baugruppen mit den gleichen Eingangsgrößen berechnet werden. Tatsächlich aber würde sich z. B. das Eingangsmoment für jede Baugruppe in Richtung des Kraftflusses um das Verlustmoment der vorherigen Baugruppe reduzieren (Abb.4.2.1.3.). Der dabei gemachte Fehler ist jedoch klein und die getroffene Vereinfachung stellt einen vertretbaren Kompromiß dar, um die Komplexität und die Rechenzeiten des Modells gering zu halten. Die Lagerreaktionskräfte in Abb.4.2.1.3. werden trotzdem richtig wiedergegeben, da sie nur abhängig von den äußeren Lasten sind.

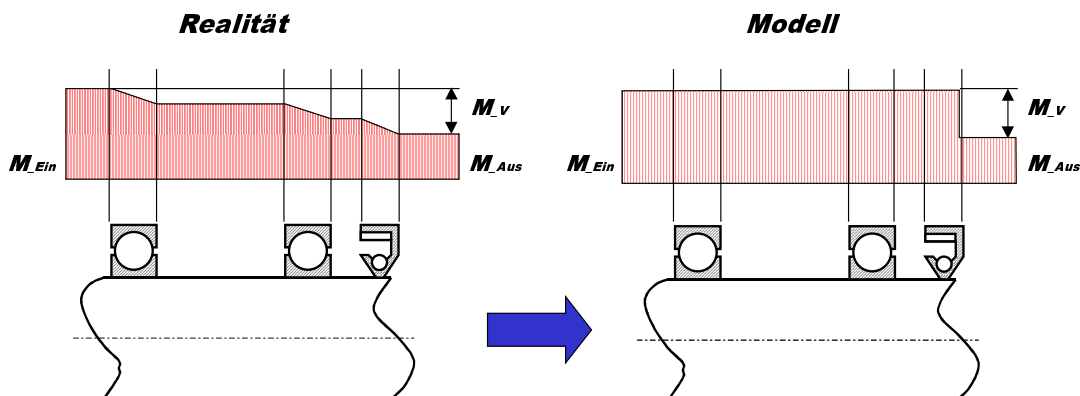


Abb.4.2.1.3.: Verlauf des Drehmoments entlang einer Welle (Realität und Modell)

Die Summe der Verluste aller auf einer Welle angeordneten Baugruppen werden somit vom jeweiligen Welleneingangsmoment subtrahiert und bilden das Eingangsmoment für die nachfolgende Welle.

Auf jeder Welle sind diejenigen Baugruppen in Form eines Berechnungsalgorithmus angeordnet, die an der Verlustleistung beteiligt sind. Gleiche Berechnungsfunktionen sind farblich zusammengefaßt. Lediglich ihre Eingangsgrößen sind unterschiedlich und richten sich nach der jeweils zugeordneten Welle (vgl. Abb.4.2.1.4.).

## Getriebemodell

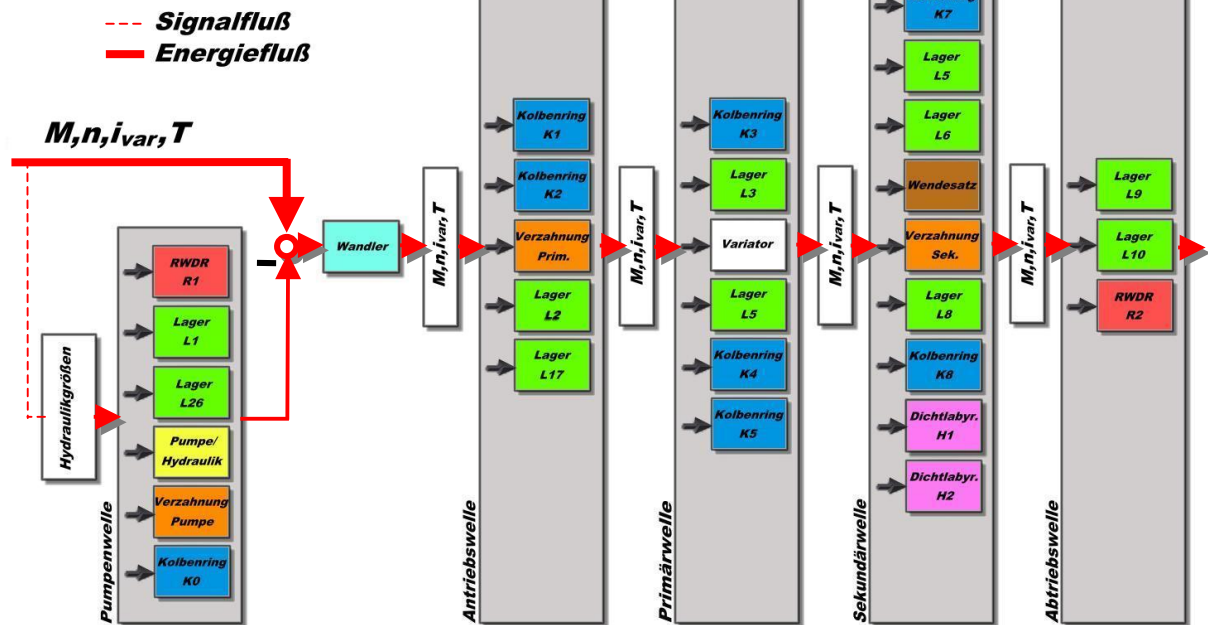


Abb.4.2.1.4.: Getriebesimulationsmodell (Aufteilung nach Wellen)

In Abbildung 4.2.1.4. führt eine Signalleitung zum Berechnungsblock der Hydraulikkomponenten. Damit muß vorab das notwendige effektive Drehmoment  $M_{eff}$  der Pumpe bestimmt werden. Dieses Moment ist gleichbedeutend mit dem hydraulischen Verlustmoment  $M_{V\_Hydr}$  und liegt an der Pumpenwelle an. Die Pumpenwelle ist mit dem Pumpenrad des hydrodynamischen Wandlers und damit starr mit der Kurbelwelle des Motors verbunden. Die Summe aller Verluste der Pumpenwelle muß daher vor dem Wandler vom Motormoment abgezogen werden. Das Moment am Turbinenrad des hydrodynamischen Wandlers bildet das Eingangsmoment für die Antriebswelle. Für den Fall der Wandlerüberbrückung ist das Moment am Pumpenrad gleich dem Moment am Turbinenrad und die Verluste im Wandler können rechnerisch zu „Eins“ gesetzt werden.

#### 4.2.2. Verbrauchsrechnung

Die Ausgabekennfelder der Getriebeimulation bilden die Schnittstelle zu einem Verbrauchsrechenprogramm, in dem die Verbräuche für alle zertifizierten Fahrzyklen (NEFZ, FTP 75, etc.) berechnet werden können. Durch die fahrzeugspezifische Radleistung, die zum Nachfahren des Zyklus erforderlich ist, ist auch das Getriebeausgangsmoment  $M_{Getr\_Aus}$  festgelegt. Mit einem angenommenen Startwert für den Wirkungsgrad des Getriebes  $\eta_{iterat}$  und der durch die Fahrstrategie festgelegten Variatorübersetzung  $i_{var}$  wird ein Getriebeeingangsmoment  $M_{Getr\_Ein}$  ermittelt. Die Iteration ist notwendig, da es sich bei der zu lösenden Gleichung um eine implizite Gleichung handelt (Gl.4.2.2.1).

$$M_{Getr\_Ein} = M_{Getr\_Aus} \cdot \frac{1}{\eta(M_{Getr\_Ein})} \quad (\text{Gl.4.2.2.1})$$

Das so bestimmte Moment  $M_{Getr\_Ein\_iterat}$  wird nun mit dem in den Ausgabekennfeldern der Getriebeimulation berechneten Wirkungsgrad multipliziert. Das Ergebnis  $M_{Getr\_Aus\_iterat}$  wird nun mit dem erforderlichen Getriebeausgangsmoment  $M_{Getr\_Aus}$  verglichen. Gegebenenfalls wird der Wert für  $\eta_{iterat}$  korrigiert (Abb.4.2.2.1.).

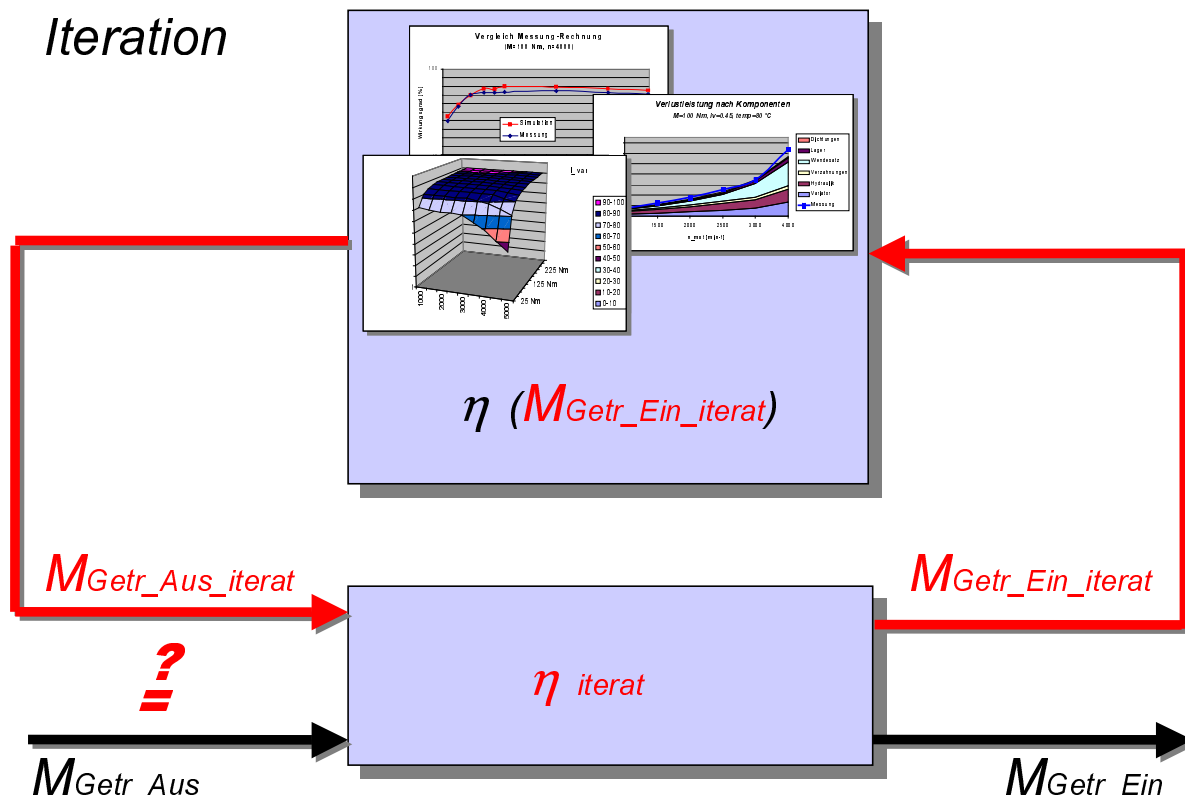


Abb.4.2.2.1.: Ermittlung des Getriebeeingangsmoments mittels Iteration

Die Iteration über  $\eta$  zur Ermittlung des Getriebeeingangsmoments  $M_{Getr\_Ein}$  wird nun solange fortgesetzt, bis die Differenz zwischen berechnetem  $M_{Getr\_Aus\_iterat}$  und erforderlichem Getriebeausgangsmoment  $M_{Getr\_Aus}$  unterhalb eines Grenzwertes liegt. Am Ende der Iteration liegen Eingangsdrehmoment und -drehzahl des Getriebes fest.

Mit Hilfe des Motorkennfelds können schließlich Aussagen über den Zyklenverbrauch getroffen werden.

Das Verfahren zur Verbrauchsberechnung ist in seiner Gesamtheit in Abbildung 4.2.2.2. dargestellt.

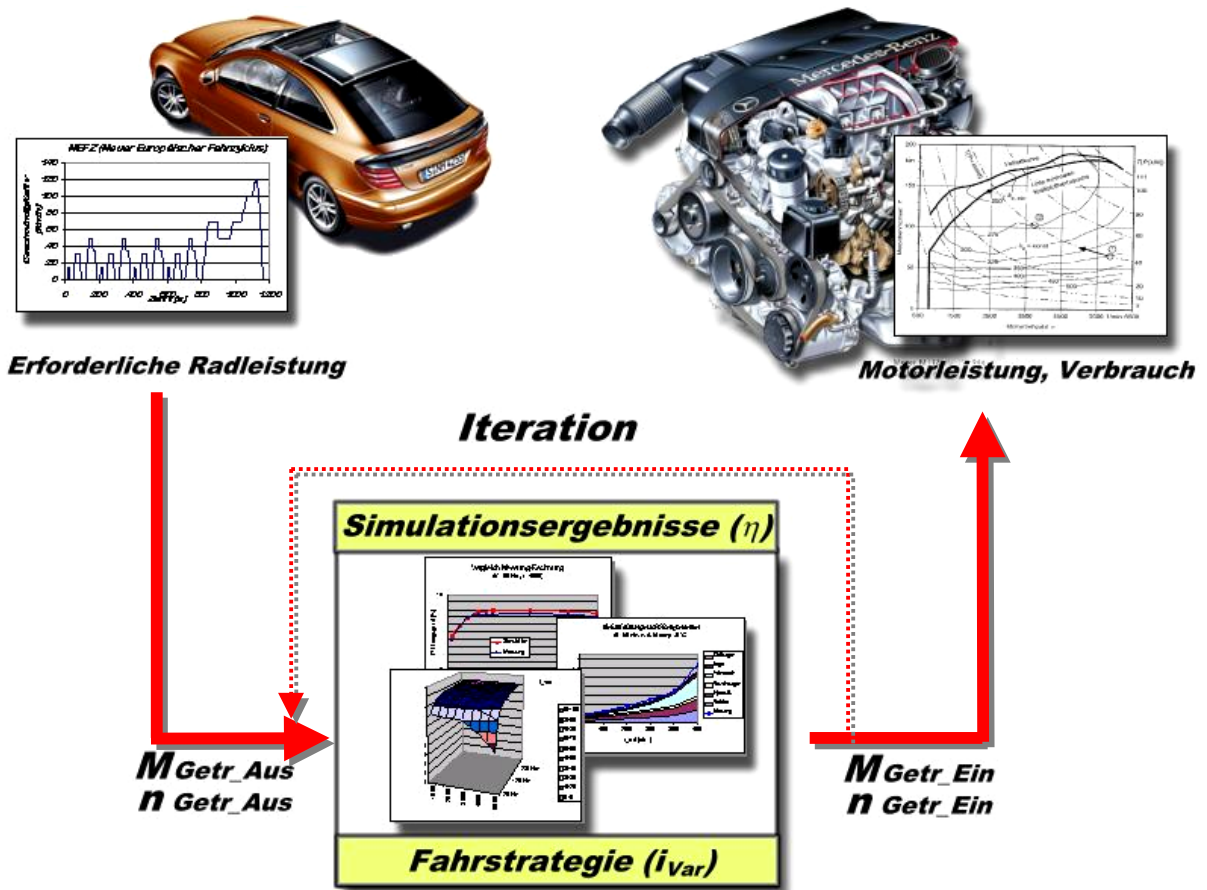


Abb.4.2.2.2.: Schnittstelle zur Verbrauchsrechnung



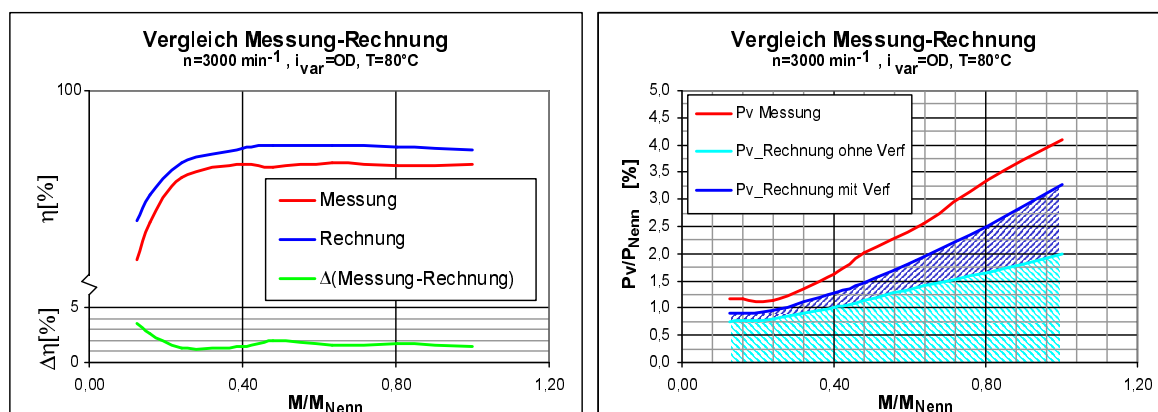
### 4.3. Validierung der Rechenansätze

Messungen am Variator als zentrale Baugruppe und am Gesamtgetriebe sollen zeigen, ob die Rechenansätze zu deren Beschreibung hinreichend genau sind.

