



**Diplomarbeit: AMBD0904**



**MONTAN  
UNIVERSITÄT**  
WWW.UNILEOBEN.AC.AT

**Wirkungsgraduntersuchung von  
Zahnradpaaren  
auf Basis von RCF- Versuchsmethodiken**



**Montanuniversität Leoben  
Lehrstuhl für allgemeinen Maschinenbau**

**Autor: Stefan Hölbfer**

**Betreuer: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. Wilfried Eichlseder**

**Leoben, im Dezember 2009**



## Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre hiermit an Eides statt, die vorliegende Diplomarbeit

„Wirkungsgraduntersuchung von Zahnradpaaren auf Basis von RCF- Versuchsmethodiken“

eigenständig unter Zuhilfenahme der angeführten Quellen angefertigt zu haben.

Stefan Hölbfer

Leoben, im Dezember 2009



## Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meines Studiums Montanmaschinenwesen mit Schwerpunkt Computational Design am Department Product Engineering, Lehrstuhl Allgemeiner Maschinenbau, an der Montanuniversität Leoben.

Ich bedanke mich an dieser Stelle bei Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. Wilfried Eichlseder, der dieses Projekt ermöglicht hat, für die Unterstützung während des gesamten Studiums.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Dipl.-Ing. Dr.-mont. István Gódor für die Betreuung und Unterstützung während dieses Projektes, der mir bei zahlreichen Diskussionen, auf der Suche nach Lösungen von aufgetretenen Problemen immer weitergeholfen hat.

Weiters möchte ich mich bei der Firma RH technik für die Unterstützung und für das zur Verfügung stellen der Konstruktionssoftware bedanken.

Bei meinen Eltern, meinem Vater Robert und meiner Mutter Heidemarie Hölbfer möchte ich mich für die Unterstützung während des Studiums bedanken.

Für die grammatikalische und syntaktische Durchsicht bedanke ich mich herzlich bei meiner Schwester Angelika Hölbfer.

## Kurzfassung

### **Wirkungsgraduntersuchung von Zahnradpaaren auf Basis von RCF-Versuchsmethodiken.**

Im Rahmen dieser Diplomarbeit wurde ein versuchsbasiertes Verfahren entwickelt, welches es ermöglicht den Wirkungsgrad bzw. die Reibungsverluste von Zahnradpaaren abzuschätzen.

Hierfür wurde dazu im ersten Teil der Arbeit eine Literaturrecherche über Zahnradtribologie durchgeführt. Die Schwerpunkte waren dabei: Die Entstehung des Reibverlustes, sein Zusammenhang mit der Verzahnungsgeometrie, die wichtigsten Einflussgrößen und das Verbesserungspotential durch technologische Maßnahmen.

Der zweite Teil dieser Arbeit beinhaltet eine Verzahnungskorrektur einer FZG- C Verzahnung. Es wurde versucht die Verzahnung auf Wirkungsgrad zu optimieren. Die gefundenen Optima wurden abschließend gegenübergestellt.

Im dritten Teil wurde eine neuartige Prüfzelle entwickelt, die es ermöglicht, die Reibungsphänomene zwischen zwei Prüfscheiben genau zu untersuchen. Die Prüfzelle wurde so konstruiert, dass sie auf dem institutseigenen Tribometer TE77 aufgesetzt wird. Die Zelle ermöglicht es die Last- und Bewegungsverhältnisse eines allgemeinen Zahnkontaktes nachzubilden und dabei, bei auftretendem Schlupf, die Traktionskomponente der Reibung zu messen. Außerdem wurde bei der Konstruktion berücksichtigt, dass genügend Platz für alle notwendigen Messgeräte, oder ähnliches vorhanden ist. Die Auslegung der Prüfzelle sieht außerdem vor, dass eine Schlupfkomponente in Querrichtung ebenfalls simuliert werden kann, wie es beispielsweise bei Schrägverzahnungen der Fall ist.

## Abstract

### **Efficiency investigation of gearwheel pairs, based on RCF- testing methodologies.**

The aim of this thesis was to develop a test-based procedure making it possible to estimate the efficiency of gearwheel pairs as well as their friction losses.

The thesis is split into three main parts, namely: literature research, a gear shape correction of a FZG-C tooth system and lastly the development of a new testing cell.

The first part, literature research, provides a summary of gearwheel tribology. It focuses on the origin of the friction losses and its connection with the gear wheel geometry, the main magnitude of influence, and the improvement potential by technological measures.

In the second part the gear tooth shape correction of a FZG-C tooth system is explained. Firstly the elementary circumstances of the sliding movement and the rolling motion between driver and wheel are displayed. Afterwards an efficiency optimization of the gear system was attempted and the resulted optima compared.

Lastly, the third part of the thesis describes in detail the development of a new testing cell. It has the aim to examine the exact frictional phenomenon between two discs. The cell was designed to be compatible with the Tribometer TE 77 used at the Department of Mechanical Engineering at the University of Leoben. It reproduces the load- and movement situation of a common tooth contact and measures the traction component of the friction when slip exists. The design of the cell enables also to simulate a slip in transverse direction as it is the case for instance in hypoid gearings. It also offers enough space for all measuring instruments which might be needed.

## Inhaltsverzeichnis

<b>1. Verwendete Formelzeichen .....</b>	<b>1</b>
<b>2. Einleitung .....</b>	<b>3</b>
<b>3. Grundlagen des Zahneingriffs .....</b>	<b>4</b>
3.1. Verzahnungsgesetz – ebene Verzahnung .....	4
3.2. Aufbau und wichtigste Begriffe .....	5
3.3. Gleit- und Wälzbewegung der Zahnflanken.....	8
<b>4. Verlustleistung, Wirkungsgrad, Erwärmung .....</b>	<b>11</b>
4.1. Verlustleistung .....	11
4.1.1. Zahnreibungsverluste $P_{Vz}$ .....	11
4.1.2. Mittlere Zahnreibungszahl $\mu_m$ .....	15
<b>5. Abhängigkeiten und Einflüsse auf die Verluste der Verzahnung bzw. des Getriebes .....</b>	<b>18</b>
5.1. Getriebeverluste .....	19
5.2. Lastabhängige Verzahnungsverluste .....	21
5.3. Einfluss der Treibrichtung .....	22
5.4. Verzahnungsgeometrieinfluss.....	24
5.5. Lokal-geometrischer Zahnverlustfaktor .....	25
5.6. Reibung.....	27
5.6.1. Einfluss der Schmierstofftemperatur.....	27
5.6.2. Einfluss des Additivs.....	27
5.6.3. Einfluss des Schmierstoffs .....	28
5.6.4. Einfluss der Einspritztemperatur.....	28
5.6.5. Einfluss der Summengeschwindigkeit .....	29
5.6.6. Einfluss der Pressung .....	30
5.6.7. Einfluss der Oberflächenrauheit.....	30
5.6.8. Berechnung der Reibungszahl.....	31
5.7. Einfluss der Einspritzschmierung auf den Getriebewirkungsgrad .....	35
5.8. Verluste bei Lastaufteilung in Hydraulische- und Festkörperreibung.....	36
5.9. Verluste bei elasto-hydrodynamischem Ansatz.....	37
5.10. Verluste bei Mischreibungsansatz .....	38

<b>6. Wirkungsgradmessung.....</b>	<b>39</b>
6.1. Modellprüfstände.....	39
6.2. Zahnradgetriebe.....	39
6.3. Zweiseiben Prüfstand.....	40
6.4. Verspannungsprüfstand.....	41
<b>7. Wirkungsgradmaximierung.....</b>	<b>42</b>
7.1. Konstruktionsrichtlinien.....	42
7.2. Vorgehensweise für die Auslegung nach Wimmer.....	44
<b>8. Tatsächlicher Verlauf der Zahnreibungszahl im Zahnkontakt.....</b>	<b>45</b>
8.1. Modell zur Reibungszahlenberechnung.....	46
<b>9. Verzahnungskorrektur.....</b>	<b>47</b>
9.1. Verzahnungsoptimierung.....	49
9.2. Ergebnisse.....	55
<b>10. Auslegung des Prüfstandes.....</b>	<b>61</b>
10.1. Grundkonzepte des Systems.....	61
10.1.1. Grundlegende Betrachtung des Sachverhaltes.....	61
10.1.2. Freimachen: Betrachtung der oberen Scheibe.....	62
10.1.3. Leistungsbilanz.....	63
10.1.4. Berechnung der Auflagerreaktionen.....	64
10.2. Prüfkonzept 1 mit verschiebbaren Oberschlitten.....	66
10.3. Prüfkonzept 2 mit verschiebbarer Welle.....	67
10.4. Weiterentwicklung des Prüfkonzepts 2 mit verschiebbarer Welle.....	68
10.4.1. Lagerung der Wellen.....	69
10.4.2. Lagerung der axial-verschiebbaren Achse.....	69
10.4.3. Aufbringung der Vorspannkraft.....	70
10.4.4. Messung der Kräfte.....	72
<b>11. Konstruktion.....</b>	<b>73</b>
11.1. Baugruppe: Prüfzelle.....	74
11.2. Baugruppe: Motorhalterung- schwenkbar.....	77
11.3. Baugruppe Motorhalterung fix.....	80
11.4. Baugruppe Abdeckung mit Blechtasse.....	81
<b>12. Zusammenfassung und Ausblick.....</b>	<b>82</b>
<b>Literaturverzeichnis.....</b>	<b>83</b>
<b>Bildverzeichnis.....</b>	<b>86</b>
<b>Anhang.....</b>	<b>88</b>