#### 4.3.1. Variatormessungen

An der Universität Hannover sind Messungen an einem Keilscheibenvariator mit Schubgliederband als Umschlingungsorgan durchgeführt worden. Der untersuchte Variator entspricht mit seinen Scheiben- und Wellensteifigkeiten einem Variator, der in einem realen Fahrzeuggetriebe eingesetzt wird.

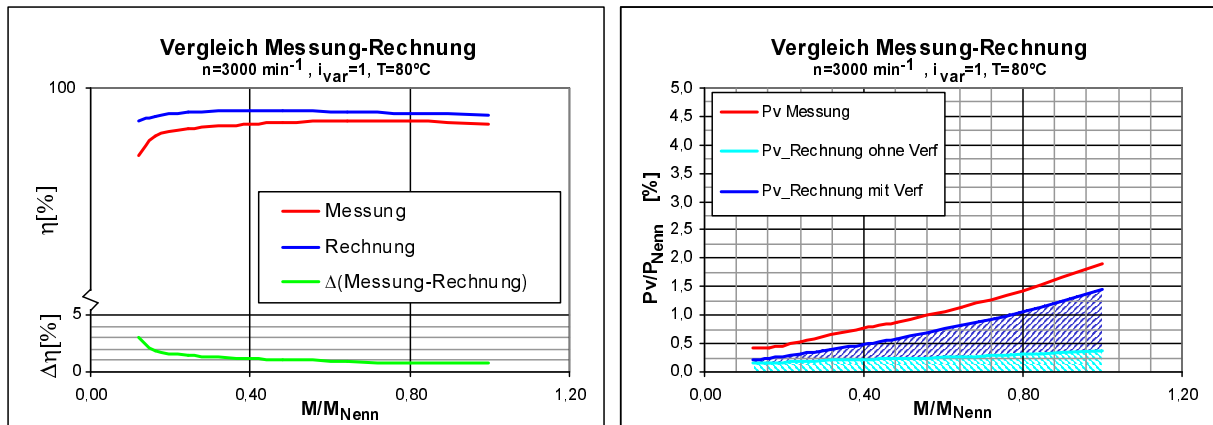
Für den Variatorprüfstand wird ein eigenes Simulationsmodell mit den entsprechenden Eingangsgrößen und Geometrieparametern erstellt. Abbildung 4.3.1.1. zeigt den Unterschied im Verlauf von gemessenem und berechnetem Wirkungsgrad für eine Variatorübersetzung  $i_{var}=OD$  und einer Getriebeeingangsdrehzahl  $n=3000 \text{ min}^{-1}$  über der Last. Im rechten Diagramm sind die Verlustleistungen bezogen auf die Nennleistungen dargestellt.



**Abb.4.3.1.1.:** Gegenüberstellung von Meß- und Rechenwerten (Variatorprüfstand IMKT Universität-Hannover, Übersetzung  $i_{var}=OD$ ,  $n=3000\text{min}^{-1}$ )

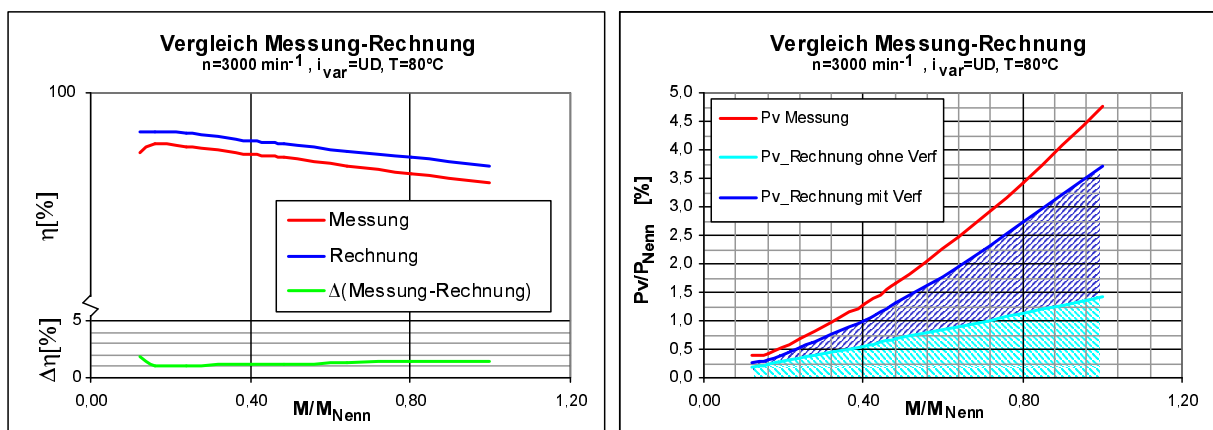
Die Kurven zeigen eine gute Übereinstimmung entlang des gesamten Lastbereichs. Läßt man bei der Wirkungsgradbetrachtung den Bereich kleiner durchgesetzter Leistungen, in denen Unterschiede von wenigen Watt zu großen Wirkungsgradschwankungen führen, außer Acht, so beträgt die maximale Abweichung von Messung zu Rechnung ca. 2%. Die Qualität des Simulationsprogramms sollte für kleine Eingangsleistungen stets durch einen Vergleich der gemessenen und berechneten Leistungen überprüft werden. Bei einer normierten Last von  $M/M_{Nenn} \approx 0,2$  beträgt der Unterschied  $P_v/P_{Nenn}$  von gemessener zu berechneter Verlustleistung etwa 0,25%. Die Verlustleistung des Variatorprüfstands wird einmal mit und einmal ohne Verformungsanteil nach *Dittrich* berechnet. In der Overdrive-Übersetzung sind die Verformungsverluste relativ gering, da die vergleichsweise kleinen Anpreßkräfte zu einer geringen Scheibenaufweitung führen.

Für eine Variatorübersetzung von  $i_{var}=1$  nimmt die Übereinstimmung von Simulation und Rechnung weiter zu, da die Drehzahlsumme im Vergleich zur Overdriveübersetzung deutlich abgenommen hat. Rechenfehler, die auf die nun langsamer rotierende Sekundärwelle bezogen sind, fallen deutlich weniger stark ins Gewicht. Abbildung 4.3.1.2. zeigt den Vergleich von Simulation und Messung für eine Übersetzung von  $i_{var}=1$  und eine Eingangsdrehzahl von  $n=3000 \text{ min}^{-1}$ . Die Bandverluste sind deutlich geringer als die durch die Verformung hervorgerufenen Verluste, da infolge der Gleichheit der Laufradien keine kinematisch bedingten Relativbewegungen der Bandlelemente auftreten.



**Abb.4.3.1.2.:** Gegenüberstellung von Meß- und Rechenwerten (Variatorprüfstand IMKT Universität-Hannover, Übersetzung  $i_{var}=1$ , Drehzahl  $n=3000 \text{ min}^{-1}$ )

In Abbildung 4.3.1.3. sind die Verhältnisse für die Anfahrübersetzung dargestellt. Wirkungsgrad und Verlustleistung zeigen für Messung und Rechnung qualitativ und quantitativ eine gute Übereinstimmung. Die Verluste infolge der Scheibenverformung sind hier wegen des hohen Anpreßkraftbedarfs besonders groß.



**Abb.4.3.1.3.:** Gegenüberstellung von Meß- und Rechenwerten (Variatorprüfstand IMKT Universität-Hannover, Übersetzung  $i_{var}=UD$ , Drehzahl  $n=3000 \text{ min}^{-1}$ )

Die Untersuchungen haben gezeigt, daß sich der gewählte Ansatz, die Verluste in Band- und Verformungsverluste aufzuteilen, sehr gut eignet, um den Variator zu beschreiben.

### 4.3.2. Wirkungsgradmessungen

Der Aufbau des Wirkungsgradprüfstands ist in Abbildung 4.3.2.1. dargestellt. Der Prüfling wird zwischen die elektromotorische Antriebsmaschine (drehzahl geregelt) und die Bremsmaschine (drehmoment geregelt) eingespannt. Die Meßglieder zur Erfassung von Drehmoment und Drehzahl befinden sich unmittelbar am Getriebeeingang bzw. -ausgang. Die Verlustleistung des Getriebes wird durch die Differenz zwischen Eingangs- und Ausgangsleistung bestimmt.

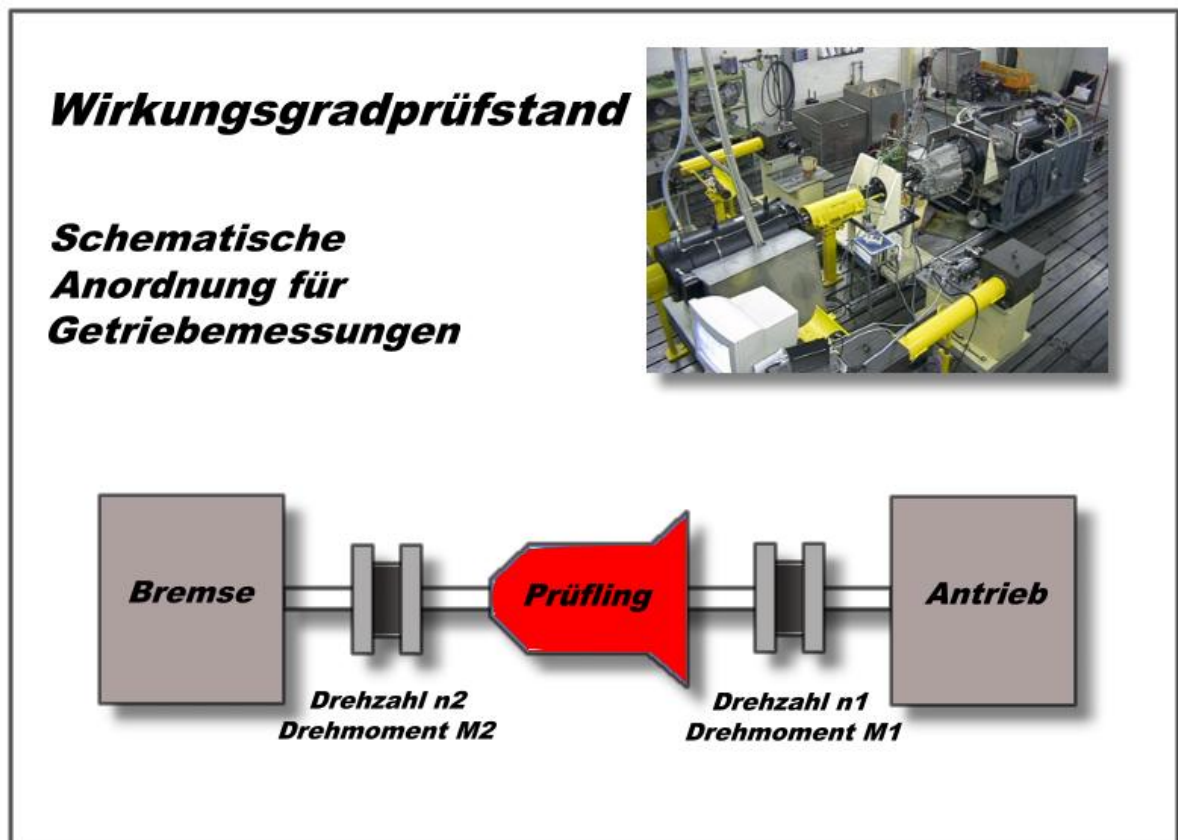
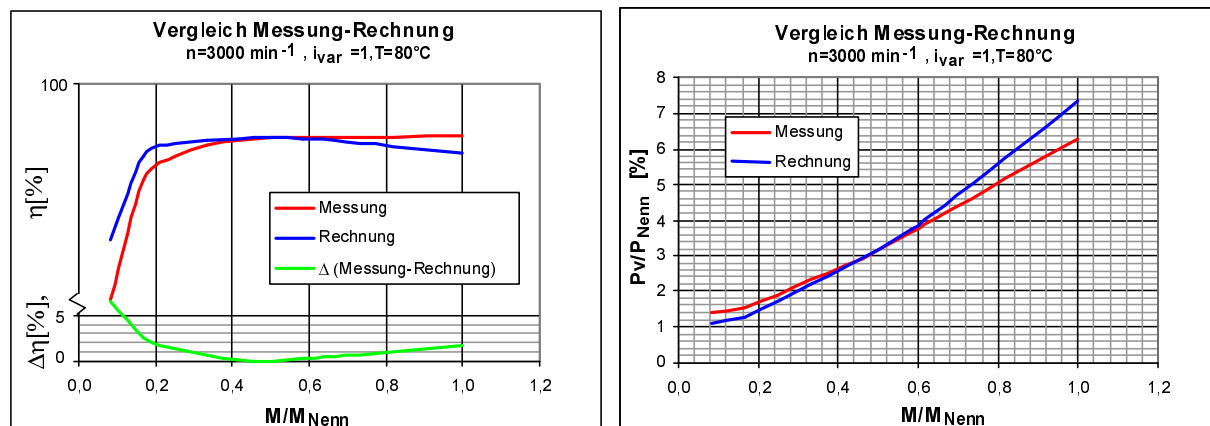


Abb.4.3.2.1.: Aufbau des Wirkungsgradprüfstands

Alle Meßpunkte werden bei einer Getriebeöltemperatur von 80°C am Getriebeausgang bzw. Kühlereingang aufgenommen. Der hydrodynamische Drehmomentwandler wird für alle Meßreihen überbrückt betrieben. Vor jeder Messung werden die Druck- und Drehmomentsignale neu kalibriert, um Meßfehler durch eine Sensordrift so gering wie möglich zu halten (vgl. Kap. 4.3.4).

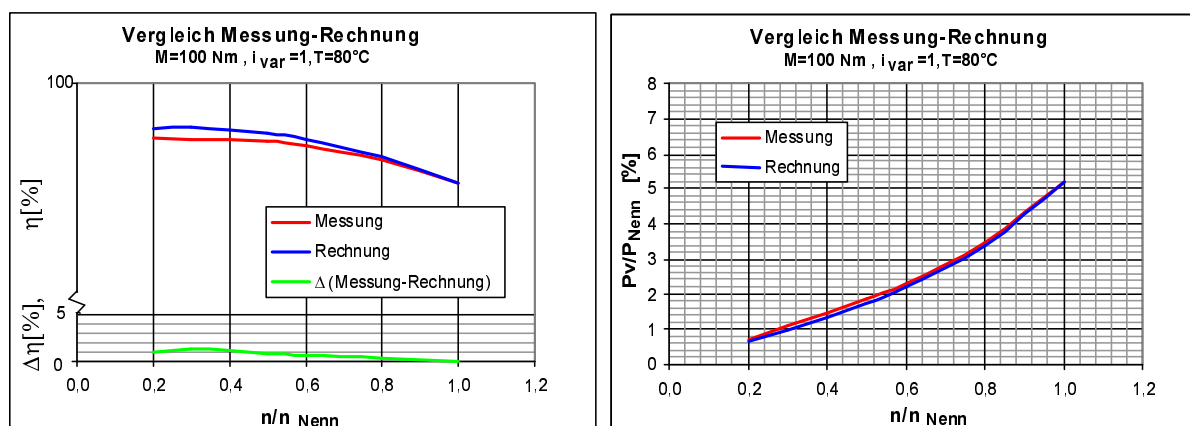
Nachfolgend sind einige Vergleiche zwischen den Meß- und Rechenergebnissen des Gesamtgetriebes dargestellt. Abbildung 4.3.2.2 zeigt den Wirkungsgradverlauf und die auf die Nennleistung normierte Verlustleistung in Abhängigkeit von der Last.



**Abb.4.3.2.2.:** Gegenüberstellung von Meß- und Rechenwerten (Wirkungsgradprüfstand, Variatorübersetzung  $i_{\text{var}}=1$ , Drehzahl  $n=3000 \text{ min}^{-1}$ )

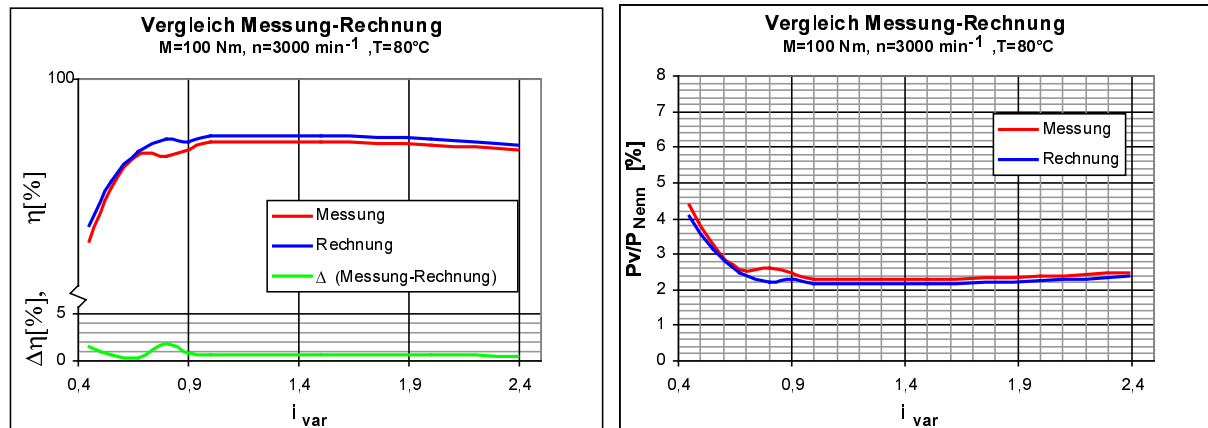
Es zeigt sich, daß das Rechenmodell bei großen Lasten geringfügig höhere Verluste für das Prototypgetriebe ergibt als die Wirkungsgradmessungen (1,7%). Im Bereich kleiner durchgesetzter Leistungen sind die Vergleiche der Verlustleistungen aussagekräftiger. Sie unterscheiden sich hier lediglich um ca. 0,2%  $P_V/P_{\text{Nenn}}$ .

In Abbildung 4.3.2.3. sind der Wirkungsgrad und die relativen Verluste drehzahlabhängig dargestellt. Die Diagramme weisen eine gute qualitative und quantitative Übereinstimmung auf. Die Unterschiede von berechnetem und gemessenem Wirkungsgrad liegen unter 1,2%. Die Verläufe der bezogenen Verlustleistung sind selbst bei hohen Drehzahlverhältnissen nahezu deckungsgleich. Die Abweichungen liegen bei unter einem Prozent.



**Abb.4.3.2.3.:** Gegenüberstellung von Meß- und Rechenwerten (Wirkungsgradprüfstand, Variatorübersetzung  $i_{\text{var}}=1$ , Drehmoment  $M=100 \text{ Nm}$ )

Die Rechenergebnisse stimmen auch bei der übersetzungsabhängigen Darstellung gut überein (Abb.4.3.2.4.). Die Unstetigkeitsstelle im Bereich um  $i_{var}=0,8$  hat ihre Ursache in der Umschaltung des Momentensensors auf die zweite Kolbenkammer und die sprunghafte Änderung der Anpreßkraft. Der Umschaltzeitpunkt in Form einer Bohrung auf der Welle des Primärscheibensatzes, die bei einer Übersetzungsänderung freigegeben bzw. verschlossen wird, befand sich bei dem Meßgetriebe geringfügig außerhalb der Toleranzangabe, so daß dieser Bereich noch mit einer größeren als der theoretisch erwarteten Überanpressung gemäß dem LuK Anpreßsystem betrieben wurde. Dies spiegelt sich in dem im Vergleich zur Rechnung niedrigeren Wirkungsgrad wieder. Insgesamt wird die Abweichung aber nie größer als 2%.



**Abb.4.3.2.4.:** Gegenüberstellung von Meß- und Rechenwerten (Wirkungsgradprüfstand, Drehmoment  $M=100\text{Nm}$ , Drehzahl  $n=3000\text{min}^{-1}$ )

Die Vergleiche zeigen, daß das Prototypgetriebe mit dem Simulationsprogramm in weiten Bereichen qualitativ und quantitativ hinreichend genau beschrieben werden kann. Ausgehend von der nun vorliegenden Simulationsbasis lassen sich Optimierungsmaßnahmen und deren Einflüsse auf Wirkungsgrad und Verbrauch gesichert abschätzen und berechnen.

### 4.3.3. Schleppmomentmessungen

Die Ermittlung des Schleppmoments erfolgt ebenfalls auf dem Wirkungsgradprüfstand. Die Bremsmaschine sowie die abtriebsseitig angeordneten Meßglieder werden entfernt und das Schleppmoment über die Meßwelle am Getriebeeingang ermittelt. Die Temperatur beträgt bei allen Meßreihen 80°C, der hydrodynamische Drehmomentwandler wird überbrückt betrieben.

In Abbildung 4.3.3.1. ist der Verlauf des Schleppmoments für die Overdrive-Übersetzung über der Getriebeeingangsdrehzahl dargestellt. Die Drehzahlsumme über alle Wellen im Getriebe ist sehr hoch, so daß sich geringe Ungenauigkeiten bei der Beschreibung der Baugruppen relativ stark auswirken. Insbesondere der Wendesatz auf der schnelldrehenden Sekundärwelle ist analytisch sehr schwer zu erfassen. Er geht in die Simulationsrechnung in Form eines Meßkennfeldes ein. Das Kennfeld wurde auf einem anderen Prüfstand erstellt und ist daher mit einer zusätzlichen Unsicherheit behaftet. Die Verluste des Wendesatzes hängen zudem von zahlreichen Randbedingungen ab, wie z.B. Lamellenspiel und -geometrie, Nutung des Reibbelags, Menge des Kühllöls und Anzahl der Lamellen. Eine geringfügige Änderung bzw. Abweichung eines dieser Parameter führt auf zum Teil erhebliche Unterschiede im Schleppmomentverlauf. Ferner bleiben eventuelle Plantschverluste, die durch Kapselung aller rotierender Bauteile theoretisch nicht auftreten sollten, in der Rechnung unberücksichtigt. Dennoch entspricht der qualitative Verlauf durchaus dem Meßergebnis.

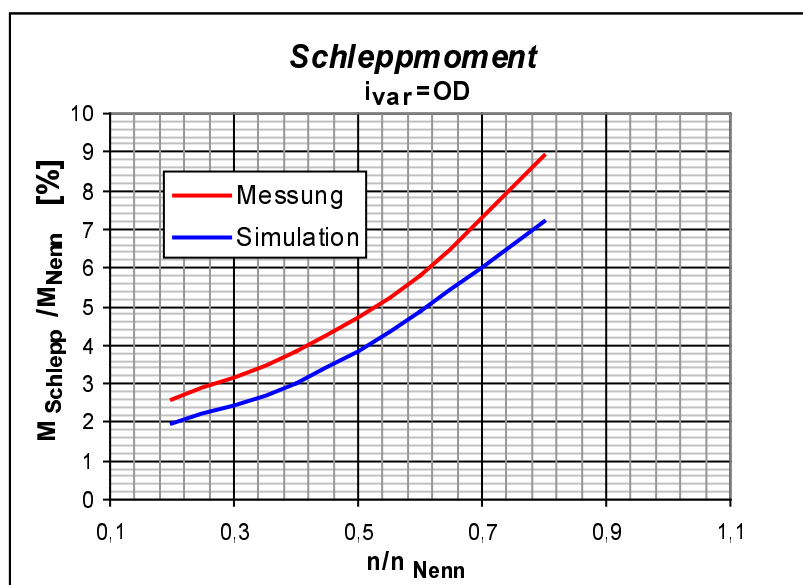


Abb.4.3.3.1.: Vergleich Messung-Rechnung des Schleppmoments ( $i_{var}=OD$ )

Mit abnehmender Drehzahlsumme nähert sich die Simulation der Messung weiter an. Der Einfluß aller auf der schnelldrehenden Sekundärwelle angeordneten Baugruppen nimmt ab.

In Abbildung 4.3.3.2. sind die Verläufe des Schleppmoments für eine Variatorübersetzung von  $i_{var}=1$  aufgezeichnet.

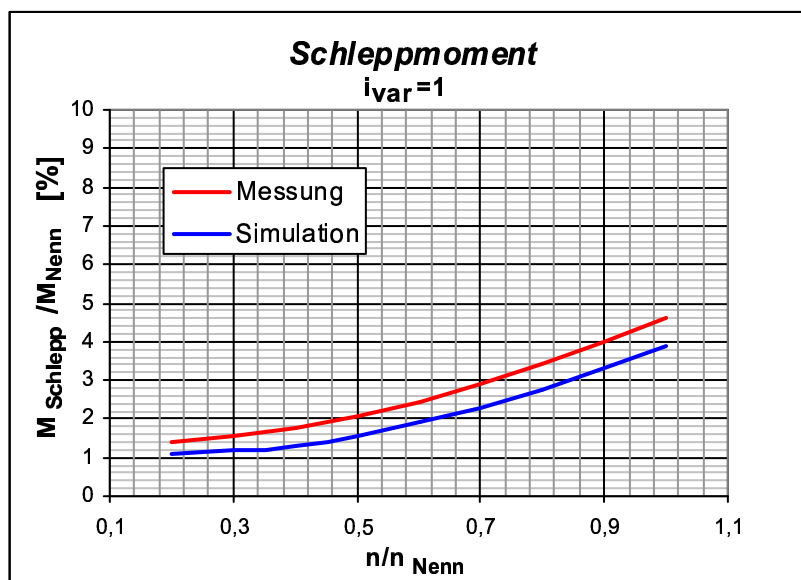


Abb.4.3.3.2.: Vergleich Messung-Rechnung des Schleppmoments ( $i_{var}=1$ )

Für die Anfahrübersetzung nimmt die Übereinstimmung noch weiter zu. In Abbildung 4.3.3.3. sind die Verläufe von gemessenem und berechnetem Schleppmomentverlauf für die Anfahrübersetzung dargestellt.

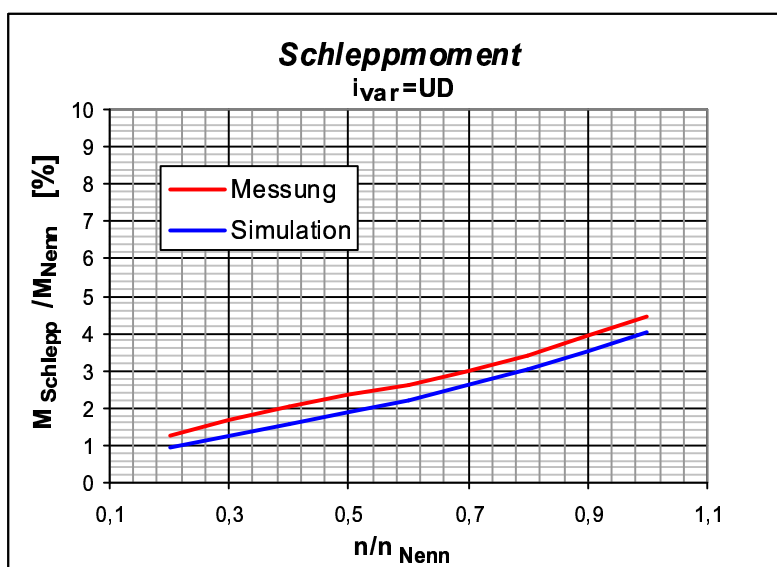


Abb.4.3.3.3.: Vergleich Messung-Rechnung des Schleppmoments ( $i_{var}=UD$ )

Die Vergleiche zwischen Messung und Rechnung zeigen, daß die drehzahlabhängigen Verluste qualitativ sehr gut erfaßt werden. Gute quantitative Übereinstimmungen werden bei Betriebspunkten mit niedrigen Drehzahlsummen erzielt. Ist die Drehzahlsumme im Getriebe jedoch sehr hoch (Overdrive), wächst auch die Differenz zwischen Messung und Rechnung. Wesentliche Gründe hierfür sind die schwierige, analytische Erfassung des Wendesatzes und eventuelle Plantschverluste, die in der Rechnung aufgrund der Kapselung der rotierenden Bauteile unberücksichtigt bleiben.

#### 4.3.4. Fehlerbetrachtung

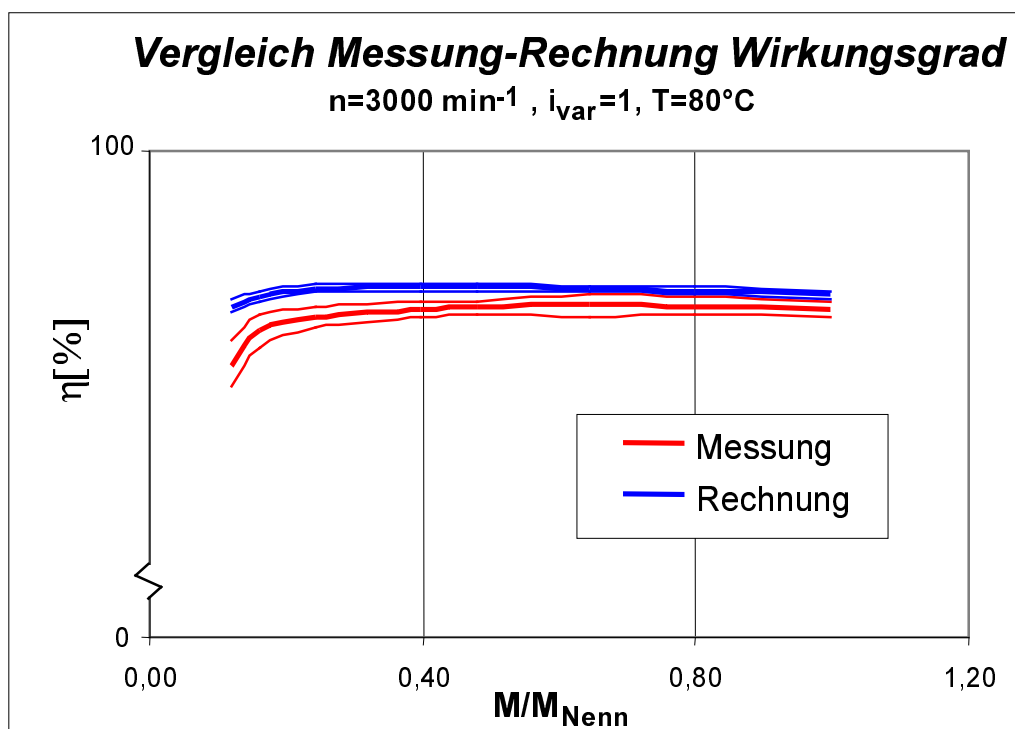
Jeder Wert einer Meßreihe ist mit Fehlern in der Meßkette behaftet. Die Grundempfindlichkeit des Sensors, die temperaturabhängige Sensordrift, Nichtlinearitäten und Hysterese-Effekte der Meßglieder schränken die Reproduzierbarkeit der Meßergebnisse ein. Die Messungen erlauben nur, einen Bereich anzugeben, in welchem sich der Wirkungsgrad und die Verlustleistung bewegen müssen. In den nachfolgenden Diagrammen sind die minimalen und maximalen Abweichungen infolge der Meßunsicherheiten zusätzlich zur Meßkurve eingezeichnet.