## 1. Verwendete Formelzeichen

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
$a$	mm	Achsabstand
$a_d$	mm	Null-Achsabstand
$b$	mm	Zahnbreite
$c$	mm	Kopfspiel
$d$	mm	Teilkreisdurchmesser
$d_a$	mm	Kopfkreisdurchmesser
$d_b$	mm	Grundkreisdurchmesser
$d_f$	mm	Fußkreisdurchmesser
$d_w$	mm	Wälzkreisdurchmesser
$e$	mm	Lückenweite auf dem Teilzylinder
$g_\alpha$	mm	Eingriffsstrecke
$h_{a0}$	mm	Werkzeugkopfhöhe
$h_a$	mm	Zahnkopfhöhe
$h_{f0}$	mm	Werkzeugfußhöhe
$h_{fe}$	mm	maßgebender Biegehebelarm
$h_w$	mm	Gemeinsame Zahnhöhe
$i$	-	Übersetzungsverhältnis
$j_n$	mm	Normalflankenspiel
$j_t$	mm	Drehflankenspiel
$m_n$	mm	Normalmodul
$n$	$\text{min}^{-1}$	Drehzahl
$p$	mm	Teilkreisteilung
$P_{Abtrieb}$	W	Abtriebsleistung
$P_{Antrieb}$	W	Antriebsleistung
$r$	mm	Teilkreisradius
$r_a$	mm	Kopfkreisradius
$r_b$	mm	Grundkreisradius
$r_f$	mm	Fußkreisradius
$r_w$	mm	Wälzkreisradius
$v$	m/s	Umfangsgeschwindigkeit
$v_g$	m/s	Gleitgeschwindigkeit
$v_n$	m/s	Normalgeschwindigkeit



$v_t$	m/s	Tangentialgeschwindigkeit
$x$		Profilverschiebungsfaktor
$z$	-	Zähnezahl
$z_1$		Zähnezahl des kleineren Rades
$z_2$		Zähnezahl des größeren Rades
$\alpha_n$	°	Normaleingriffswinkel
$\alpha_t$	°	Stirneingriffswinkel
$\varepsilon_\alpha$	-	Profilüberdeckung im Normalschnitt
$\rho$	mm	Krümmungsradius, Rundungsradius
$\omega$	s <sup>-1</sup>	Winkelgeschwindigkeit
$\zeta$		Schlupf
$\bar{a}$		Index für treibendes Rad
$\bar{b}$		Index für getriebenes Rad

## 2. Einleitung

Zahnradgetriebe erfüllen die beiden Hauptaufgaben der Antriebstechnik, nämlich Leistungsübertragung und Drehzahlwandlung. Durch die Ressourcenknappheit und der dadurch entstehenden Forderung nach immer effizienteren Getrieben, wird es immer wichtiger die Verzahnung in Richtung Wirkungsgrad zu optimieren.

Die Untersuchungen von gesamten Getrieben gilt es aus Kosten und Ressourcengründen möglichst zu vermeiden. Hierfür ist aus Gründen der Reproduzierbarkeit und Kosten sinnvoller an Modellprüfständen zu forschen, da die Erfahrung zeigt, dass die Ergebnisse aus diesen Untersuchungen durchaus repräsentativ sind. Es hat sich als vorteilhaft erwiesen, wenn die Prüfstände einen einfachen Versuchsaufbau zeigen und damit eine schnelle und kostengünstige Prüfung erlauben.

Ziel dieser Arbeit ist ein versuchsbasiertes Verfahren entwickelt, welches es ermöglicht den Wirkungsgrad bzw. die Reibungsverluste von Zahnradpaaren abzuschätzen. Hierfür ist eine Literaturrecherche notwendig um den Stand der Technik zu ermitteln und Ursachen für Verluste zu klären. Ebenso muss eine Verzahnungskorrektur einer Geradverzahnung und eine Optimierung auf rein geometrischer Basis durchgeführt werden, um die Einfüsse auf den Wirkungsgrad besser untersuchen zu können. Mit den gewonnenen Erkenntnissen kann dann eine Entwicklung einer neuartigen Prüfzelle durchgeführt werden, die es ermöglichen soll, die Reibungsphänomene zwischen zwei Prüfscheiben genau zu untersuchen. Dies könnte helfen die Unkenntnisse über physikalische, chemische, werkstofftechnische und tribologische Zusammenhänge aufzuklären. Es gilt die Modellvorstellungen zu verbessern, um eine gezielte Beeinflussung vorhersehbar und eine Extrapolation über die Versuchsgrenzen hinaus sicher anwendbar zu ermöglichen. Die Forschung an s. g. „Lowloss“-Verzahnungen ist nur eines von vielen Beispielen für die Anwendungsmöglichkeiten dieser Prüfzelle.

### 3. Grundlagen des Zahneingriffs

Zur einfacheren Untersuchung des Sachverhaltes eignen sich Stirnrädern am besten, d.h. Zahnräder mit zylindrischem Grundkörper [1].

Ein Zahnrad muss Drehmoment und Drehbewegung von einer Welle gleichförmig auf eine andere übertragen, d.h.  $\omega_1 / \omega_2 = konst.$  Das ist nur dann möglich, wenn zwei Wälzzylinder mit gemeinsamer Wälzebene ohne Schlupf aufeinander abwälzen[1].

#### 3.1. Verzahnungsgesetz – ebene Verzahnung

Die Voraussetzungen für alle richtigen Eingriffe einer ebenen Verzahnung:

1. Die Umfangsgeschwindigkeiten beider Wälzkreise müssen im Berührungspunkt, also im Wälzpunkt C, gleich sein.

*Die Berührnormale muss immer durch den Wälzpunkt C gehen.*[1, 14]

2. Die Winkelgeschwindigkeiten des treibenden Rades  $\bar{a}$  oder des getriebenen Rades  $\bar{b}$  betragen nach dem Bewegungsgesetz [1, 14]

$$\omega_{\bar{a},\bar{b}} = \frac{\text{Umfangsgeschwindigkeit}}{\text{Abs tan } d} \quad \text{Glg.(1.1)}$$

Die Zahnflanken sollen sich ständig berühren und auch nicht abheben, das bedeutet, dass gelten muss:  $v_{\bar{a}} = v_{\bar{b}} = v_t$ . Das ist nur im Wälzpunkt möglich, also da wo sich  $\bar{a}$  und  $\bar{b}$  berühren.

Daraus folgt:

$$\frac{\omega_{\bar{a}}}{\omega_{\bar{b}}} = \frac{\frac{v_t}{r_{\bar{a}}}}{\frac{v_t}{r_{\bar{b}}}} = \frac{r_{\bar{b}}}{r_{\bar{a}}} \quad \text{Glg.(1.2)}$$

Verallgemeinert lautet das Verzahnungsgesetz also: Die Zahnform ist dann richtig gewählt, wenn

*die Berührnormale den Achsabstand  $a$  stets in einem Punkt, dem Wälzpunkt, schneidet, der  $a$  im umgekehrten Verhältnis der Winkelgeschwindigkeiten teilt.*[1, 14]

### 3.2. Aufbau und wichtigste Begriffe

Der Sachverhalt ist umfangreich in DIN 3960 [22], Verzahnungsgeometrie allgemein, aufgezeigt. Folgend werden nur die wichtigsten Begriffe erklärt.

a) **Übersetzung  $i$**  eines Radpaares. Diese ergibt sich aus der Zähnezahl  $n$  des einen Rades durch die Zähnezahl des anderen. [1, 22]

$$i = \frac{\omega_a}{\omega_b} = \frac{n_a}{n_b} = \frac{r_b}{r_a} \qquad i = -\frac{z_b}{z_a} \qquad \text{Glg.3.3}$$

Der Drehsinn von Ritzel und Rad bei einem Außenrad ist entgegengesetzt, deshalb wird  $i$  negativ [1]. Bei Innenradpaaren ist der Drehsinn gleichgerichtet, daher ist  $i$  hier positiv. Bei Getrieben für Leistungsübertragung wird die Übersetzung  $i$  einer Zahnradstufe  $<5$  gewählt [1]. Über diesem Grenzwert treten oft geometrisch bedingte Eingriffsstörungen auf, bzw. verschlechtert sich der Wirkungsgrad. [1, 14]

b) **Radienverhältnis (Zähnezahlverhältnis)  $u$** .  $u$  ist das Verhältnis der Zähnezahl  $z_2$  des größeren Rades zu der des kleineren  $z_1$  [1, 22].

$$u = \frac{r_2}{r_1} = \frac{z_2}{z_1} \qquad \text{Glg.3.4}$$

Später wird dann  $u$  noch zur Berechnung der Ersatzkrümmungsradien gebraucht, also zur Ermittlung der Grübchentragefähigkeit.

c) **Teilung  $p$ , Teilkreisdurchmesser  $d$ , Achsabstand  $a$** . Die Teilung ergibt sich aus dem Wälzkreisumfang dividiert durch die Zähnezahl [22]. Der Abstand zweier Zähne ist dann die Teilung. Wenn  $p$ , die Teilung, durch einen genormten Modul bestimmt wird, so wird der bestimmte Kreis als Teilkreis mit Durchmesser  $d$  bezeichnet. [1, 22]

$$p = \pi d / z \qquad p = m \cdot \pi \qquad \text{Glg.3.5}$$

Der Achsabstand  $a$  ergibt sich zu: [1, 22]

$$a = r_1 + r_2 = m(z_1 + z_2) / 2 \qquad \text{Glg.3.6}$$

d) **Modul  $m$** . Der Modul ist ein wichtiges Verzahnungsmaß. Er ist definiert als der Quotient aus Teilkreis-Durchmesser  $d$  (in mm) und Zähnezahl  $z$ , bzw. aus Teilung  $p$  und Kreiszahl  $\pi$ . Wenn als Modul runde Werte verwendet werden, dann ergeben sich auch für  $d$  und  $a$  runde Werte. Auch die Kopf- und Fußhöhen werden meistens über ein Vielfaches des Moduls ausgedrückt. Um die Werkzeugzahl zu beschränken wird  $m$  aus einer Normalreihe gewählt. [1, 22]