Ähnlich kann man nun für das Berechnungsmodell vorgehen. Es wird geprüft, wie sensitiv das Berechnungsmodell reagiert, wenn die wesentlichen Berechnungsgrößen um  $\pm 5\%$  von ihrem Nominalwert abweichen. Zu den unsicheren Größen gehören unter anderem:

- **Variator:** (Reibwerte, Verformungen in axialer Richtung, Kippspiel, Lagerbasis und Dissipationsfaktor)
- **Hydraulik:** (Systemdruck und Anpreßkraft)
- **Wendesatz:** (Schleppmoment)
- **Lager:** (Schmierungs- und Belastungsbeiwerte)
- **Dichtungen:** (Reibwerte)
- **Viskosität** (indirekt durch Temperaturänderung,  $T=T \pm 5\%$ )

Die Geometriegrößen bleiben unverändert.

In Abbildung 4.3.4.1. sind die Streubereiche von Messung und Rechnung für den Variatorprüfstand eingezeichnet. (Die Baugruppen Wendesatz und Hydraulik sind bei dem Prüfgetriebe nicht vorhanden bzw. gehen in die Wirkungsgradermittlung nicht ein, die Anpreßkraft wird mit  $\pm 5\%$  variiert)

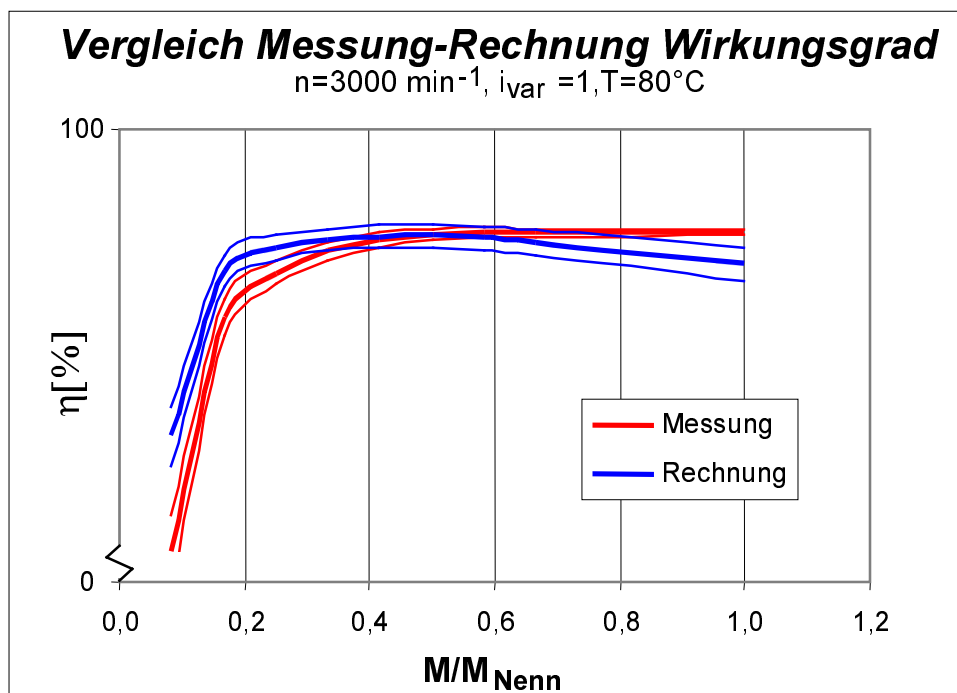


**Abb.4.3.4.1.:** Fehlerbetrachtung der Variatormessung und -rechnung ( $n=3000\text{min}^{-1}$ ,  $i_{\text{var}}=1$ )



In hohen Lastbereichen berühren sich die Streubereiche von Messung und Rechnung. Eine weitere Modifikation des Getriebemodells ist in diesem Bereich nicht erforderlich. Bei niedrigen Lasten haben sich die Streubereiche bis auf 1% angenähert.

In Abbildung 4.3.4.2. sind die Streubereiche für das Prototypgetriebe dargestellt. Auch hier zeigt sich eine gute Übereinstimmung.



**Abb.4.3.4.2.:** Fehlerbetrachtung der Getriebemessung und -rechnung ( $n=3000\text{min}^{-1}$ ,  $i_{var}=1$ )

In hohen Lastbereichen liegt der Unterschied zwischen den beiden Streubereichen unter 0,6%. Selbst im Bereich sehr kleiner Lasten sind die Unterschiede im Wirkungsgrad unter Berücksichtigung der Meß- und Rechenfehler nicht größer als 2,5%.

In Abbildung 4.3.4.3. sind die gemessenen und gerechneten Schleppmomentkurven für eine Variatorübersetzung von  $i_{var}=1$  über der Drehzahl zusammen mit den minimalen und maximalen Abweichungen aufgetragen. Es wird deutlich, daß die rechnerische Erfassung der Schleppmomente für kleine Drehzahlen ausreichend, für den Bereich hoher Drehzahlen jedoch noch ungenau ist.

Wie bereits erwähnt, ist die Ursache hierfür der Wendesatz, der als die größte, drehzahlabhängige Verlustquelle in Form eines Kennfeldes eingeht. Dieses Kennfeld ist mit Ungenauigkeiten behaftet, weil die Messungen auf einem anderen Prüfstand stattfanden und die Reproduzierbarkeit trotz unveränderter Randbedingungen nicht zufriedenstellend war.

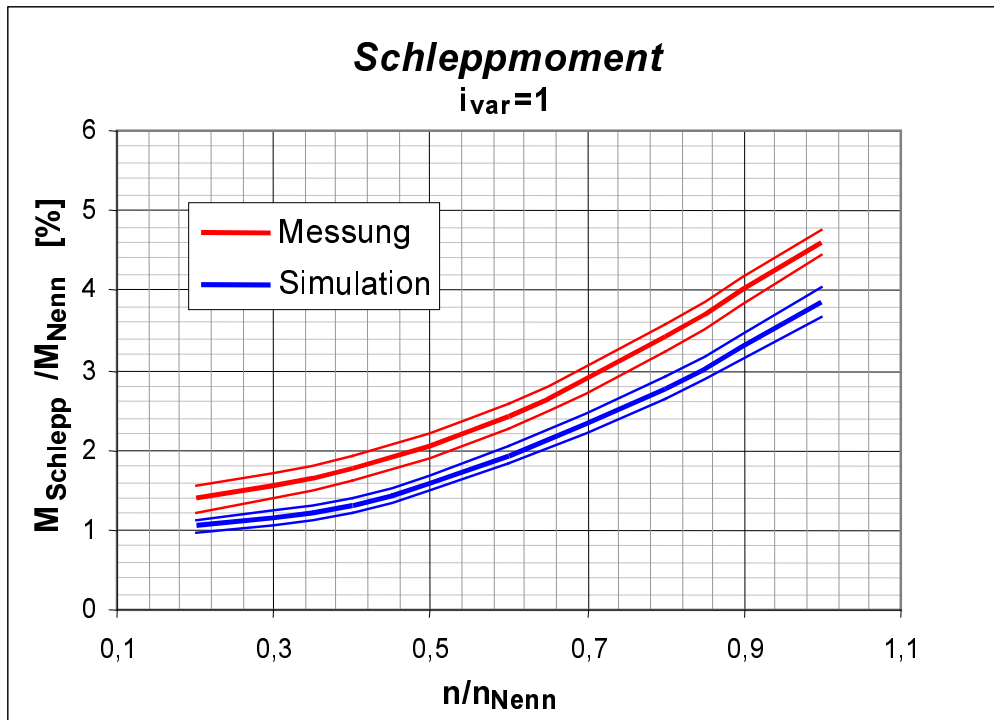
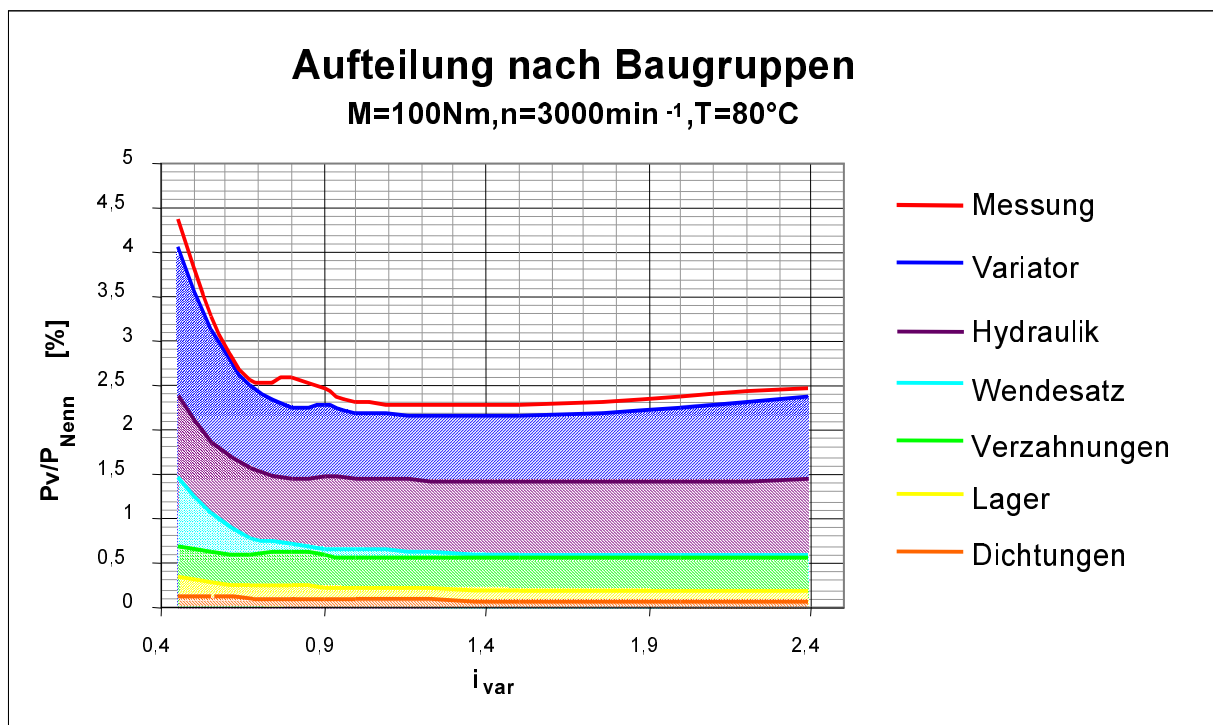


Abb.4.3.4.3.: Fehlerbetrachtung Schleppleistungsmessung ( $i_{var}=1$ )

## 5. Analyse und Optimierung der Baugruppen

### 5.1. Verlustanteile der Baugruppen

Mit Hilfe des Simulationsprogramms können die Anteile an der Gesamtverlustleistung des Prototypgetriebes baugruppenspezifisch aufgeschlüsselt werden. In Abbildung 5.1.1 sind diese Verlustanteile in Variator-, Hydraulik-, Wendesatz-, Verzahnungs-, Lager- und Dichtungsverluste gegliedert und der gemessenen Verlustleistung in Abhängigkeit von der Variatorübersetzung gegenübergestellt.



**Abb.5.1.1.:** Aufteilung der Getriebeverluste nach Baugruppen für ein Moment von M=100Nm und eine Eingangsdrehzahl von n=3000min<sup>-1</sup> in Abhängigkeit der Übersetzung

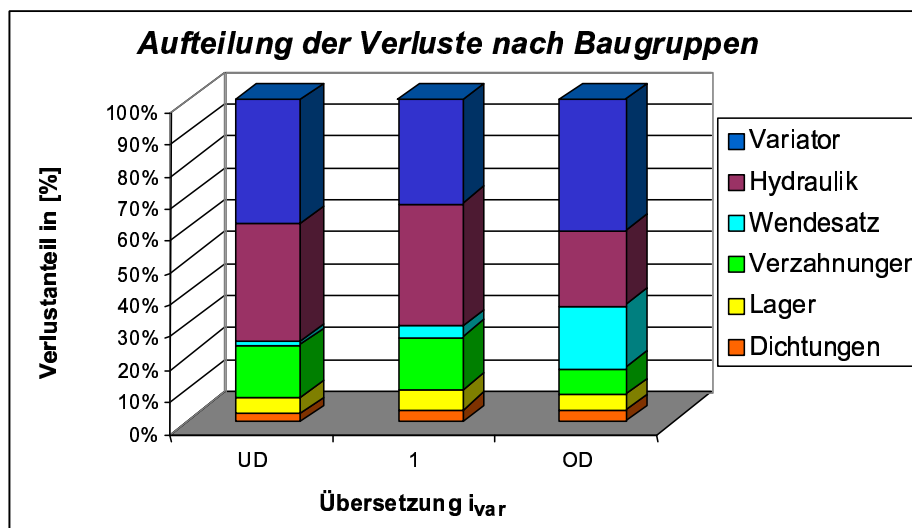
Die beiden wesentlichen Verlustanteile sind die Variatorverluste und die Verluste in der Hydraulik, von denen ein jedoch ein großer Teil zur kraftschlüssigen Momentenübertragung notwendig ist. Diese beiden Komponenten machen gemeinsam fast 60% der Gesamtverluste aus. Die prozentualen Anteile der Baugruppen sind in Abbildung 5.1.2. dargestellt.

Die Variatorverluste erreichen bei einer Übersetzung von  $i_{var}=1$  ihre kleinsten Werte, da sich aufgrund der gleichen Laufradien auf An- und Abtriebsscheibensatz keine kinematisch bedingten Schlupfverluste zwischen den Banelementen einstellen. In Richtung der Übersetzungsgrenzen steigen die Verluste des Variators aufgrund der zunehmenden Scheibenverformung und der Bandverluste an.

Die hydraulischen Verluste sind insbesondere im Bereich der Anfahrübersetzung hoch, da sich das Umschlingungsmittel primärseitig auf einem kleinen Laufradius befindet und der Anpreßkraftbedarf sehr hoch ist. Mit wachsendem Laufradius durch eine Verstellung in Richtung Overdrive sinkt auch der Bedarf an hydraulischer Leistung.

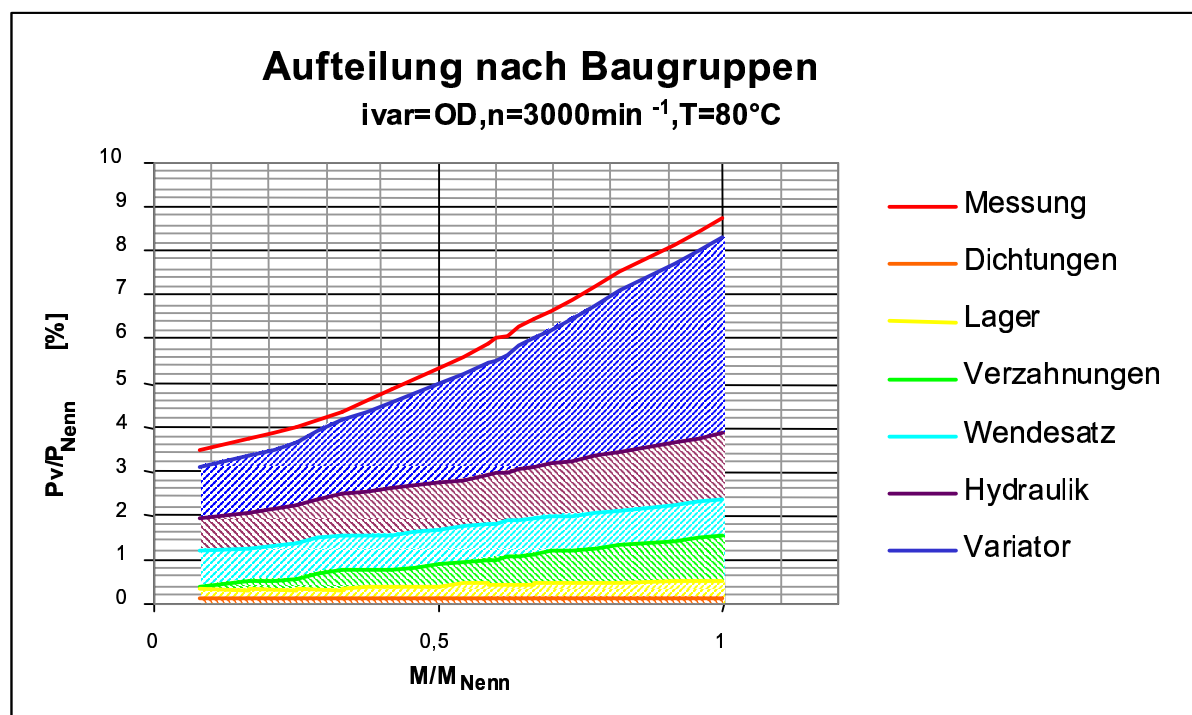
Der sekundärseitig angeordnete Wendesatz trägt erst bei hohen Drehzahlen, wie sie im Overdrive erreicht werden, wesentlich zur Gesamtverlustleistung bei. Im Versuchsgetriebe war er im Overdrive zu fast 20% an den Verlusten beteiligt. Ursache hierfür ist ein beginnendes Lamellentaumeln, welches ab einer bestimmten Grenzdrehzahl zu sprunghaft ansteigenden Reibungsverlusten führt.