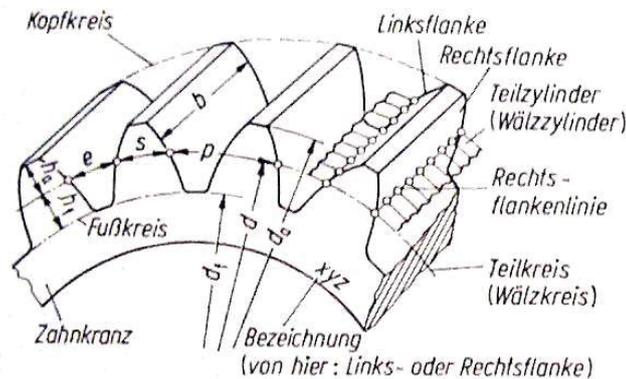
$$m = \frac{d}{z} = \frac{p}{\pi} \qquad \text{Glg.3.7}$$

e) **Zahnhöhe.** Die Kopfhöhe  $h_a$  und die Fußhöhe  $h_f$  (ca. 1,1...1,3 m-Zahnhöhe  $h$ ) und gemeinsame Zahnhöhe  $h_w$  [1, 22]

$$h = h_a + h_f \qquad h_w = h_{a1} + h_{a2} = (d_{a1} + d_{a2})/2 - a \qquad \text{Glg.3.8}$$

f) **Kopfspiel  $c$ .** Ist der Abstand von Kopfkreis zum Fußkreis des Gegenrades. Im Normalfall ca. 0,1 bis 0,3 m. [1, 22]

$$c_1 = h_1 - h_w = a - (d_{a1} + d_{f2})/2 \qquad c_2 = h_2 - h_w = a - (d_{a2} + d_{f1})/2 \qquad \text{Glg.3.9}$$



**Bild 3.1 Bezeichnungen und Maße der Stirnradverzahnung [1]**

g) **Drehflankenspiel (auf dem Teilkreis gemessen).**

$$l_t = p - s_1 - s_2 \qquad l_n = l_t \cdot \cos \alpha \qquad \text{Glg.3.10}$$

Das Normalflankenspiel ist der kürzeste Abstand zwischen den Rückenflanken. In jedem Betriebszustand z.B. Anfahren, wo Temperaturdifferenzen auftreten können, quellenden Zahnradwerkstoffen, Ausnutzung der Fertigungstoleranzen muss immer ein ausreichendes Flankenspiel vorhanden sein. Ist das nicht der Fall kommt es zum klemmen des Zahnradpaares. [1]

h) **Eingriffsprofil.** Ist das aktive Profil, der für die Bewegungsübertragung ausgenutzte Teil der Zahnflanke [1].

i) **Fußflanke.** Von A bis E muss die Fußflanke so ausgeführt sein, dass es zu keiner Berührung mit dem Kopfeckpunkt kommt. Das bedeutet, dass die Kopfbahn des Gegenrades außerhalb der Zahnfußkontur verlaufen muß [1].

j) **Eingriffsstrecke  $g_\alpha$ .** Ist der ausgenutzte Teil der Eingriffslinie während der Bewegungsübertragung. Normalerweise begrenzt durch die beiden Kopfkreise [1].

k) **Eingriffslänge  $l$ .** Ist der Weg auf dem Teilkreis von  $A_1$  bis  $E_1$  [1].

l) **Eingriffswinkel  $\alpha$ .** Winkel zwischen der Tangente im Wälzkreis C und der Eingriffsnormalen YC. Großes  $\alpha$  bedeutet flaches Profil mit Tendenz zu spitzen Zähnen und dickem Fuß, kleines  $\alpha$  bedeutet steile Flanke, dicker Zahnkopf, dünner Zahnfuß [1].

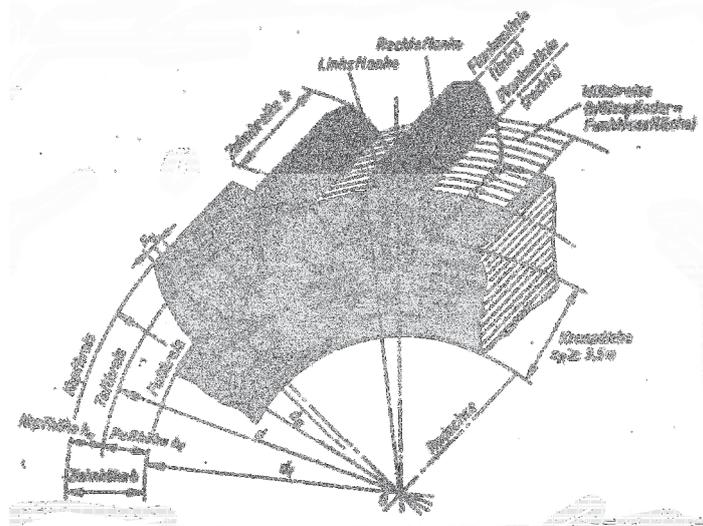


Bild 3.2 Verzahnungsmaße der Stirnradpaarung (Evolvertenverzahnung) [1]

m) **Wirkungsgrad**  $\eta$ . Bei Zahnradgetrieben werden die Drehzahlen, entsprechend dem Formschluss, verlustfrei und das Drehmoment mit einem Reibverlust übertragen. [1]

$$\eta = \frac{P_{Abtrieb}}{P_{Antrieb}} = \frac{P_1 - P_V}{P_1} = 1 - \frac{P_V}{P_1} \quad \text{Glg.3.11}$$

### 3.3. Gleit- und Wälzbewegung der Zahnflanken

Die Umfangsgeschwindigkeiten im Berührungspunkt Y betragen  $v_{ya} = r_{ya} \cdot \omega_a$ ;  $v_{yb} = r_{yb} \cdot \omega_b$ . Der Sachverhalt ist in Bild 3.3 dargestellt. [1]

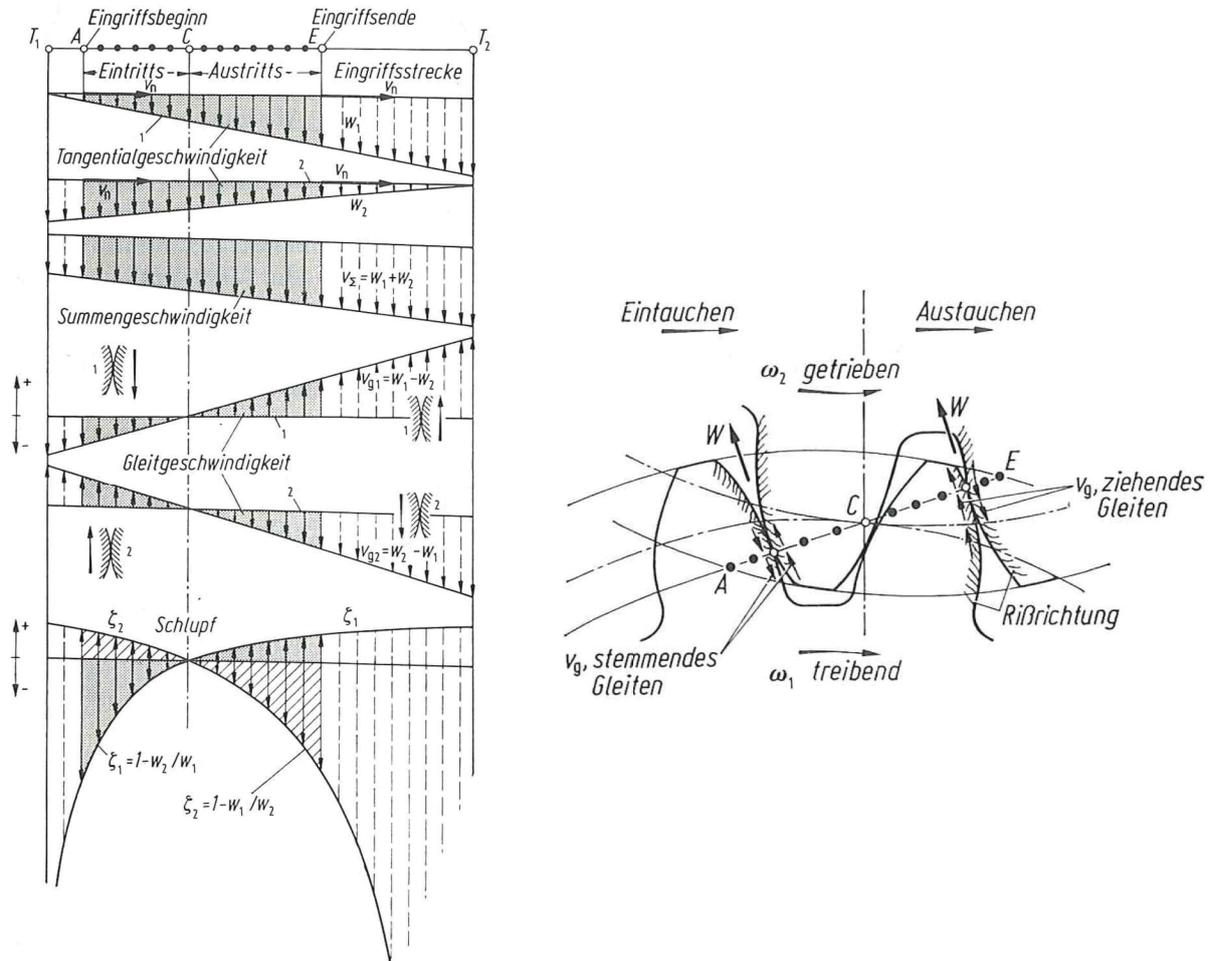


Bild 3.3 a) Geschwindigkeiten der Flankenberührungspunkte b) Gleitrichtung und Wälzrichtung [1]

a) **Absolute Geschwindigkeiten**, Tangentialgeschwindigkeiten  $w_a^-$  bzw.  $w_b^-$ . Die Bewegung von  $Y_a^-$  kann aufgefasst werden als Zusammensetzung von Schiebungen in Richtung C, und Drehungen um  $T_a^-$ . Beides sind feste Punkte auf dem Radkörper  $\bar{a}$  [1]. Die Geschwindigkeit von  $T_a^-$  ist  $v_n$ . Also ist  $w_a^- = \rho_a \cdot \dot{\phi}_y$  und  $\dot{\phi}_y = \dot{\phi} = \omega_a^-$ . Dasselbe gilt für  $w_b^-$ . Es ergibt sich also:

$$w_a^- = (v_t / r_a^-) \cdot (r_a^- \cdot \sin \alpha \pm g_y) = v_t (\sin \alpha \pm g_y / r_a^-) \quad \text{Glg.3.12}$$

$$w_b^- = (v_t / r_b^-) \cdot (r_b^- \cdot \sin \alpha \pm g_y) = v_t (\sin \alpha \pm g_y / r_b^-)$$

b) **Summengeschwindigkeit**  $v_\Sigma$ , ist die Summe der Tangentialgeschwindigkeiten im Berührungspunkt der Flanken. Sie ist eine wichtige Einflussgröße für die Schmierdruckbildung [1].

$$v_\Sigma = w_a^- + w_b^- \quad \text{Glg.3.13}$$

d) **Wälzgeschwindigkeit**  $v_w$ , wird meist die halbe Summengeschwindigkeit bezeichnet [1]. Diese ist die mittlere Geschwindigkeit mit der das Schmiermittel durch den Schmierspalt gedrückt wird.

$$v_w = v_\Sigma / 2 \quad \text{Glg.3.14}$$

e) **Gleitgeschwindigkeit**  $v_g$ , ist die Differenz der absoluten Tangentialgeschwindigkeiten im Berührungspunkt. D.h.:

$$v_g = \pm v_t g_y (1/r_a + 1/r_b) \quad \text{Glg.3.15}$$

Im Wälzpunkt ist die Gleitgeschwindigkeit demnach Null, wechselt das Vorzeichen und wächst proportional mit dem Abstand  $g_y$  vom Wälzpunkt. Sie erreicht ihr Maximum im Eingriffsbeginn und -ende. Sie ist eine wichtige Kenngröße für die Reibung, Erwärmung und Fressbeanspruchung [1].

Durch die Bedingung, dass die über die Eingriffstrecke aufgetragenen Gleitgeschwindigkeiten gleiche Flächen überdecken müssen, ergibt sich eine fiktive gemittelte Gleitgeschwindigkeit:

$$v_{gm} = \frac{v_{ga} g_{ya} + v_{gf} g_{yf}}{2g_y} = \frac{v_{ga}^2 + v_{gf}^2}{2(v_{ga} + v_{gf})} \quad \text{Glg.3.16}$$

f) **Spezifisches Gleiten (Schlupf)**  $\xi$ : Ist die Gleitgeschwindigkeit  $v_g$  bezogen auf die Tangentialgeschwindigkeit  $w_a^-$  oder  $w_b^-$  des Flankenpunktes in Richtung der gemeinsamen Tangente. [1]

$$\begin{aligned} \xi_a^- &= v_{ga}^- / w_{ga}^- = 1 - w_b^- / w_a^- = 1 - (\sin \alpha \pm g_y / r_b) / (\sin \alpha \mp g_y / r_a) \\ \xi_b^- &= v_{gb}^- / w_{gb}^- = 1 - w_a^- / w_b^- = 1 - (\sin \alpha \pm g_y / r_a) / (\sin \alpha \mp g_y / r_b) \end{aligned} \quad \text{Glg.3.17}$$

Im Wälzpunkt ist  $\xi$  Null. Die Maximalwerte sind in den Eingriffspunkten. Im unteren Fußbereich tritt ein großer negativer Schlupf auf, das bedeutet, dass ein kleiner Flankenabschnitt mit einem großen Abschnitt der Gegenflanke kämmt. Die Reibarbeit (am Fuß) wirkt also auf einen kleinen Flankenabschnitt, an der Gegenflanke (am Kopf) auf einen großen Abschnitt.  $\xi$  ist also ein Parameter für die Verschleißbeanspruchung [1]

g) **Bewegungsrichtungen** Bild 3.3 b).

- Fußbereich der treibenden Flanke  $\bar{a}$ : Bereich des Eintauchens, Gleiten zum Fuß  $\bar{a}$  hin gerichtet: Stemmendes Gleiten; die Gleitbewegung und die Wanderbewegung des Berührungspunktes sind gegengerichtet. [1, 14]  
Eingriffsstrecke des Eintauchens:  $g_{f\bar{a}} = g_{a\bar{b}}$
- Kopfbereich der getriebenen Flanke  $\bar{b}$ : Bereich des Eintauchens, Gleiten zum Fuß  $\bar{b}$  hin gerichtet: Stemmendes Gleiten; Gleit- und Wanderbewegung gleichgerichtet. [1, 14]
- Kopfbereich der treibenden Flanke  $\bar{a}$ : Bereich des Austauchens, Gleiten zum Kopf  $\bar{a}$  gerichtet: Ziehendes Gleiten; Gleit- und Wanderbewegung gleichgerichtet. [1, 14]  
Eingriffsstrecke des Austauchens:  $g_{a\bar{a}} = g_{f\bar{b}}$
- Fußbereich der getriebenen Flanke  $\bar{b}$ : Bereich des Austauchens, Gleiten zum Kopf  $\bar{b}$  hin gerichtet; Ziehendes Gleiten; Gleit- und Wanderbewegung sind entgegengerichtet. [1, 14]
- Der Schlupf kann jeweils nur für ein Rad betrachtet werden und ist dann größer 0 wenn die Gleitgeschwindigkeit in Richtung Fahrgeschwindigkeit geht, bzw. kleiner 0; wenn diese beiden Geschwindigkeitskomponenten in die entgegengesetzte Richtung zeigen.

## 4. Verlustleistung, Wirkungsgrad, Erwärmung

Die Kriterien Verlustleistung, Wirkungsgrad, Erwärmung sind für eine Getriebeauswahl maßgebend. Getriebe mit sich kreuzenden Achsen (Schnecken-, Hypoid-, Schraubrad-Getriebe) haben wegen ihren Gleitbewegungen in Zahn längsrichtung die niedrigsten Wirkungsgrade [1, 2]. Für die Übertragung höherer Leistungen sind, unter Betrachtung dieser Gesichtspunkte, Zahnräder am besten geeignet, die sich schneidende oder parallele Achsen haben, d.h. ohne Zahn längsgleiten. Z.B.: Kegelräder, Gerad- oder Schrägstirnräder.[1, 2, 14] Die Verlustleistung tritt in Form von Wärme auf und bestimmt somit maßgeblich die Temperatur des Getriebes. Somit bildet die Verlustleistung die Grundlage zur Auslegung von Getrieben [1].

### 4.1. Verlustleistung

$$\begin{array}{ccccccc}
 & \text{Zahnräder} & & \text{Lager} & & \text{Dichtung} & \text{Sonstiges} \\
 & \underbrace{\hspace{2cm}} & & \underbrace{\hspace{2cm}} & & | & | \\
 P_V = & P_{Vz} + P_{Vz0} & + & P_{VB} + P_{VB0} & + & P_{VD} & + P_{VX}
 \end{array}
 \qquad \text{Glg.4.1}$$

Die Zahnreibungsverluste  $P_{Vz}$  und die Lagerverluste  $P_{VB}$  resultieren aus der Belastung, wohin gegen die Leerlaufverluste  $P_{Vz0}$ , die Lager-Leerlaufverluste  $P_{VB0}$ , die Reibungsleistung der Dichtungen  $P_{VD}$  und die Verlustleistung anderer Aggregate  $P_{VX}$  schon im Leerlauf vorhanden sind [1, 2].

#### 4.1.1. Zahnreibungsverluste $P_{Vz}$

Die Zahnreibungsverluste entstehen aus der Kraftübertragung bei Gleit- und Wälzbewegung der Zahnflanken. Sie sind die Hauptanteile bei niedrigen Umfangsgeschwindigkeiten. Die Zahnreibungsverluste steigen mit [1, 2]:

- Steigender Belastung etwa proportional
- Abnehmender Ölviskosität  $\eta$  geringfügig
- Wachsender Umfangsgeschwindigkeit  $v_t$  weniger als proportional der übertragenen Leistung da die Reibzahl  $\mu$  mit wachsendem  $v_t$ , bis zu einem Grenzwert, abnimmt.

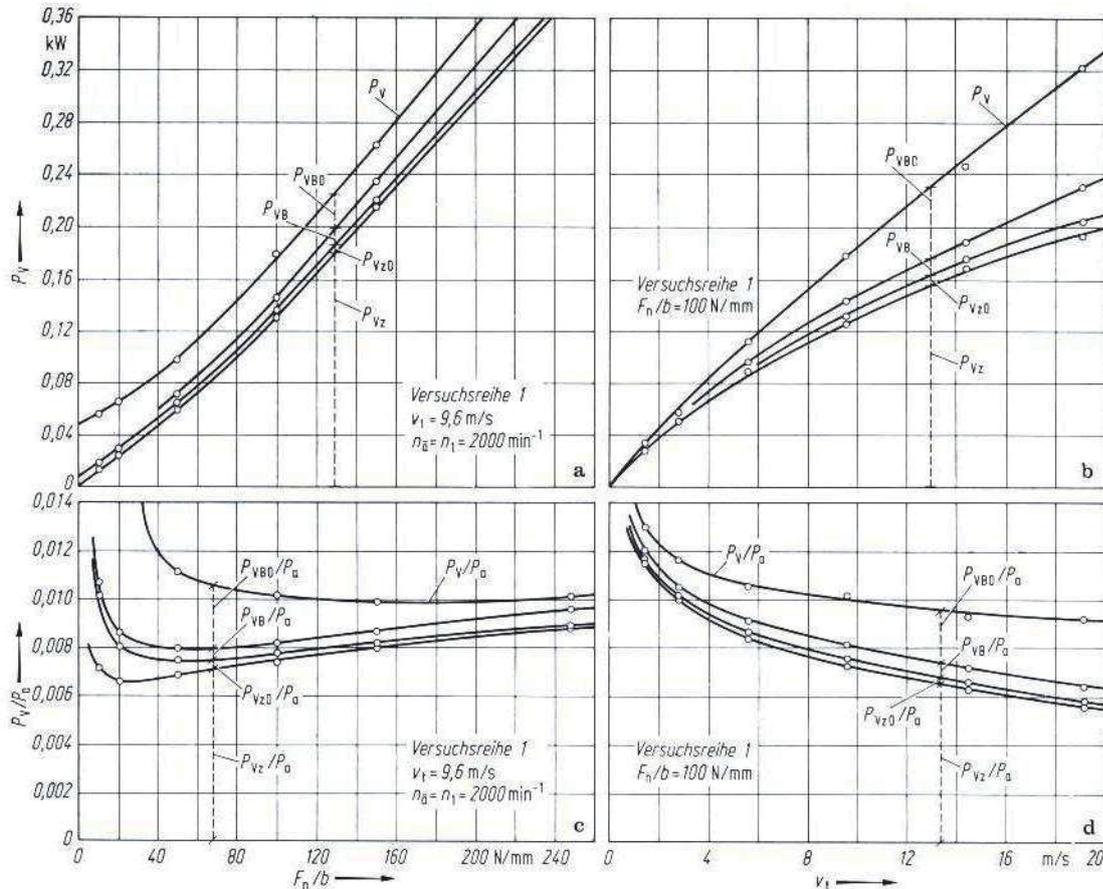


Bild 4.1 a), b) Anteile der Gesamtverlustleistung; c), d) relative Verlustleistung [1]

Die Zahnreibungsverluste treten je höher  $v_t$  wird immer mehr in den Hintergrund, da andere Verlustleistungen mit  $v_t$  ansteigen.