Der Anteil der Verzahnungsverluste ist bei langsam laufenden Zahnrädern hoch. Er beträgt im Bereich der Anfahrübersetzung ca. 17% und nimmt in Richtung Overdrive auf etwa 7% ab.



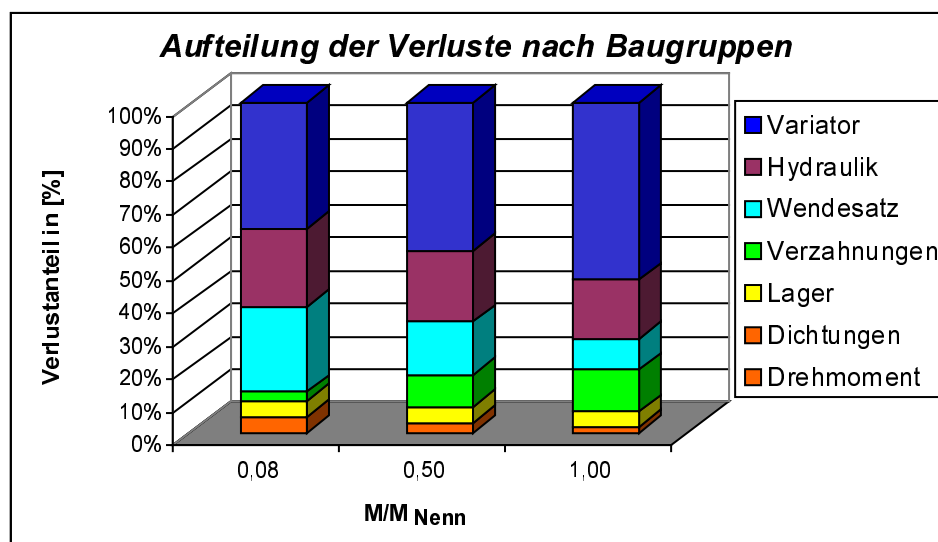
**Abb.5.1.2.:** Prozentuale Aufteilung der Getriebeverluste in Abhängigkeit der Variatorübersetzung ( $M=100\text{Nm}$ ,  $n=3000\text{min}^{-1}$ ,  $T=80^\circ\text{C}$ )

In Abbildung 5.1.3. sind die Verluste nach Baugruppen aufgeschlüsselt über der Last für die Overdriveübersetzung und einer Drehzahl von  $n=3000\text{min}^{-1}$  aufgetragen.



**Abb.5.1.3.:** Aufteilung der Getriebeverluste nach Baugruppen für eine Variatorübersetzung von  $i_{var}=\text{OD}$  und eine Eingangsrehzahl von  $n=3000\text{min}^{-1}$  in Abhängigkeit der Last

Wendesatz und Dichtungen haben wegen ihrer Lastunabhängigkeit in Abbildung 5.1.3. einen konstanten Wert. Die Verluste der Lagerstellen nehmen über der Last gering, die Verzahnungsverluste stärker zu. Bei dieser Darstellung wird ebenfalls deutlich, daß die hydraulischen Verluste und die Verluste im Variator wesentlich sind. In Abbildung 5.1.4. ist zu erkennen, wie sich die Verluste prozentual zusammensetzen.

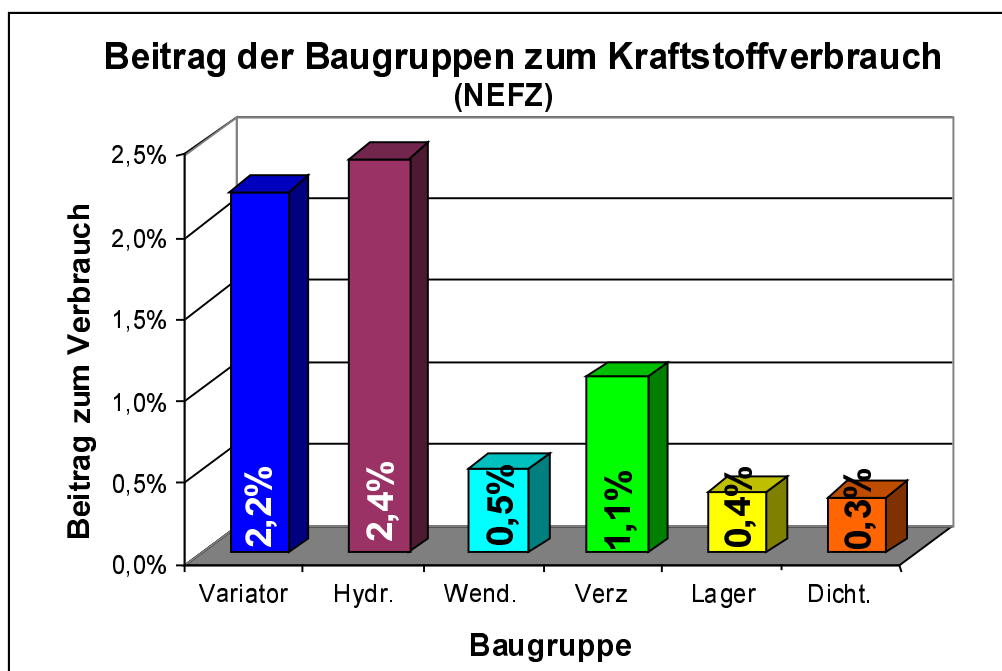


**Abb.5.1.4.:** Prozentuale Aufteilung der Getriebeverluste in Abhängigkeit der Last ( $i_{var}=OD$ ,  $n=3000\text{min}^{-1}$ ,  $T=80^{\circ}\text{C}$ )

Die Variatorverluste dominieren gegenüber allen anderen Baugruppen. Der Anteil an den Gesamtverlusten steigt mit zunehmender Last auf bis zu 55%. Auffällig ist der hohe Verlustanteil des Wendesatzes bei niedrigen Lasten, der bis zu 25% beträgt. Der durch die Verzahnungen verursachte Verlustanteil beträgt bei Vollast ca. 11%.

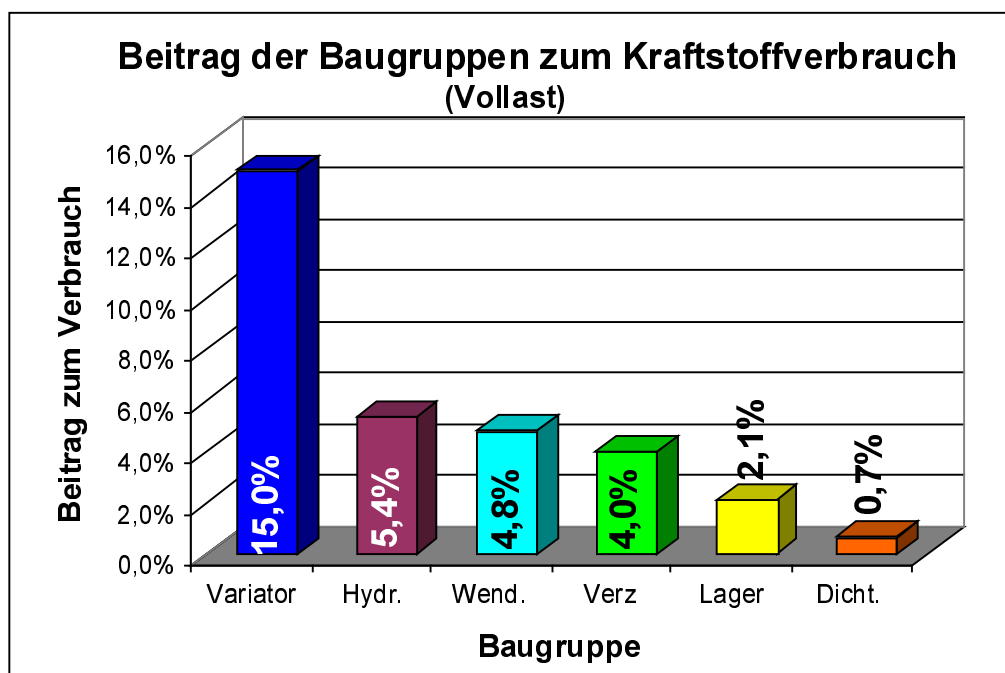
In der nachfolgenden Abbildung (Abb.5.1.5.) sind die Beiträge der einzelnen Baugruppen zum Kraftstoffverbrauch im NEFZ dargestellt. Die Werte geben an, in welchem Maß die Baugruppen den Verbrauch beeinflussen. Sie werden ermittelt, indem die Verlustleistung der jeweiligen Baugruppe zu Null gesetzt und der Verbrauchswert mit einer vorher berechneten Basis verglichen wird. Das Eliminieren der ausgewählten Baugruppe führt dazu, daß sich nicht nur die Getriebeverluste als solche verringern, sondern auch der Motorbetriebspunkt wegen des veränderten Getriebewirkungsgrades verschiebt. Der Kraftstoffverbrauch, der von dem Produkt aus Motor- und Triebstrangwirkungsgrad abhängt, wird hierdurch zusätzlich beeinflusst. Auf diese Weise lassen sich die Baugruppen bezüglich ihrer Potentiale zur Wirkungsgrad- und Verbrauchsoptimierung klassifizieren.

Die hydraulischen Verluste beeinflussen den Kraftstoffverbrauch im NEFZ am stärksten. Sie sind inklusive der Betriebspunktverschiebung des Motors für etwa 2,4% des gesamten Zyklenverbrauchs verantwortlich. Das Optimierungspotential ist jedoch begrenzt, da die Hydraulik die zur Kraftübertragung minimal notwendige Hilfsenergie bereitstellen muß. Die Verlustleistung des Variators ist zu 2,2% am Verbrauch beteiligt, während die Verluste der Verzahnungen, der Lager und Dichtungen sowie des Wendesatzes einen vergleichsweise geringen Einfluß haben.



**Abb.5.1.5.:** Beitrag der Baugruppen zum Verbrauch im NEFZ

Bei Vollastfahrt (Höchstgeschwindigkeit) ändert sich die Aufteilung der Baugruppen. Ihre Beiträge zum Verbrauch sind in Abbildung 5.1.6. gezeigt. Die Verluste im Variator verursachen inklusive der Motorbetriebspunktverschiebung nahezu 15% des Verbrauchs und sind gegenüber den anderen Baugruppen dominierend. Geringfügige Optimierungsmaßnahmen an den Variatorverlusten würden sich im Fall des Vollastbetriebs erheblich auswirken. Der hohe Anteil des Wendesatzes entsteht durch das Taumeln der Lamellenbremse. Bei einer Vollastfahrt beeinflussen die Hydraulik 5,4% und die Verzahnungen etwa 4% des Verbrauchs. Lager und Dichtungen bergen kein nennenswertes Verbesserungspotential.



**Abb.5.1.6.:** Beitrag der Baugruppen zum Verbrauch bei Vollast

Aus der Analyse der Baugruppen bezüglich ihrer Einflüsse auf Wirkungsgrad und Verbrauch läßt sich folgende Klassifizierung vornehmen:

<b>Baugruppe</b>	<b>NEFZ</b>	<b>Vollast</b>
Variator	<b>A</b>	<b>A</b>
Hydraulik	<b>A</b>	<b>A</b>
Wendesatz	<b>C</b>	<b>A</b>
Verzahnung	<b>B</b>	<b>B</b>
Lager	<b>C</b>	<b>C</b>
Dichtungen	<b>C</b>	<b>C</b>

**A:** großes Potential, Optimierungsmaßnahmen unbedingt durchführen  
**B:** mittleres Potential, Verbesserungen durchaus sinnvoll, aber nur mittlerer Einfluß  
**C:** geringes Potential, Verbesserungsmaßnahmen wirken sich kaum aus

**Tab.5.1.1.:** Klassifizierung der Baugruppen nach großem (A), mittlerem (B) und geringem (C) Optimierungspotential

Hauptaugenmerk sollte bei der Optimierung des Stufenlosgetriebes auf die Baugruppen Variator und die Hydraulik gelegt werden. Der Wendesatz birgt wegen der geringen Zyklengeschwindigkeiten im NEFZ nur ein geringes, bei hohen Geschwindigkeiten (Vollast) ein sehr großes Optimierungspotential.

Die Verzahnungen sind konzeptbedingt unverzichtbar und können bei den Verbesserungsmaßnahmen außer Acht gelassen werden.

Dichtungen und Lager weisen keine nennenswerten Einsparpotentiale auf.

Die Klassifizierung der Baugruppen ermöglicht eine gezielte Ausrichtung von Entwicklungskapazitäten auf die Weiterentwicklung der einflußreichsten Baugruppen.

## 5.2. Optimierungsansätze

Basierend auf die in Kapitel 5.1. vorgenommene Klassifizierung werden nachfolgend gezielte Optimierungsmaßnahmen an den Baugruppen durchgeführt. Ihre Einflüsse auf den Verbrauch im Fahrzyklus NEFZ sowie bei Vollastfahrt (Höchstgeschwindigkeit) können nun mit Hilfe des Simulationsmodells berechnet werden. Basis zu den prozentualen Veränderungen ist jeweils das Gesamtfahrzeug (Mittelklassefahrzeug) mit dem Prototypgetriebe.

### ▪ **Variator und Umschlingungsmittel:**

Die Steifigkeit der Kegelscheiben hat einen maßgeblichen Einfluß auf die Verlustleistung im Variator. Ein **ideal steifer Variator**, der keine Verformungen in axialer Richtung aufweist, würde im Fahrzyklus zu 0,64% und bei Vollast sogar zu 8,73% weniger Kraftstoffverbrauch als beim Vergleichsgetriebe führen. Das Kippspiel bleibt unverändert.