Nach Coulomb gilt [1, 2]:

$$P_{Vz} = F_R v_g = (1/p_e) \int_g F_n(g) \cdot \mu(g) \cdot v_g(g) dg \quad \text{Glg.4.2}$$

Mit den örtlichen Größen für die Normalkraft  $F_n$ , dem Reibungskoeffizienten  $\mu$  und der Gleitstrecke  $g$ .

Wenn der Reibungskoeffizient, außer in Wälzpunktnähe, als konstant angenommen wird:

$$P_{Vz} = F_t v_t \mu_m \frac{1}{p_e \cos \alpha} \int \frac{F_t}{F_n} \frac{v_g}{v_t} dg = P_a \mu_m H_V \quad \text{Glg.4.3}$$

In dieser Gleichung steht  $P_a = F_t v_t$  für die Antriebsleistung und  $H_V$  für den Zahnverlustgrad. Wir nehmen eine Kraftaufteilung und Verlauf der Gleitgeschwindigkeit wie in Bild 4.3 an und berechnen hierfür  $H_V$ . Die Teilüberdeckungen  $\varepsilon_1$  und  $\varepsilon_2$  werden jeweils kleiner als 1 angenommen, dass bedeutet, dass der Wälzpunkt im Einzeleingriffsgebiet ist [1].

$$H_V = \pi(u+1)/(z_1 u \cos \beta_b) * (1 - \varepsilon_\alpha + \varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2) \quad \text{Glg.4.4}$$

Wie in Bild 4.4 dargestellt, gilt für den dort gezeigten Bereich bei Stirnrädern, Ölviskosität und Umfangsgeschwindigkeit  $v_t \leq 20 \text{ m/s}$  für geschliffene Verzahnungen überschlagsmäßig [1]:

$$P_{Vz} + P_{Vz0} \approx P_a K_A \left( \frac{0,1}{z_1 \cos \beta} + \frac{0,33}{v_t + 2} \right) \quad \text{Glg.4.5}$$

Im Falle von geläpften Verzahnungen gelten 1,2- fache Werte, im Falle von gefrästen Verzahnungen 1,5- fache Werte [1].

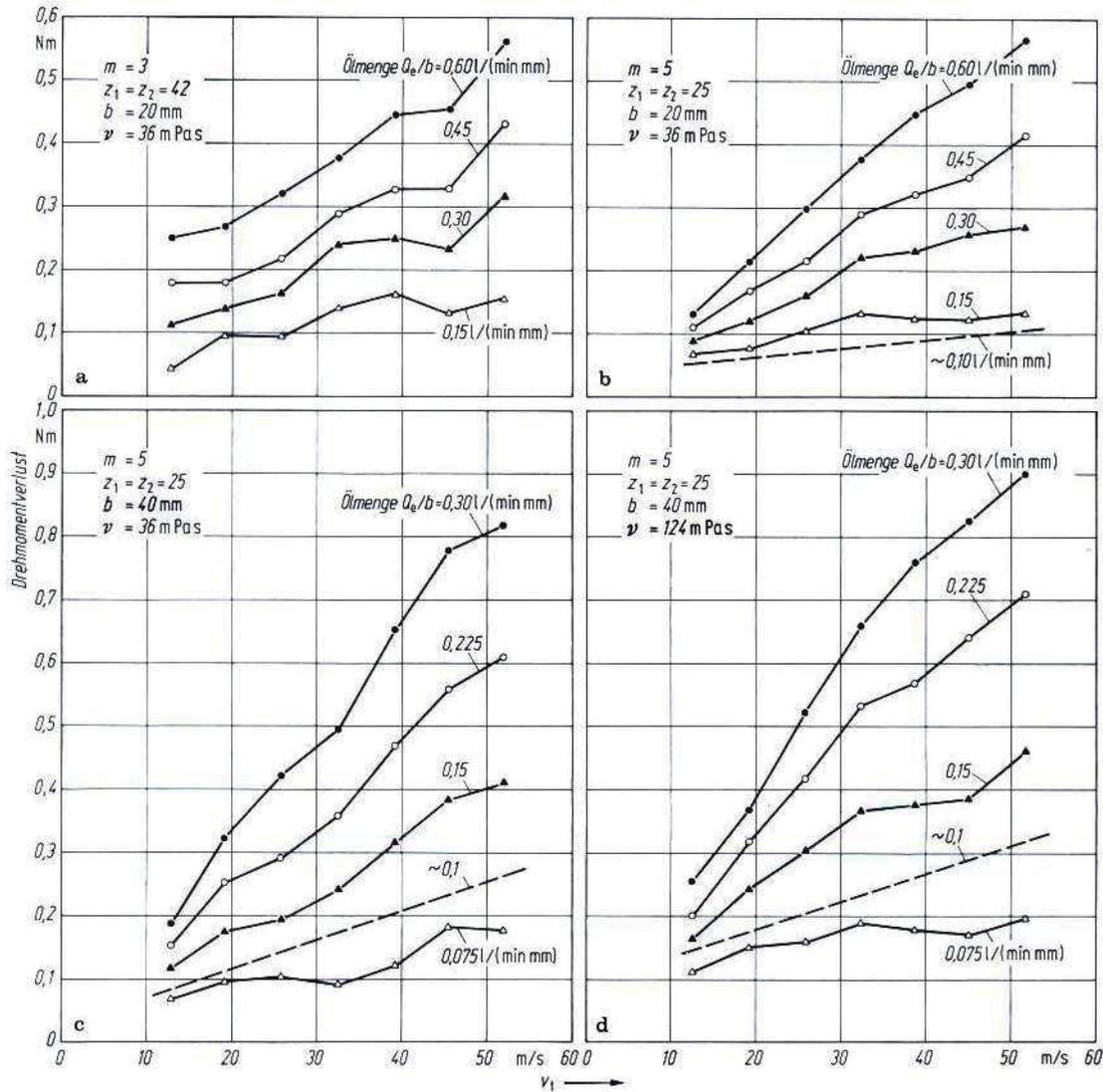


Bild 4.2 Zahnradleerlaufverluste bei Einspritzschmierung a), b) Einfluss des Moduls; b) c) Einfluss der Zahnbreite; c) d) Einfluss der Betriebsviskosität [1]

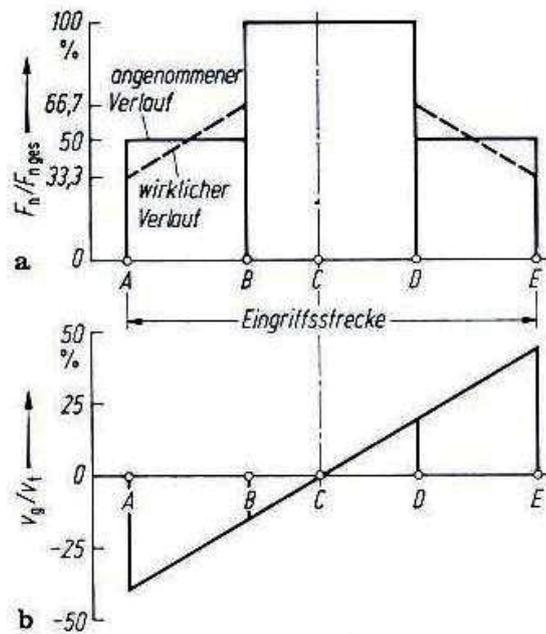


Bild 4.3 Annahmen zur Berechnung der Zahnverlustleistung [1]

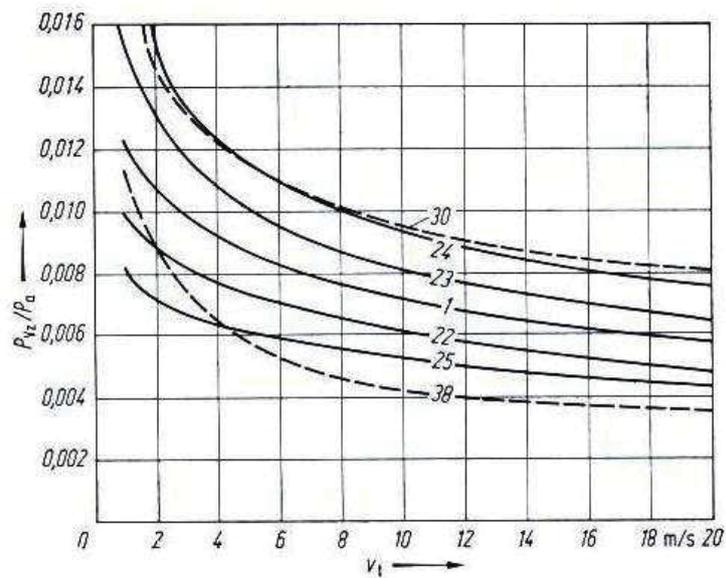


Bild 4.4 Relative Zahnverlustleistung [1]

Die Kurven 1 bis 30 unterscheiden sich jeweils durch unterschiedliche Module, sowie Profilüberdeckungen und Zähnezahlen [1].