**Ideal steifer Variator:**

$\Delta$ NEFZ	= 0,64%
$\Delta$ Vollast	= 8,73%

Die Verformung hängt im elastischen Bereich linear vom Elastizitätsmodul des Scheibenwerkstoffs ab. Es lassen sich daher auch Verformungen und deren Einflüsse für andere Scheibenwerkstoffe berechnen. Setzt man beispielsweise anstelle von Stahl keramische Werkstoffe ein, deren Elastizitätsmodul  $E$  etwa doppelt so groß wie der von Stahl ist, kann man unter Voraussetzung eines proportionalen Verhaltens die Verformungen berechnen:

$$\left(d_{y\_Verf\_Weg / Fest\_prim / sek}\right)_{Keramik} = \left(d_{y\_Verf\_Weg / Fest\_prim / sek}\right)_{Stahl} \cdot \frac{E_{Stahl}}{E_{Keramik}} \quad (\text{Gl.5.2.1})$$

**Variatorscheiben aus Keramik** würde den Verbrauch bezogen auf das Fahrzeug mit Basisgetriebe um 0,29% im Zyklus und um 4,08% bei einer Vollastfahrt reduzieren:

**Variatorscheiben aus Keramik:**

$\Delta$ NEFZ	= 0,29%
$\Delta$ Vollast	= 4,08%

Desweiteren kann das **Kippspiel** der Wegscheibe beeinflusst werden. Verringert man das Spiel zwischen Wegscheibe und Welle auf einen minimalen Wert von beispielsweise  $\Delta d_{prim,sek}=0,01\text{ mm}$ , hätte dies eine Verringerung des Verbrauchs gegenüber dem Fahrzeug mit Prototypgetriebe im Zyklus von 0,18% zur Folge. Für die Fahrt bei Höchstgeschwindigkeit bedeutet diese Maßnahme eine Reduktion von 1,17%

**Reduzierung Kippspiel:**

$\Delta$ NEFZ	= 0,18%
$\Delta$ Vollast	= 1,17%

Der Reibwert  $\mu_2$  zwischen Variator und Schubgliedern ist für eine kraftschlüssige Momentenübertragung notwendig. Er bleibt bei einer Optimierung der **Reibwerte** im Vergleich zur Basis unverändert bei  $\mu_2=0,09$ . Einen unerwünschten Einfluß auf den



Wirkungsgrad haben jedoch hohe Reibwerte zwischen den Führungsbändern ( $\mu_3$ ) und zwischen Schubgliedern und innerem Stahlband ( $\mu_1$ ). Gelingt es, diese beiden Reibwerte auf beispielsweise  $\mu_1, \mu_3 = 0,07$  zu senken, hätte dies im NEFZ eine Verringerung des Verbrauchs bezogen auf das Fahrzeug mit Ausgangsgetriebe um 0,30% zur Folge, bei Vollastfahrt sogar um 3,33%

<b>Reduzierung Reibwerte:</b>	$\Delta$ NEFZ	= 0,30%
	$\Delta$ Vollast	= 3,33%

- **Hydraulik:**

Bei der Hydraulik hat sich in der Analyse des Prototypgetriebes ebenfalls ein großes Optimierungspotential ergeben. Läßt man die Anpreßstrategie und die starre Koppelung der Pumpe an die Motordrehzahl unverändert, so hätte eine ideale, **verlustfreie Pumpe** im NEFZ bezogen auf das Fahrzeug mit Basisgetriebe eine Verbrauchsverbesserung von 0,41%, bei Vollast von 0,68% zur Folge

<b>Verlustfreie Pumpe:</b>	$\Delta$ NEFZ	= 0,41%
	$\Delta$ Vollast	= 0,68%

Eine **volumenstromgeregelte Pumpe** würde nur den Ölstrom fördern, den das Prototypgetriebe benötigt. Eine Begrenzung des Volumenstroms auf die notwendige Menge  $Q_{max}$  verringert die Aufnahmeleistung der Pumpe und führt insbesondere bei einer Fahrt nahe Höchstgeschwindigkeit zu deutlichen Einsparungen von 4,04%. Im Zyklus werden immerhin noch 0,33% im Vergleich zum Gesamtfahrzeug mit Basisgetriebe eingespart.

<b>Volumenstromgeregelte Pumpe:</b>	$\Delta$ NEFZ	= 0,33%
	$\Delta$ Vollast	= 4,04%

Die Stützung  $\zeta$  des Variators wird im wesentlichen durch die Kräfte in den Verstellkolben von Primär- und Sekundärscheibensatz gewährleistet. Die Verstellkolben des LuK Doppelkolbensystems bringen die notwendigen Differenzkräfte zwischen den Anpreßkolben und denjenigen Kräften auf, die notwendig sind, um die Übersetzung im Variator aufrechtzuerhalten (vgl. Kap.4.1.3). Orientiert man sich an der Variatorübersetzung, die abhängig von der Fahrstrategie im Zyklus überwiegend gefahren wird, kann das Verstelldruckniveau durch das **Flächenverhältnis** der Verstellkolben optimiert werden. Diese Maßnahme beeinflusst den Verbrauch nur dann, wenn der Verstelldruck systemdruckbestimmend ist. Dies ist jedoch in der Mehrzahl der Betriebspunkte der Fall. Eine Veränderung des Flächenverhältnisses von derzeit  $A_{Verst\_prim}/A_{Verst\_sek} = 1,3$  auf  $A_{Verst\_prim}/A_{Verst\_sek} = 2$  führt bezogen auf die ursprüngliche Auslegung zu einer Verbrauchsverringerung von 0,43% im Zyklus und 4,24% bei Vollastfahrt.

<b>Alternatives Flächenverhältnis:</b>	$\Delta$ NEFZ	= 0,43%
	$\Delta$ Vollast	= 4,24%

Die Auswirkungen einer alternativen Anpreßstrategie können ebenfalls mit Hilfe des Simulationsmodells berechnet werden. Hierzu wird der Variator inklusive hydraulischer

scher Steuerung durch einen Variator, der für ein Fahrzeug mit vergleichbaren Drehmomentcharakteristiken verwendet wurde, ersetzt. Die Anpreßstrategie unterscheidet sich deutlich vom LuK Doppelkolbensystem. Die Anpressung und die Verstellung wird nicht wie im Prototypgetriebe durch zwei räumlich voneinander getrennten Kolben gewährleistet, sondern findet in einem Kolbenraum statt. Der Momentensensor entfällt bei diesem Konzept.

Die **alternative Anpreßstrategie I** orientiert sich am Maximalmoment, welches am Primärscheibensatz anstehen kann. In diesem Betriebspunkt wird mit einem Sicherheitsfaktor von 1,3 für eine kraftschlüssige Momentenübertragung gesorgt. Um Drehmomentstöße, die straßenseitig auf den Variator einwirken können, sicher abzufangen und ein Bandrutschen zu vermeiden, wird der Druckoffset, welcher der Sicherheit von 30% bei Maximalmoment entspricht, über dem gesamten Lastbereich aufgeschlagen. Dieser konstante Druckoffset führt dazu, daß die Sicherheitsfaktoren bei kleinen Momenten bis zu 4 und mehr betragen können. Ein Variator in Verbindung mit einer solchen Anpreßstrategie würde im NEFZ zu einem Mehrverbrauch von 1,5%, bei Vollast jedoch zu einem Minderverbrauch von 3,99% führen.

<b>Alternative</b>	<b>ΔNEFZ</b>	<b>= -1,50%</b>
<b>Anpreßstrategie I:</b>	<b>ΔVollast</b>	<b>= 3,99%</b>

Durch eine Sicherheitsrutschkupplung auf der Sekundärwelle können die straßenseitigen Drehmomentstöße abgefangen und das Band ausreichend geschützt werden. Der Wendesatz kann mit seiner Vorwärtsgangkupplung diese Funktion übernehmen. Als Konsequenz dessen kann die Anpressung im Variator verringert werden. Denkbar wäre nun eine Sicherheit von 30%, die sich am tatsächlich anliegenden Drehmoment orientiert. Der Sicherheitsfaktor beträgt somit über dem gesamten Lastbereich 1,3. Eine solche, **alternative Anpreßstrategie II** hätte im NEFZ eine Verbrauchseinsparung von 0,30% und bei Vollast von 3,99% zur Folge. Die Einsparung bei Vollastfahrt ist gleich der des alternativen Anpreßkonzepts I, da am Primärscheibensatz das Maximalmoment ansteht.

<b>Alternative</b>	<b>ΔNEFZ</b>	<b>= 0,30%</b>
<b>Anpreßstrategie II:</b>	<b>ΔVollast</b>	<b>= 3,99%</b>

#### ▪ **Schmierstoff**

Mit einem **Schmierstoff**, der sich durch ein verbessertes Temperatur-Viskositätsverhalten auszeichnet, wurden ebenfalls Simulationsrechnungen durchgeführt. Die Einflüsse auf den NEFZ und bei Vollastfahrt sind jedoch eher gering.

<b>Alternativer Schmierstoff:</b>	<b>ΔNEFZ</b>	<b>= 0,01%</b>
	<b>ΔVollast</b>	<b>= 0,16%</b>

#### ▪ **Wendesatz**

Aufgabe des Wendesatzes ist es, die Vorwärts- und Rückwärtsfahrt des Fahrzeugs zu ermöglichen. Er wird nur im Stillstand geschaltet. Bei einer Vorwärtsfahrt führt die Lamellenbremse des Rückwärtsganges zu unerwünschten Verlusten. Ersetzt man die Lamellenkupplung durch eine Klauen- oder zweiteilige, zwangsgetrennte Ko-

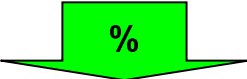

nuskupplung, die im geschalteten und ungeschalteten Zustand zu keinen Verlusten führt, kann der Verbrauch im NEFZ im Vergleich zum Basisgetriebe um 0,52%, bei Vollast um 4,8% gesenkt werden.

**Klauenkupplung:**  $\Delta$ NEFZ = 0,52%  
 $\Delta$ Vollast = 4,8%

Nachfolgend sind alle untersuchten Optimierungsmaßnahmen zusammenfassend tabellarisch dargestellt. Es gilt zu beachten, daß die Potentiale nicht aufsummiert werden dürfen, da zu ihrer Berechnung jeweils das Gesamtfahrzeug mit Basisgetriebe als Grundlage diente und Superpositionseffekte unberücksichtigt sind.

		<i>Maßnahme</i>	<i>NEFZ</i>	<i>Vollast</i>
<b>Variator</b>	● Ideal steifer Variator		0,64%	8,73%
	● Variatorscheiben aus Keramik		0,29%	4,08%
	● Reduzierung Kippspiel		0,18%	1,17%
	● Reduzierung Reibwerte		0,30%	3,33%
<b>Hydraulik</b>	● Verlustfreie Pumpe		0,41%	0,68%
	● Volumenstromgeregelte Pumpe (Begrenzung)		0,33%	4,04%
	● Alt. Flächenverhältnis		0,43%	4,24%
	● Alt. Anpreßstrategie I		1,50%	3,99%
	● Alt. Anpreßstrategie II		0,30%	3,99%
<b>Öl</b>	● Alt. Schmierstoff		0,01%	0,16%
<b>Wend.</b>	● Klauenkupplung		0,52%	4,8%

	
<b>Reduzierung des Verbrauchs</b>	<b>Erhöhung des Verbrauchs</b>

**Abb.5.2.1.:** Auflistung der Optimierungspotentiale und ihre Beeinflussung des Verbrauchs im Fahrzyklus (NEFZ) und bei Vollast (Höchstgeschwindigkeit)

### ➤ **Optimiertes Getriebe**

In ein optimiertes Getriebe sollen alle Verbesserungsmaßnahmen einfließen, die nach derzeitigem Stand der Technik denkbar sind. Behält man das LuK Doppelkolbensystem als Anpreßstrategie bei, zählen die folgenden Maßnahmen dazu:

- Variatorscheiben aus Keramik
- Reduzierung des Kippspiels
- Reduzierung der Reibwerte
- Volumenstromgeregelte Hydraulikpumpe
- Alternatives Flächenverhältnis
- Alternativer Schmierstoff
- Alternativer Wendesatz

Ein Getriebe, in dem alle hier aufgeführten Maßnahmen verwirklicht würden, führt im Verbrauchszyklus NEFZ mit dem Prototypgetriebe als Vergleichsbasis zu einer Verringerung des Kraftstoffverbrauchs von 1,98%.

Für eine Fahrt bei Vollast können die Verluste bezogen auf das Ausgangsgetriebe um bis zu 13,42 % reduziert werden.

<b>Optimiertes Getriebe:</b>	<b>ΔNEFZ</b>	<b>= 1,98%</b>
	<b>ΔVollast</b>	<b>= 13,42%</b>

### 5.3. Wirtschaftlichkeitsbetrachtung

Aus der Analyse des Prototypgetriebes und der quantitativen Erfassung der Baugruppeneinflüsse wurden Optimierungsmaßnahmen abgeleitet und ihre Auswirkungen auf den Kraftstoffverbrauch ermittelt. Im Rahmen einer Neu- bzw. Weiterentwicklung des Gesamtgetriebes und der einzelnen Baugruppen sollen Wirtschaftlichkeitsbetrachtungen helfen, die Entwicklungsressourcen sinnvoll auf die Optimierungspotentiale zu verteilen. Es wird ein Nutzen-Kosten-Faktor  $NKF$  der Dimension [% Verbrauchsverbesserung zur Basis/Euro Mehrkosten zur Basis] eingeführt, der die zu erwartende Verbrauchsverbesserung im Vergleich zum Basisgetriebe auf die notwendigen Mehrkosten der Optimierungsmaßnahme bezieht. Ein hoher Nutzen-Kosten-Faktor  $NKF$  deutet auf eine wirtschaftlich durchzuführende Optimierung hin. Handelt es sich um eine kostenneutrale Änderung, geht der Nutzen-Kosten-Faktor gegen Unendlich und die Verbesserung ist unbedingt zu verwirklichen. Auf diese Weise können die durchführbaren Maßnahmen priorisiert werden.

Um die Wirtschaftlichkeitsbetrachtung durchzuführen, ist neben der fundiert berechneten Verbrauchsverbesserung die Kenntnis der Mehrkosten eine wesentliche Voraussetzung. Diese sind jedoch im Vorfeld einer Entwicklung häufig noch unbekannt und müssen möglichst genau abgeschätzt werden.

Nachfolgend wird der Nutzen-Kosten-Faktor  $NKF$  beispielhaft für drei Optimierungsmaßnahmen ermittelt. Die angesetzten Mehrkosten basieren auf Annahmen und sind exemplarisch zu verstehen.

#### Variatorscheiben aus Keramik:

Mehrkosten: ca. 200 Euro  
Überwiegend Material- und Fertigungskosten

Einsparung im Vergleich zum Basisgetriebe:

NEFZ: 0,29%

Vollast: 4,08%

Nutzen-Kosten-Faktor:

NEFZ:  $NKF_{NEFZ} = 0,00145 \text{ \%/Euro}$

Vollast:  $NKF_{Vollast} = 0,0204 \text{ \%/Euro}$

#### Reduzierung Kippspiel:

Mehrkosten: ca. 10 Euro  
Bauteil-Paarung bei Montage

Einsparung im Vergleich zum Basisgetriebe:

NEFZ: 0,18%

Vollast: 1,17%

Nutzen-Kosten-Faktor:

NEFZ:  $NKF_{NEFZ} = 0,018 \text{ \%/Euro}$

Vollast:  $NKF_{Vollast} = 0,117 \text{ \%/Euro}$

### Alternatives Flächenverhältnis:

Mehrkosten: ca. 1 Euro  
Umgelegte Entwicklungskosten

Einsparung im Vergleich zum Basisgetriebe:

NEFZ: 0,43%  
Vollast: 4,24%

Nutzen-Kosten-Faktor:

NEFZ:  $NKF_{NEFZ} = 0,43 \text{ \%/Euro}$   
Vollast:  $NKF_{Vollast} = 4,24 \text{ \%/Euro}$

Es zeigt sich, daß die Änderung des Flächenverhältnisses als kostengünstige Verbesserung mit einem  $NKF$  von 0,43 %/Euro im Zyklus und 4,24 %/Euro bei Vollastfahrt im Vergleich zum Basisgetriebe eine unbedingt zu verwirklichende Maßnahme darstellt. Bezogen auf die Mehrkosten stellt der Variator aus Keramik eine Optimierungsmaßnahme dar, die wirtschaftlich betrachtet mit niedrigerer Priorität zu versehen ist als die Reduzierung des Kippspiels.

Bezüglich einer ökonomischen Verteilung der Entwicklungskosten ist folglich in erster Linie das Flächenverhältnis zu ändern und anschließend die Kippspielreduzierung vorzunehmen, bevor mit der Entwicklung eines Variators aus Keramik begonnen werden sollte.

## 6. Erarbeitung von Konstruktionsrichtlinien

Aus der analytischen Betrachtung des Gesamtgetriebes, seiner Baugruppen und deren Einflüsse auf den Wirkungsgrad und Verbrauch können einige, wichtige Konstruktionsrichtlinien für Stufenlosgetriebe mit Umschlingungsmittel abgeleitet werden:

1. Die Keilscheiben des Umschlingungsmittel sind so steif wie möglich auszuführen, um die radiale Einwanderung des Umschlingungsmittels zu begrenzen.
2. Das Spiel zwischen Wegscheibe und Welle sollte minimal sein, um das Kippspiel und die daraus resultierende radiale Einwanderung des Umschlingungsmittels zu reduzieren.
3. Soweit dies möglich ist, ist auf geringe Reibwerte zwischen den Stahlbändern untereinander und zwischen Schubgliedern und innerem Stahlband zu achten.
4. Eine starre Kopplung der Pumpe an die Antriebswelle sollte insbesondere bei anschließender, druckseitiger Volumenstromregelung möglichst vermieden werden. Eine volumenstromgeregelte Pumpe ist im Sinne einer reduzierten hydraulischen Aufnahmeleistung anzustreben.
5. Das Flächenverhältnis von Primär- und Sekundärkolben sollte so gewählt werden, das das Druckniveau zur Stützung derjenigen Variatorübersetzung, die abhängig von der Anpreßstrategie die meisten Fahrzeitanteile auf sich vereint, so gering wie möglich ist.
6. Die Verwendung einer Lamellenbremse im Wendesatz des Getriebes sollte insbesondere bei einer abtriebsseitigen Anordnung vermieden werden. Da die Bremse nur im Stillstand geschaltet wird, ist die Verwendung einer Konus- oder Klauenkupplung anzustreben. Die abtriebsseitige Anordnung des Wendesatzes ist sinnvoll, wenn die Vorwärtsgangkupplung die Funktion einer Sicherheitskupplung übernimmt und dadurch das Anpreßniveau abgesenkt werden kann.
7. Zur Reduzierung der lastunabhängigen Verluste ist ein Schmierstoff mit niedriger Viskosität zu verwenden. Es muß ein optimaler Kompromiß sowohl für Komponenten, die einen niedrigen Reibwert benötigen, wie z.B. Lager und Verzahnungen, als auch solchen, die auf einen hohen Reibwert angewiesen sind, wie z.B. die Kontaktstelle Variator-Schubglieder, gefunden werden.

## 7. Zusammenfassung und Ausblick

Stufenlose Fahrzeuggetriebe erlauben prinzipiell eine weitgehend freie Wahl des Motorbetriebspunkts. Abhängig von der Fahrstrategie kann der Motor entlang einer Fahrlinie mit hoher Momentenreserve für sportliche Fahrweisen oder aber entlang einer verbrauchsgünstigen Linie geführt werden. Letzteres gewinnt durch die stetig steigenden Energiekosten aufgrund der Rohstoffverknappung und der freiwilligen Selbstverpflichtung der Automobilhersteller zur Senkung der Kohlendioxidemissionen verstärkt an Bedeutung. Die Verbrauchsvorteile werden überwiegend dadurch erzielt, daß der Motor durch das Stufenlosgetriebe in Bereichen mit höherem Wirkungsgrad betrieben werden kann und die Effizienz des gesamten Triebstrangs infolgedessen zunimmt. Diese Vorteile dürfen aber nicht durch einen schlechten Getriebewirkungsgrad aufgezehrt werden. Insbesondere in Verbindung mit zukünftigen, entdrosselten Ottomotorkonzepten, die insgesamt flachere Verbrauchskennfelder aufweisen und dadurch die Verbrauchspotentiale, die durch die Verschiebung des Betriebspunkts erschlossen werden, mindern können, kommt dem Getriebewirkungsgrad eine bedeutendere Rolle zu.

Die vorliegende Arbeit befaßt sich mit der rechnerischen Analyse eines bestehenden Stufenlosgetriebes. Alle an der Reibleistung des Gesamtgetriebes beteiligten Komponenten und Baugruppen werden vorgestellt und bezüglich ihrer Verluste mathematisch beschrieben oder über Meßkennfelder erfaßt.

Die Berechnung des Variators als Kernstück des Stufenlosgetriebes gliedert sich in zwei wesentliche Anteile – Verluste, die im Umschlingungsmittel auftreten und solche, die durch das radiale Einwandern des Umschlingungsmittels als Folge der Scheibenelastizitäten entstehen.

Die Verlustberechnung im Schubgliederband basiert auf den Erkenntnissen von *Van Rooij* und *Schaerlaeckens*. Abhängig von Drehmoment, Drehzahl und Übersetzung können die Reibleistungen aller relativ zueinander beweglichen Banelemente berechnet werden.

Die Verluste durch das radiale Einwandern des Umschlingungsmittels werden nach *Dittrich* berechnet. Dabei wird vorausgesetzt, daß sich die für die Kette als Umschlingungsorgan hergeleiteten Beziehungen auch auf das Schubgliederband übertragen lassen. Das Maß der radialen Einwanderung wird unter Einsatz von FEM-Berechnungen in Abhängigkeit von der Spreizkraft ermittelt. Messungen haben gezeigt, daß sich die Verluste im Variator auf diese Weise mit guter qualitativer und quantitativer Übereinstimmung berechnen lassen.

Für das Prototypgetriebe wird ein stationäres Simulationsmodell erstellt, das in seiner Struktur die Wellenanordnung im Getriebe nachbildet. Auf jeder Welle sind die an der Verlustleistung beteiligten Baugruppen in Form von Rechenblöcken angeordnet. Die Berechnungsfolge der einzelnen Wellen wird dem Energiefluß entsprechend durchgeführt. Das um die Summenverluste einer Welle reduzierte Drehmoment bildet die neue Eingangsgröße für die nachfolgende Welle.

Die Rechenergebnisse zeigen eine gute Übereinstimmung mit Schleppmoment- und Wirkungsgradmessungen. Die Unterteilung der Verlustleistung nach Baugruppen ermöglicht eine Klassifizierung der Hauptverlustquellen und deutet auf die vielversprechendsten Optimierungspotentiale hin.



---

Basierend auf der Baugruppenklassifizierung werden einige Optimierungsmaßnahmen vorgestellt und ihre Auswirkungen auf den Kraftstoffverbrauch berechnet. Mit dem Simulationsprogramm werden neue Wirkungsgrad- und Verlustleistungskennfelder generiert. Die Kennfelder bilden die Schnittstelle zu einem Verbrauchsimulationsprogramm, mit dessen Hilfe die Einflüsse der Optimierungsmaßnahmen auf genormte Verbrauchsfahrzyklen und für Konstantfahrten bewertet werden können.

Es wird ein Getriebe dargestellt, in dem alle Optimierungen durchgeführt wurden, die sich derzeit technisch verwirklichen lassen.

Aus der Analyse des bestehenden Getriebes und der durchgeführten bzw. simulierten Optimierungsmaßnahmen werden abschließend Konstruktionsrichtlinien abgeleitet.

Mit dem im Rahmen dieser Arbeit generierten, stationären Simulationsprogramm ist es möglich, sowohl bestehende als auch geplante Getriebekonzepte hinsichtlich ihrer zu erwartenden Verlustleistungen und Wirkungsgrade zu bewerten. Die Hinterlegung der Rechenblöcke für die einzelnen Baugruppen in Form einer Bibliothek erlaubt eine flexible und schnelle Konzeptanalyse und -bewertung. Die wesentlichen Verlustquellen des Getriebekonzepts können bereits in einem frühen Entwicklungsstadium erkannt und die Auswirkungen von geplanten Optimierungsmaßnahmen im Vorfeld einer kostenintensiven Prototypfertigung hinreichend genau abgeschätzt und berechnet werden.

Die Entwicklungsressourcen können so bestmöglich auf die Baugruppen mit dem höchsten Optimierungspotential konzentriert werden.

## 8. Literaturverzeichnis

- [1] Auer, W.; Vorndran, R.: *Verbrauchsoptimierung beim CVT-Getriebe*, VDI Berichte, Nr. 1393 (1998), VDI-Verlag, Düsseldorf, 1998
- [2] Bart, J.; Runge, W.: *Continuously variable transmission KWG 15*, 13. Fisita Congress Technical Paper Nr. 905087 (1990)
- [3] Becker, H. J.: *Berechnung des Van Doorne CVT-Schubgliederbandes*, Tagungsband 1. Aachener Kolloquium Fahrzeug und Motorentechnik 87, ika, LAT, VDI (1987), S.457-487
- [4] Becker, H. J.: *Mechanik des Van Doorne Schubgliederbandes*, Antriebstechnik 26 (1987), S.47-52
- [5] Beisel, W.: *Untersuchungen zum Betriebsverhalten naßlaufender Lamellenkupplungen*, Dissertation TU Berlin, 1983
- [6] Beitz, W.; Küttner, K.-H.: *Dubbel – Taschenbuch für den Maschinenbau*, 17. Auflage, Springer Verlag Berlin, Heidelberg, New York, London, Paris, Tokyo, Hong Kong, Barcelona, 1990
- [7] Birch, S.: *Jaguar CVT*, Automotive Engineering, Vol.97 (1989), Nr.11, S.67-68
- [8] Blumenstock, K.-U.: *Zug der Zeit (die neue Multitronic von Audi)*, mot, Nr 22 (1999), S.36-38
- [9] Bock, C.; Sauer, G.: *Stufenlose Getriebe-das ideale Konzept für die Zukunft?*, 7. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 1998, S.1251-1267
- [10] Bock, C.: *Die ACEA-Vereinbarungen zur Flottenverbrauchsreduzierung und ihre möglichen Konsequenzen auf zukünftige Getriebekonzepte*, Tagung „CVT-Getriebe“, Haus der Technik, Essen, 15.-16.11.2000]
- [11] Bonthron, A.: *CVT-Efficiency measured under dynamic running conditions*, SAE Paper 850569, SAE Warrendale, PA, 1985
- [12] Boos, M.; Mozer, H.: *ECOTRONIC-the continuously variable ZF transmission (CVT)*, 1997 Transmission Driveline Systems Symposium, SAE Spec.Publ.SP-1241, SAE-Paper 970685, 1997
- [13] Boos, M.; Speicher, P.; Vorndran, R.: *Die Betriebsstrategie für ZF-Ecotronic-Auswirkung auf Verbrauch und Fahrkomfort*, VDI-Berichte Nr. 1175, 1995, Getriebe in Fahrzeugen '95, Tagung in Friedrichshafen, 26-27 April 1995
- [14] Boos, M.; Vorndran, R.: *The ZF CFT 20 E continuously variable transmission for mid-range automobiles*, FISITA-Paper Nr. 945028 (1994), 25. FISITA Congress, Beijing, CN, Vol 1, Vehicle Systems and Components, S.241-249

- 
- [15] Cuypers, M. H.; Seroo, J. M.: *Durch Metallkeilriemen und -ketten in stufenlosen Kraftfahrzeuggetrieben übertragbare Drehmomente*, antriebstechnik 29 (1990), Nr.5, S.72-76
- [16] Daieff, B.; Kern, J.; Krenn, H.; Petra, H.: *CVT für Heckantrieb*, ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 96 (1994), S.578-587
- [17] Dittrich, O.: *Theorie des Umschlingungsgetriebes mit keilförmigen Reibflächen*, Diss. TH Karlsruhe, 1953
- [18] Dittrich, O.: *Das stufenlose Kettengetriebe als Hauptantrieb im Kraftfahrzeug* VDI-Berichte Nr. 803, (1990), S.181-196. Düsseldorf, VDI-Verlag 1990
- [19] Dittrich, O.: *Anwendung der Theorie des keilförmigen Umschlingungsgetriebes auf stufenlose Getriebe*, Bad Homburg, 1992
- [20] Drees, S.; Piepenbrink, A.; Locher, A.; Fischer, J.: *Bauteilbezogene Lastkollektivvermittlung für ein CVT Schubgliederband*, VDI Berichte 1467 (1999), VDI Verlag, Düsseldorf, 1999
- [21] Dümeland, M.: *Weiterentwicklung störungsbehafteter technischer Produkte nach konstruktionsmethodischen Kriterien, Grundlagen und Beispiel*, Dissertation Ruhr-Universität Bochum, 1984, Schriftenreihe des Instituts für Konstruktionstechnik, Heft 84.2
- [22] Emamdjomeh, N.: *Forschung und Entwicklung der stufenlosen Getriebe bei NSK*, Tagung „CVT-Getriebe“, Haus der Technik, Essen, 15.-16.11.2000]
- [23] Faust, H.; Linnenbrügger, A.: *CVT-Entwicklung bei LuK*, 6. LuK Kolloquium, 19-20.3.1998, S.159-181, 1998
- [24] von Fersen, O.: *CVT-Getriebe perfekt*, Automobilrevue, Nr 35, 22.August 1996
- [25] Firgau, W.: *Stufenloses Getriebe jetzt in Serie*, ADAC-Motorwelt (1987), Nr. 6, S.45-48
- [26] Förster, H. J.: *Automatische Fahrzeuggetriebe*, Springer Verlag Berlin, New York, London, Tokyo, 1991
- [27] Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V.: *Lamellentaumeln*, Forschungsvorhaben Nr.117, Abschlußbericht, Heft 308, Frankfurt/Main, 1991
- [28] Fuji, T; Kurokawa, T.; Kanehara, S.: *A study of a metal pushing V-belt type CVT-Part 1: Relation between transmitted torque and pulley thrust*, SAE Paper No. 930666, 1993
- [29] Fuji, T; Kurokawa, T.; Kanehara, S.: *A study of a metal pushing V-belt type CVT-Part 2: Blocks and ring tension*, SAE Paper No. 930667, 1993
- [30] Fuji, T; Kanehara, S; Kitagawa, T.: *A study of a metal pushing V-belt type CVT-Part 3: What forces act on metal blocks?*, SAE Paper No. 940735, 1993

- 
- [31] Fuji, T.; Kitagawa, T.; Kanehara, S.: *A study on a metal pushing V-belt type CVT-Part 4: Forces act on on metal blocks when speed ratio is changing*, SAE Paper No. 950671, pp.39-48
- [32] Fuji, T.; Kuwabara, S.; Fushimi, Y.; Kanehara, S.: *Study on a metal pushing V-belt type CVT: Numerical analysis of forces acting on a belt at steady state*, JSAE Review 19 (1998), p.117-122
- [33] Fujimura, O.; Okubo K.; Fuji, T.; Kanehara, S.: *Shifting Mechanisms and Variation of Frictional Coefficients for CVT using Metal Pushing V-Belts*, Society of Automotive Engineers, Inc., 2000-01-0840
- [34] Funatsu, K.; Koyama, H.; Aoki, T.: *Electronic Control System of Honda for CVT, CVT'96*, Yokohama, International Conference on Continuously Variable Power Transmissions, Sept. 11-12, 1996
- [35] Gaus, H.; Pickard, J.: *Leistungsverluste in automatischen Getrieben für Personenkraftwagen und Maßnahmen zu deren Reduzierung*, VDI Berichte 878, S.57-74, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1986
- [36] Gerbert, B. G.: *Force and slip behaviour in V-belt drives*, Acta Polytechnica Scandinavica, Mech. Eng. Series, No.67, Helsinki 1972
- [37] Gerbert, B. G.: *Metal-V-belt mechanics*, ASME-Paper No.84-Det-227
- [38] Gerbert, B. G.; Olsson, J.: *Deformations of pulley in a V-belt transmission*, Report 1989-01-27, Machine and vehicle design, Göteborg, Chalmers University of Technology, 1989
- [39] Gesenhaus, R.; Gutz, H.: *Audi multitronic: Vom Konzeptbeginn bis zur Serienreife*, Tagung „CVT Getriebe“, Haus der Technik, Essen, 15-16.11.2000
- [40] Goppelt, G.: *Stufenloses Automatikgetriebe Multitronic von Audi*, ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 102 (2000) 2, S110-111
- [41] Hartmann, W.: *Beitrag zur Ermittlung der für die Konstruktion von Umschlingungsgetrieben mit keilförmigen Reibscheibenflanken maßgebenden Faktoren*, Dissertation TH Karl-Marx-Stadt, 1964
- [42] Hauri, S.: *Unendlich viele Gänge. Stufenlose Getriebe*, Autotechnik Nr. 9 Vol. 45 (1996), S.22-25
- [43] Heidemeyer, P.: *Auswahl und Strukturen stufenloser Pkw-Getriebeautomaten*, Verkehrsunfall und Fahrzeugtechnik, Vol.31 (1993), Nr.10, S.283-292
- [44] Hendriks, E.; ter Heegde, P; van Prooijen, T.: *Aspects of a metal Pushing V-Belt for Automotive Cut Application*, Passenger Car Meeting and Exposition, Dearborn, Michigan, Oct. 31-Nov. 3, 1998, SAE-Paper 881734