- 1:  $z_1 = z_2 = 20$ ;  $m = 4,5 \text{ mm}$ ;  $\alpha_w = 22,43^\circ$ ;  $\beta = 0$ ;  $\varepsilon_\alpha = 1,5$ ;  $R_a \approx 0,3 \mu\text{m}$ ; Mineralöl B, Zähigkeit  $\eta_e = 40 \text{ mPas}$ ; Zahnnormalkraft  $F_{bt} = 100 \text{ N/mm}$  Zahnbreite
- 22:  $\varepsilon_\alpha = 1,1$ ;
- 23:  $\varepsilon_\alpha = 1,8$ ;
- 24:  $m = 6$ ;  $z_1 = z_2 = 15$ ;
- 25:  $m = 3$ ;
- 30: Kreuzschliff grob  $R_a \approx 1,5 \mu\text{m}$ ;
- 38: Synthetisches Öl F (Polyether)

$P_{Vz}$  liegt im Bereich von 0,3% von  $P_a$  bei Stirnradgetrieben mit Wälzlagerung, Tauchschmierung, gehärtet und geschliffene Stirnräder und bis zu 6% bei Hypoidgetrieben mit Wälzlager, Tauchschmierung und gehärtet und geläpften Zähne. Diese Angaben beziehen sich auf die Nennleistung bei Betriebstemperatur, bei Teillast und niedrigen Temperaturen kann die Verlustleistung zum Teil wesentlich höher sein. [1]

#### 4.1.2. Mittlere Zahnreibungszahl $\mu_m$

In Untersuchungen von Vojacek [10] wurde aufgezeigt, dass  $\mu_m$  abgesehen von Belastung, Wälz- und Gleitgeschwindigkeit sowie Ölviskosität auch noch von der chemischen Struktur des Öls abhängt. Sinnvoll ist daher bei synthetischen Ölen  $\mu_m$  im Versuch vorher zu bestimmen. Liegen für die Zahnreibzahl keine Messwerte vor, so kann man  $\mu_m$  auch überschlägig mit folgender Formel berechnen [1]:

$$\mu_m = 0,045 * \left( \frac{K_A F_{bt} / b}{v_{\Sigma m} \rho_m} \right)^{0,2} \eta_m^{-0,05} X_R \leq 0,2 \quad \text{Glg.4.6}$$

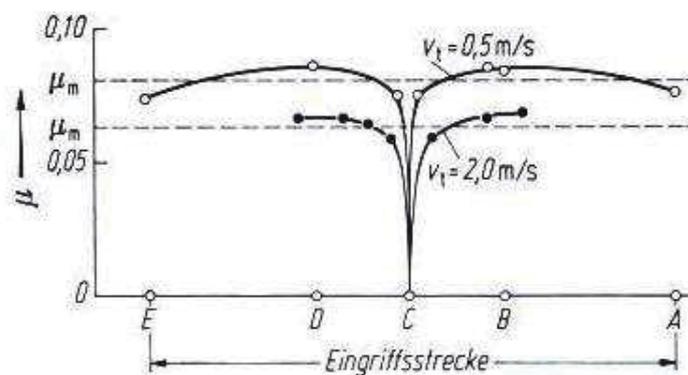


Bild 4.5 Verlauf der Reibzahl über dem Zahneingriff [10]

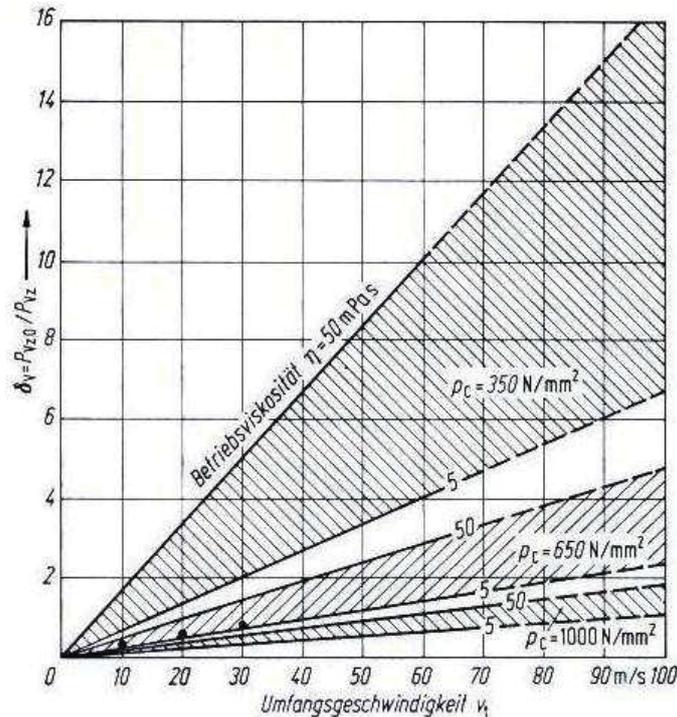


Bild 4.6 Leerlaufverluste für Einspritzschmierung nach FZG [1]

In Glg.4.6 bedeutet  $F_{bt}$  die Zahnnormalkraft im Stirnschnitt,  $v_{\Sigma m}$  die mittlere Summengeschwindigkeit über den Eingriff,  $\rho_m$  mittlerer Ersatzkrümmungsradius im Normalschnitt,  $\eta_m$  ist die Ölviskosität bei Massentemperatur und  $X_R$  ist der Faktor für den Einfluss der Rauheit [1].

$$X_R = 3,8(R_a / d_1)^{1/4} \quad \text{Glg.4.7}$$

$R_a$  ist der arithmetische Mittenrauwert in Evolventenrichtung. Die Ergebnisse, dargestellt in Bild 4.6, basieren auf Versuche bei Hertz'schen Pressungen  $p_c > 600 \text{ N/mm}^2$  und Umfangsgeschwindigkeiten  $v_t < 30 \text{ m/s}$  [1].

Es gelten daher in Bild 4.6 folgende Grenzwerte [1]:

- Bei  $v_t < 1 \text{ m/s}$  sind höhere Reibungszahlen als zu erwarten laut Glg.2.6,
- bei  $v_t > 50 \text{ m/s}$  ist der Grenzwert für  $v_{\Sigma m}$  bei  $v_t = 50 \text{ m/s}$  einzusetzen,
- bei  $F_{bt} / b < 150 \text{ N/mm}$  ist der Grenzwert  $150 \text{ N/mm}$  einzusetzen.

Für die Berechnung der Fressbeanspruchung muss man den ungünstigsten Fall annehmen, d.h.: das am ungünstigsten belastete Zahnpaar (Faktor  $K_{H\alpha}$  nach DIN 3990 [22]), an der höchst belasteten Stelle über die Zahnbreite gesehen (Faktor  $K_{H\beta}$ ) [1].

$\mu_B$ , die Reibungszahl für Fressbeanspruchung berechnet sich aus Glg.2.6, jedoch wird an Stelle von  $K_A$ ,  $K_A K_{\alpha\beta} K_{H\alpha}$  eingesetzt.  $K_V$  bleibt unberücksichtigt, da  $\mu_m$  und  $\mu_B$  Mittelwerte für die Eingriffsdauer darstellen [1, 2].

$\mu_m$  lässt sich auch in einem Zahnradprüfstand messen.  $\mu_m$  ist eine entscheidende Größe, sowohl bei der Beurteilung der Verlustleistung und damit des Wirkungsgrades, als auch bei der Bestimmung der Massentemperatur, der Blitztemperatur und der Integraltemperatur [2]. Die Massentemperatur stellt sich als Gleichgewicht zwischen zugeführter Verlustleistung und abgeführter Kühlleistung am Zahn ein. Die Integraltemperatur setzt sich zusammen aus der Massentemperatur und der mit einem Gewichtungsfaktor angepassten, über die Eingriffsstrecke gemittelten Blitztemperatur. Der Gewichtungsfaktor ist notwendig um einen Zusammenhang zwischen einer realen, messbaren Massentemperatur und einer rein rechnerischen gemittelten Blitztemperatur auf den Fressvorgang herzustellen [2].

## 5. Abhängigkeiten und Einflüsse auf die Verluste der Verzahnung bzw. des Getriebes

Die im folgenden präsentierten Ergebnisse wurden auf der TU München auf einem Zahnradprüfstand mit mechanischem Leistungskreislauf (Bild 5.1) von Michaelis [2] durchgeführt.

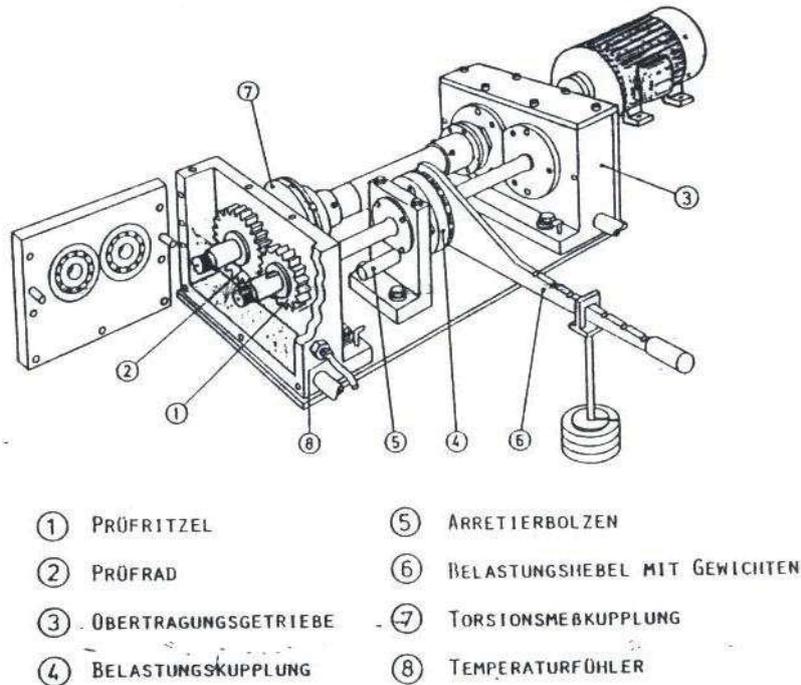


Bild 5.1 Zahnradverspannungsprüfstand mit mechanischem Leistungskreislauf [2]

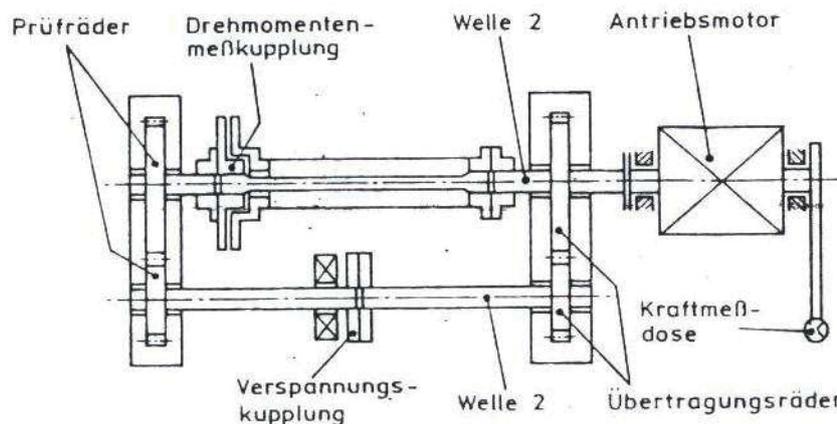


Bild 5.2 Prüfstands Aufbau zur Verlustleistungsmessung (schematisch) [2]

Die Versuche wurden auf einem Verspannungsprüfstand mit Achsabstand  $a = 91,5\text{mm}$  und drehzahlgeregeltem Gleichstromantrieb durchgeführt. Die Lagerung des Motors war frei pendelnd, sodass das Reaktionsmoment an einem Hebel über eine Kraftmessdose gemessen werden konnte (Bild 5.2) [2]. Aus Moment und Drehzahl konnte die gesamte eingeleitete

Leistung, die systembedingt, die Verlustleistung widerspiegelt, ermittelt werden. Bei den Versuchen wurden gleiche Verzahnungen in beiden Getrieben verwendet. Die Mehrzahl der Versuche wurde bei Ölspritzschmierung durchgeführt [2]. Um die gewünschte Prüftemperatur zu erreichen wurde der Prüfkasten mit einer elektrischen Heizung ausgestattet. [2]

## 5.1. Getriebeverluste

Es wurde angenommen, dass sich das gemessene Abstützmoment gleichmäßig auf beide Getriebekästen verteilt [2]. Die Verlustleistung durch das Stützlager der Verspannungskupplung wurde vernachlässigt da das Lager theoretisch unbelastet ist, was aber mit Sicherheit nicht der Realität entspricht [2]. Allerdings sind diese Verluste größenordnungsmäßig gesehen zu den Gesamtverlusten klein und dadurch ist die Vernachlässigung vertretbar. In Bild 5.3 ist das für einen Getriebekasten aufgenommene Verlustmoment resultierend aus Verzahnung, 4 Rillenkugellagern und dem Planschen, über die Geschwindigkeit für drei untersuchte Öle beispielhaft aufgetragen.

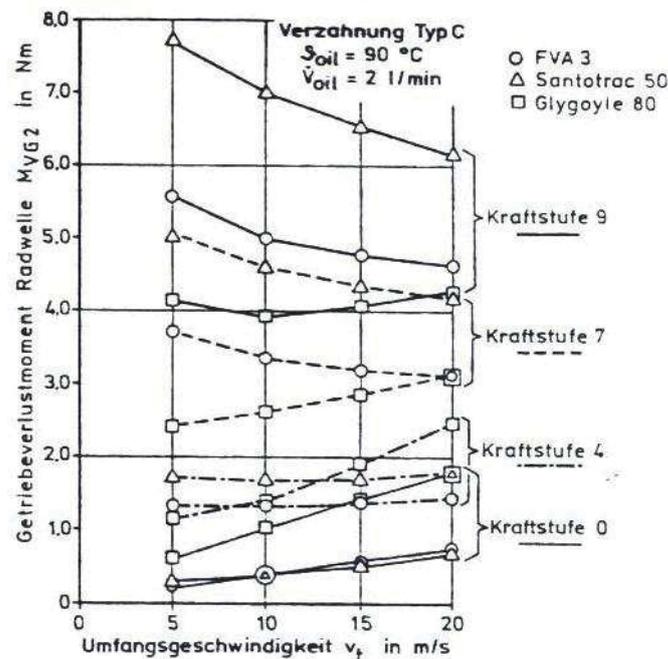


Bild 5.3 Gemessenes Gesamtgetriebeverlustmoment an der Radwelle [2]

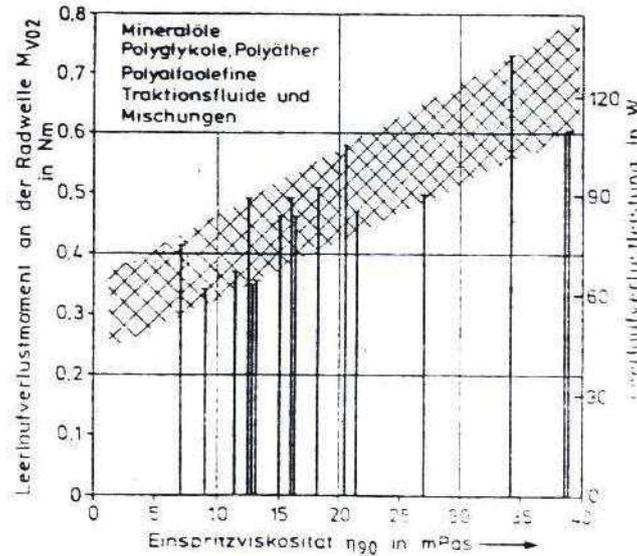


Bild 5.4 Gesamte Leerlaufverluste bei 10 m/s [2]

Um die Darstellung zu verdeutlichen wurde neben dem Standardmineralöl FVA 3 (ISO VG 100) zwei Untersuchungen an zwei deutlich unterschiedlichen Ölen durchgeführt. Zum einen wurde das Traktionsfluid Santotrac 50 (ISO VG 32) und zum anderen den Polyglykol 80 (ISO VG 460) gewählt. In Bild 5.3 ist das typische Verhalten dargestellt. Bei hohen Belastungen sinkt mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit das Verlustmoment ab, weil die Reibzahl sinkt. Bei niedrigen Belastungen überwiegen die Leerlaufverluste, das Verlustmoment steigt mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit. Das Leerlaufverlustmoment wird nur von der Einspritzviskosität bestimmt und ist unabhängig von der Molekülstruktur (Bild 5.4). Die Gesamtverlustleistung eines Getriebekastens (Bild 5.5) ergibt sich durch Multiplikation von Verlustmoment  $M_{VG2}$  mit der Winkelgeschwindigkeit  $\omega_2$ . Auch hier wird der starke Einfluss des Leerlaufanteils bei hoher Umfangsgeschwindigkeit für zähe Öle deutlich. [2]

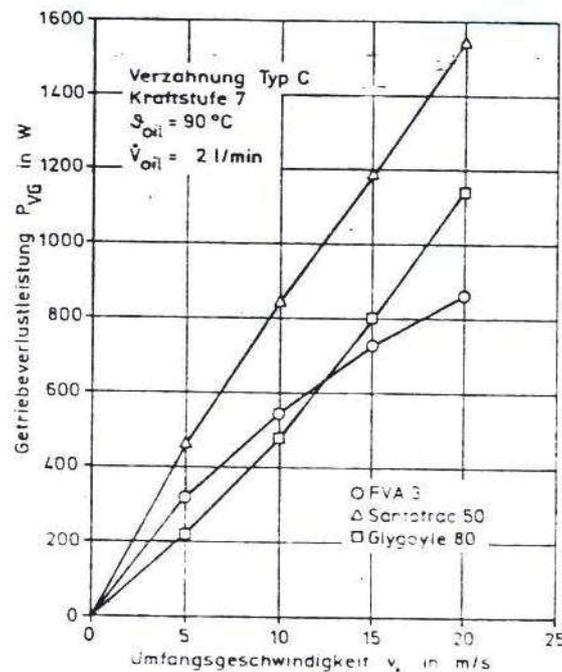


Bild 5.5 Gesamte Getriebeverlustrleistung [2]

## 5.2. Lastabhängige Verzahnungsverluste

Die Gesamtverlustleistung wird aus lastabhängigen und lastunabhängigen Verlusten von Lagern und Verzahnungen gebildet. Wobei  $P_{VO} = P_{VZO} + P_{VBO}$  ist, also die gesamten Leerlaufverluste darstellen.  $P_{VD}$  ist die Dichtleistung und kann in diesem Fall als Null angenommen werden da nicht- schleifende Spaltdichtungen bei diesem Getriebekasten verwendet wurden. Zur Bestimmung von  $P_{Vz}$  ist nur noch die Größe der lastabhängigen Lagerverluste  $P_{VB}$  zu ermitteln.

Nach Eschmann gilt für ein Lager: [2]

$$M_{VLP} = \mu_1 \cdot f_1 \cdot F \cdot \frac{D_0}{2} \tag{Glg.5.1}$$

Wobei F [N] die resultierende Lagerbelastung ist und  $\mu_1$  die Reibungszahl des Lagers in Abhängigkeit von Belastung und Bauform  $\mu_1 = 0,0002 \left(\frac{F}{C_0}\right)^{1/2}$  darstellt [2].

$f_1$  ist der Lastrichtungsbeiwert und  $D_0$  [m] ist der Teilkreisdurchmesser des Lagers.