- 
- [45] Hiroshi O.: *Development of new CVT*, International Congress on Continuously variable power transmission CVT'99, Eindhoven, Sept. 16-17, the Netherlands
- [46] Höhn, B.-R.: *Möglichkeiten und Vorteile der stufenlosen Getriebe in Kraftfahrzeugen*, Automobiltechnische Zeitschrift 91 (1989), Nr.5, S.267-276
- [47] Ide, T. et al.: *Simulation Approach to the Effect of the Ratio Changing Speed of a Metal V-Belt CVT on the Vehicle Response*, Vehicle System Dynamics, Vol.24 (1995), pp.377-388
- [48] Jürgens, G.: *Stufenlose Getriebe – erreichter Stand und zukünftige Potentiale*, Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Nr.267, Bd.2, S.439-456, 1996
- [49] Kaebernick, H.: *Untersuchungen zum thermischen Verhalten von Elektromagnet-Lamellenkupplungen in Werkzeugmaschinengetrieben*, Dissertation TU Berlin, 1973
- [50] Karam, A.; Play, D.: *A discrete analysis of metal V-belt drive*, ASME 1992 DE-vol.43-1, Int. Power Transmission and Gearing Conf. Vol. 1, pp.319-327 (1992)
- [51] Keiju Abo, Masayuki Kobayashi, Minoru Kurosawa: *Development of a metal belt-drive CVT incorporating a torque converter for use with 2-liter class engines*, SAE-Paper 980823, 1998
- [52] Kluger, M. A.; Fussner, D. R.: *An overview of current CVT mechanisms, forces and efficiencies*, SAE-Paper 970688 (1997), 1997 Transmission Driveline Systems, Symposium SAE Spec. Publ. SP-1241, S.81-88
- [53] Koberger, M.: *Hydrostatische Ölversorgungssysteme für stufenlose Kettenwandlergetriebe*, Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Nr. 413, Düsseldorf, VDI-Verlag, 2000
- [54] Koberger, M.; Renius, K. Th.; Sauer, G.: *Hydraulische Versorgungssysteme für Kettenwandler-Getriebe*, 10. Fachtagung Hydraulik und Pneumatik, Dresden, 5-6.10.1995
- [55] Koberger, M.: *Verlustarme Getriebehydraulik für einen Hybridantrieb mit Kettenwandler*, Vortrag auf dem Zweiten Deutsch-Polnischen Seminar Innovation und Fortschritt in der Fluidtechnik, Warschau, 16-17.9.97
- [56] Krämer, U.: *Untersuchungen zum Schleppmomentverhalten von naßlaufenden Kupplungen*, Diplomarbeit Fachhochschule Albstadt-Sigmaringen, 1993
- [57] Krieg, W.E.; Boos, M.: *Das Stufenlosgetriebe von ZF. Ecotronic: Entwicklung, Simulation Versuchsergebnisse*, Automobilrevue, Vol.90 (1995)
- [58] Langer, S.: *Berechnung der Verluste von Fahrzeuggetrieben*, Diplomarbeit Universität Karlsruhe, 1990

- 
- [59] Lechner, G.; Naunheimer, H.: *Fahrzeuggetriebe – Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion*, Springer Verlag Berlin, Heidelberg, 1994
- [60] Lee, D. W.; Sung, C. K.: *On the efficiency analysis and improved design of a rubber V-belt CVT*, IntlInternational Journals of Vehicle Design, Vol. 18 (1997), Nr. 2, S.119-131
- [61] Liebrand, N. J.: *Future developments in push belts for CVT applications*, FISITA Paper 925063 (1992), FISITA Congress London, Total Vehicle Dynamics Vol. 1, S.197-201
- [62] Lutz, O.: *Zur Theorie des Keilscheiben-Umschlingungsgetriebes*, Konstruktion Bd. 12 (1960), Nr.7, S.265-268
- [63] Lutz, O.; Schlums, K.-D.: *Selbsthemmung im kraftschlüssigen Keilscheiben-Umschlingungsgetriebe*, Konstruktion Bd. 17 (1965), Nr.9, S.365-368
- [64] Mauz, W.: *Hydraulische Verluste von Stirnradgetrieben bei Umfangsgeschwindigkeiten bis 60 m/s*, Dissertation Universität Stuttgart, 1987
- [65] Micklem, J. D.; Longmore, D. K.; Burrows, C. R.: *Belt torque loss in a steel V-belt continuously variable transmission*, Proc of the Institution of Mech Eng Part D, Vol:208 (1994), Nr. 2, S.91-97
- [66] Miyazawa, T.; Fuji, T.; Nonaka, K.; Takahashi, M.: *Power transmitting mechanism of a dry hybrid V-belt for a CVT – advanced numerical model considering block tilting and pulley deformation*, SAE Paper 1999-01-0751, 1999 Transmission and Driveline Systems Symposium, SAE Spec. Publ., SP-1440
- [67] Müller, H. K.: *Abdichtung bewegter Maschinenteile*, Medienverlag Müller, Waiblingen 1990
- [68] Murrenhoff, H.: *Grundlagen der Fluidtechnik – Teil I: Hydraulik*, 2. geänderte Auflage 1998, Verlag Mainz, Wissenschaftsverlag, Aachen, Reihe Fluidtechnik, 1998
- [69] Naunheimer, H.: *Beitrag zur Entwicklung von Stufenlosgetrieben mittels Simulation*, Dissertation Universität Stuttgart, 1995
- [70] Niemann, G.; Hirt, M.: *Maschinenelemente Band I*, Springer-Verlag Berlin, Heidelberg, New York, Tokyo, 2000
- [71] Niemann, G.; Winter, H.: *Maschinenelemente Band II*, Springer-Verlag Berlin, Heidelberg, New York, Tokyo, 1989
- [72] Niemann, G.; Winter, H.: *Maschinenelemente Band III*, Springer-Verlag Berlin, Heidelberg, New York, Tokyo, 1986
- [73] N.N.: *SKF Hauptkatalog, Katalog 3200 T/VI*, SKF Kugellagerfabrik GmbH, Schweinfurt 1981

- 
- [74] N.N.: *FAG Wälzlager*, Publ.-Nr. WL 41610/3 DA, FAG Kugelfischer Georg Schäfer KGaA, Schweinfurt 1989
- [75] N.N.: *INA-Wälzlagerkatalog 305*, INA Wälzlager Schaeffler KG, Herzogenaurach, 1987
- [76] N.N.: *Vom Treibriemen zur High-Tech-Automatik Entwicklungsgeschichte des Fahrzeuggetriebes*, Krafthand-Heft 5-9.März 1996
- [77] N.N.: *Porsche macht Stufenlos-Automatik attraktiv*, Automobilrevue Vol. 87 (1992), S23 pp
- [78] N.N.: *Nissan's High Torque CVT*, Automotive Engineering/December 1997, S. 104
- [79] Peal, P.: *Transmissions – the next (stepless) step*, Automotive Eng., Vol. 21 (1996), Nr.4, S.26-27
- [80] Pickard, J.: *Berechnungsgrundlagen einfacher und zusammengesetzter Planetengetriebe*, Antriebstechnik 14 (1975), Nr. 1, S.28-34
- [81] Piepenbrink, A.; Fischer, J.; Danz, W.; Schwenger, A.: *Modellbildung und experimentelle Identifikation als Grundlage der Übersetzungsregelung eines CVT*, VDI-Berichte, Nr.1393 (1998), S.777-794, Düsseldorf, VDI-Verlag, 1998
- [82] Radtke, R. R.; Unnewehr, L. E.; Freedman, R. J.: *Optimization of a Continuously Variable Transmission with Emission Constraints*, SAE Paper 810107, Warrendale, PA, 1981
- [83] Rattunde, M.; Schönnenbeck, G.; Wagner, P.: *Bauelemente stufenloser Kettenwandler und deren Einfluß auf den Wirkungsgrad*, VDI Berichte 878, S.259-275, Düsseldorf, VDI-Verlag, 1991
- [84] Reniers, D.; Clare, R.: *Development and Application of ZFST's Continuously Variable Transmission*, International Congress on Continuously Variable Power Transmission CVT'99, Eindhoven, The Netherlands, Sept. 16-17, 1999
- [85] Röper, H.: *Anforderungen an die Druckölversorgungseinheit hydraulisch gesteuerter CVT-Getriebe*, Antriebstechnik 26 (1987), Nr. 8, S.41-47
- [86] van Rooij, J.; Schaerlaeckens, W.: *Kräfte und Wirkungsgrad beim Schubgliederband Teil I: Allgemeine Kräftebetrachtungen*, Antriebstechnik 32 (1993), Nr.8, S.55-58
- [87] van Rooij, J.; Schaerlaeckens, W.: *Kräfte und Wirkungsgrad beim Schubgliederband Teil II: Im Band auftretende Kräfte*, Antriebstechnik 32 (1993), Nr.9, S.57-60
- [88] van Rooij, J.; Schaerlaeckens, W.: *Kräfte und Wirkungsgrad beim Schubgliederband Teil III: Leistungsverluste im Schubgliederband und CVT-Getriebe*, Antriebstechnik 32 (1993), Nr.10, S.83-86

- 
- [89] Sakai, Y.: *The ECVT electro continuously variable transmission*, SAE-Paper Nr.880481 (1988)
- [90] Sattler, H.: *Stationäres Betriebsverhalten stufenlos verstellbarer Metallum-schlingungsgetriebe*, Dissertation Uni Hannover, 1999
- [91] Sauer, G.: *Grundlagen und Betriebsverhalten eines Zugketten-Umschlingungs-getriebes*, VDI-Fortschritt-Bericht, VDI Reihe 12, Nr.293, VDI Verlag (1996), Düsseldorf
- [92] Sauer, G.; Renius, K. T., Kardelke, J.: *Berechnungsmethoden zur Mechanik von Zugkettenwandlern. Teil I: Stationäre Leistungsübertragung – Messung und Berechnung*, Antriebstechnik Bd. 35 (1996), Nr.9, S.61-65
- [93] Sauer, H.: *Ketten-Kunde*, auto, motor, sport, Nr.21 (1999), S.82-84
- [94] Schlums, K.-D.: *Untersuchungen an Umschlingungsgetrieben*, Dissertation TU Braunschweig 1959
- [95] Schlums, K.-D.: *Reibschlüssige Zugmittel in Keilriemenscheiben*, Habilitati-onsschrift TU Braunschweig 1968
- [96] Schober, H.: *Untersuchungen zur Einspritzschmierung der Stirnradgetriebe*, Dissertation Universität Stuttgart, 1983
- [97] Schoo, A.: *Verzahnungsverlustleistungen in Planetenradgetrieben*, Ruhr-Universität Bochum, Lehrstuhl für Maschinenelemente und Getriebetechnik, Heft 85.6
- [98] Schröder, W.; Leinmann, D.-O.: *Ermittlung der Getriebeverlustleistung*, An-triebstechnik 19 (1988), S.532-535
- [99] Srnik, J.; Pfeiffer, F.: *Berechnungsmethoden zur Mechanik von Zugketten-wandlern. Teil II: Dynamisches Verhalten - Simulation und Versuch*, Antriebs-technik Bd. 35 (1996), Nr.10, S.76-79
- [100] Srnik, J.: *Dynamik von CVT-Keilkettengerieben*, VDI-Fortschritt-Bericht, VDI Reihe 12, Nr.372, VDI Verlag (1999), Düsseldorf
- [101] Tenberge, P.: *Wirkungsgrade von Zug- und Schubgliederketten in einstellba-ren Umschlingungsgetrieben*, Dissertation Ruhr Universität Bochum, 1986
- [102] Tenberge, P.: *Kraftübertragung in stufenlosen Umschlingungsgetrieben – Ein-fluß von Schlupf und Verstellgeschwindigkeit auf den Wirkungsgrad*, VDI-Berichte 1207, S.131-156, Düsseldorf, VDI-Verlag, 1995
- [103] Thiel, E.: *Messung der Verlustleistung von Fahrzeug-Schalt- und Achsgetrie-be*, Dissertation Universität Stuttgart, 1983



- 
- [104] Tsuji, T.; Takeoka, M.: *Study of fuel consumption improvement of the car with the dry hybrid belt CVT*, JSAE Review 17 (1996) S.381-385
- [105] Wagner, G.: *Berechnung der Verlustleistung von Kfz-Vorgelegegetrieben*, VDI Berichte 977 (1992), VDI-Verlag, Düsseldorf, 1992
- [106] Walter, P.: *Untersuchungen zur Tauchschmierung von Stirnrädern bei Umfangsgeschwindigkeiten bis 60 m/s*, Dissertation Universität Stuttgart, 1982
- [107] Walth, E.: *Optimierung eines Berechnungsverfahrens zur Bestimmung der Verluste von Fahrzeuggetrieben*, Diplomarbeit Universität Stuttgart, 1992
- [108] Westenthanner, U.; Koberger, M.: *Hydraulic Systems for Continuously Variable Chain Drives*, Vortrag Tagung 'Tenth Bath International Fluid Power Workshop', Bath, England, 10-12.09.1997
- [109] Wolkenstein, P.: *Zukunft auf Raten – Stufenlose Getriebe*, mot 16 (1999), S.51, 1999

**Internetquellen:**

- [I] [www.autonews.de](http://www.autonews.de)
- [II] [www.4wd.sofcom.com/Mitsubishi/Show/HSR-VI.html](http://www.4wd.sofcom.com/Mitsubishi/Show/HSR-VI.html)
- [III] [www.auto.de/Testberichte](http://www.auto.de/Testberichte)
- [IV] [www.rover.de](http://www.rover.de)

## Lebenslauf

Walter Sladek, geboren am 23.01.1973 in Siegburg

### Eltern

Walter Sladek

Margret Sladek, geb. Trost

### Geschwister

Wolfgang Sladek

### Schulbildung

Aug.'79 - Juli'83 Grundschule Eitorf

Aug.'83 - Juli'92 Siegtal-Gymnasium Eitorf

### Studium

Okt.'92 - März'95 Grundstudium Fachrichtung Maschinenbau an der RWTH Aachen, Diplomvorprüfung

April'95 - Nov.'97 Hauptstudium, Vertiefungsrichtung Konstruktionstechnik an der RWTH Aachen, Diplomhauptprüfung

### studienbegleitend

Nov.'96 - April'97 Wissenschaftliche Hilfskraft am Institut für Maschinenelemente und Maschinengestaltung (IME) der RWTH Aachen

### Praktika

Aug.'92 - Okt.'92 Mercedes-Benz, Stuttgart-Untertürkheim

April'96 - Juni'96 Freightliner Corporation, Portland, Oregon

Sep.'96 - Okt.'96 Sachs-Boge, Eitorf

### Tätigkeiten neben dem Studium

Juni'92 - April'96 Maschinenwartung bei Sachs-Boge, Eitorf

seit April'94 Kraftfahrer/Logistiktätigkeiten im Speditionsgewerbe, Fa. Trost, Eitorf

### Berufstätigkeit

seit Dez.'97 Versuchsingenieur in der Vorentwicklung Getriebe/Triebstrang der DaimlerChrysler AG, Stuttgart