Daraus ergibt sich die gesamte Lagerverlustleistung für einen Getriebekasten zu:

$$P_{VLP} = 2 \cdot M_{VLP} \cdot \omega_1 + 2 \cdot M_{VLP} \cdot \omega_2 \tag{Glg.5.2}$$

Es wurde eine modifizierte Lagerverlustleistung bei Schmierung mit beliebigen Öl x definiert, welche von den rechnerischen Lagerverlusten bei Schmierung mit dem Mineralöl ausgeht. [2]

$$P_{VLP}(x) = \frac{P_{VP}(x)}{P_{VP}(Mineralöl)} \cdot P_{VLP}(Mineralöl) \tag{Glg.5.3}$$

wobei  $P_{VP} = P_{VG} - P_{VO}$  Glg.5.4

Es wird hierbei angenommen, dass sich die lastabhängigen Lagerverluste genauso zueinander verhalten, wie die lastabhängigen Gesamtverluste. Die Ergebnisse der so ermittelten lastabhängigen Verzahnungsverlustleistung  $P_{VZP}$  sind wiederum für die drei Öle beispielhaft dargestellt Bild 5.6.

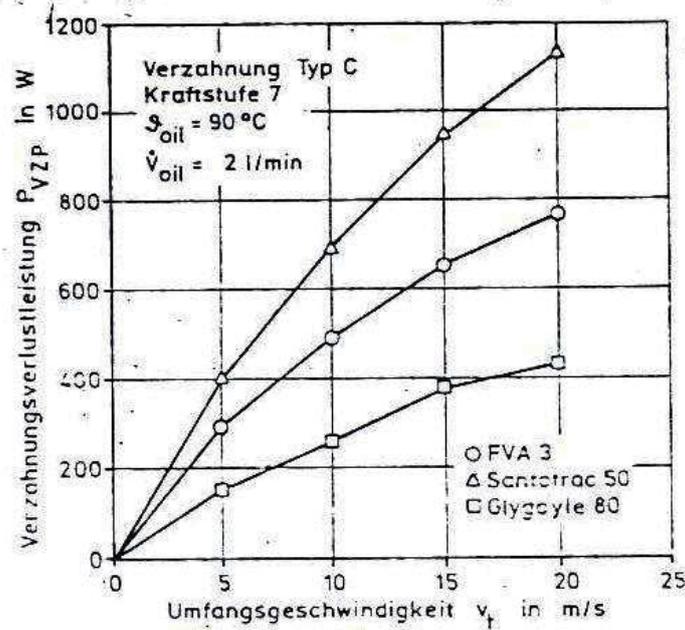


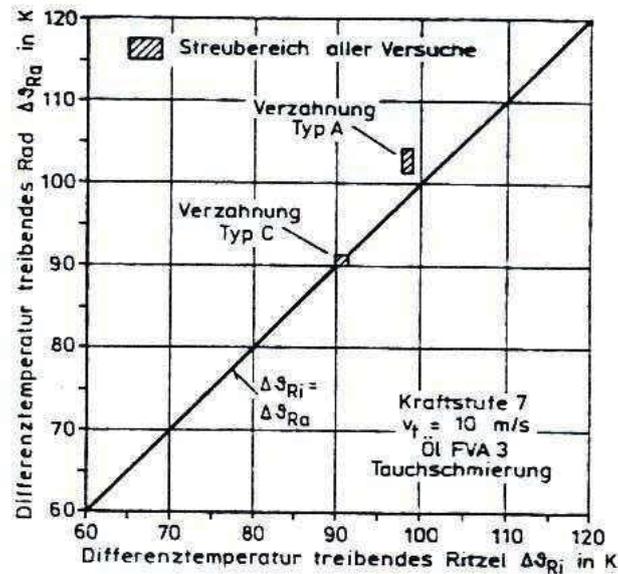
Bild 5.6 Lastabhängige Verzahnungsverluste [2]

### 5.3. Einfluss der Treibrichtung

Dieser Einfluss ließ sich am angeführten Verspannungsprüfstand der TU München nicht direkt messen, da in jedem Fall im Prüfkasten z.B. das Ritzel, im Übertragungskasten das Rad treibt. Eine Abschätzung ist prinzipiell auf zwei Arten möglich. [2]

- Messung der Beharrungstemperatur im Ölsumpf bei Tauchschmierung für treibendes Ritzel und treibendes Rad für die Verzahnungen A und C.
- Messung der Verzahnungsverluste bei reihenweiser Vertauschung der Prüfverzahnungen A und C.

Michaelis [2] hat bei der Bestimmung darauf geachtet, dass die Umgebungsbedingungen für jeden Versuch konstant sind, um weitgehend gleich bleibenden Wärmeübergang voraussetzen zu können. Die sich ergebende Differenztemperatur bei treibendem Ritzel  $\Delta\vartheta_{Ri}$  und treibendem Rad  $\Delta\vartheta_{Rad}$  für Belastungen in Kraftstufe 7 und Umfangsgeschwindigkeit  $v_t = 10\text{ m/s}$  für FVA 3 sind im Bild 5.7 dargestellt. Daraus lässt sich ableiten, dass kein messbarer Unterschied zwischen treibendem Ritzel und treibendem Rad festgestellt werden kann.



**Bild 5.7 Quasistationäre Differenztemperatur bei treibendem Ritzel/Rad**

Bei der Verlustleistungsmessung mit reihenweiser Vertauschung der Prüfräder ging Michaelis [2] von der Überlegung aus, die Gesamtverlustleistung der beiden Getriebe bei unterschiedlicher Treibrichtung zu messen und die Verlustleistung einer Kombination daraus rechnerisch zu bestimmen. Hierbei muss die Gesamtverlustleistung  $P_{V\_I-IV}$  für die möglichen Kombinationen gemessen werden, wobei z.B.  $P_V(A, Ri)$  für Verlustleistung der Verzahnung Typ A bei treibendem Ritzel steht.

$$P_{V\_I} = P_V(A, Ri) + P_V(A, Ra)$$

$$P_{V\_II} = P_V(C, Ri) + P_V(C, Ra)$$

$$P_{V\_III} = P_V(A, Ri) + P_V(C, Ra)$$

$$P_{V\_IV} = P_V(C, Ri) + P_V(A, Ra)$$

Die vier Gleichungen mit den unbekanntem Verlustleistungen lassen zunächst eine exakte Messmöglichkeit vermuten, jedoch zeigte sich, dass sie unabhängig voneinander sind [2]. Trotzdem lässt sich aus den Versuchen ein Anhalt über die Verhältnisse gewinnen Bild 5.8. Für den Fall äquivalenter Verlustleistungen für treibendes Ritzel und Rad müssten die Kurven III und IV zusammen fallen. Allerdings stellt sich der Zusammenhang ein:

$$P_V(A, Ri) - P_V(C, Ri) = 180W \quad \text{Glg.5.5}$$

$$P_V(A, Ra) - P_V(C, Ra) = 300W \quad \text{Glg.5.6}$$

Das bedeutet unter der Annahme

$$\frac{P_V(C, Ra)}{P_V(A, Ra)} = 1,0 \quad \text{Glg.5.7}$$

$$\text{für } \frac{P_V(C, Ra)}{P_V(A, Ri)} = 1,18$$

Glg.5.8

also eine um 18% höhere Verlustleistung der A- Verzahnung bei treibendem Rad gegenüber treibendem Ritzel [2].

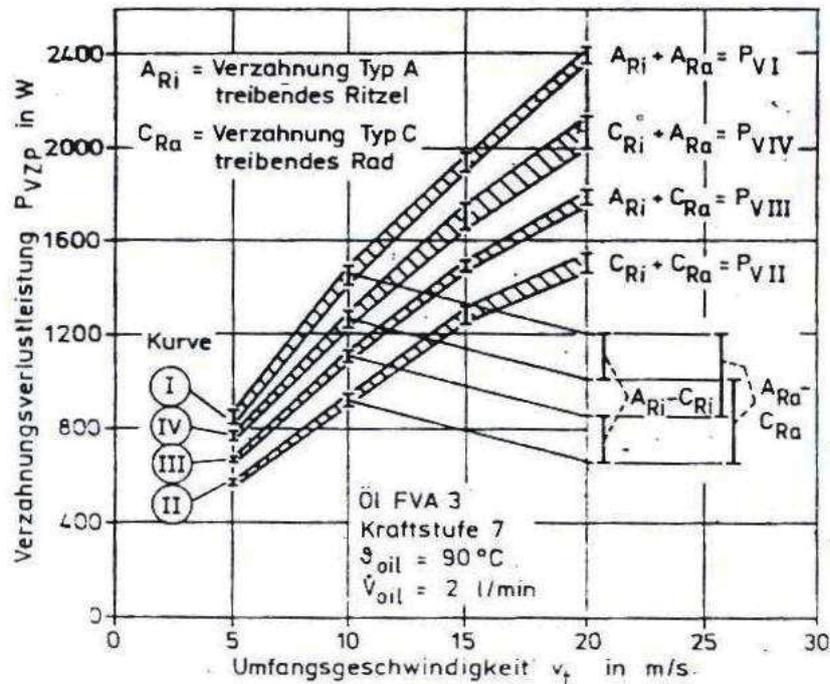


Bild 5.8 Lastabhängige Verzahnungsverlustleistung beider Getriebekästen [2]

#### 5.4. Verzahnungsgeometrieinfluss

Wird die Fressicherheit nach einem Temperaturkriterium berechnet, so wird für die Temperatur der Praxisverzahnung die Reibungszahl einer bezüglich Gleiten meist ausgeglichenen Betriebsverzahnung und für die Fressstemperatur diejenige einer meist einseitig ausgelegten Testverzahnung benötigt [2]. Unter der Voraussetzung von Glg.5.7 kann aus Bild 5.8 der Einfluss für ein treibendes Ritzel der Verzahnungsgeometrie abgeleitet werden.

In Bild 5.9 wird gezeigt, dass, bei der Verzahnung Typ A die größeren lastabhängigen Verluste auftreten (Glg.5.8), da hier ein höherer Gleitanteil wirkt. Die Untersuchungen nach Michaelis [2] haben gezeigt, dass die Unterschiede der Verlustleistung mit dem Zahnverlustfaktor  $H_V$  nach Ohlendorf weitgehend richtig erfasst werden.

$$H_V = \frac{\pi \cdot (u+1)}{z_1 \cdot u \cdot \cos \beta_b} \cdot (1 - \varepsilon_\alpha + \varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2)$$

Glg.5.9

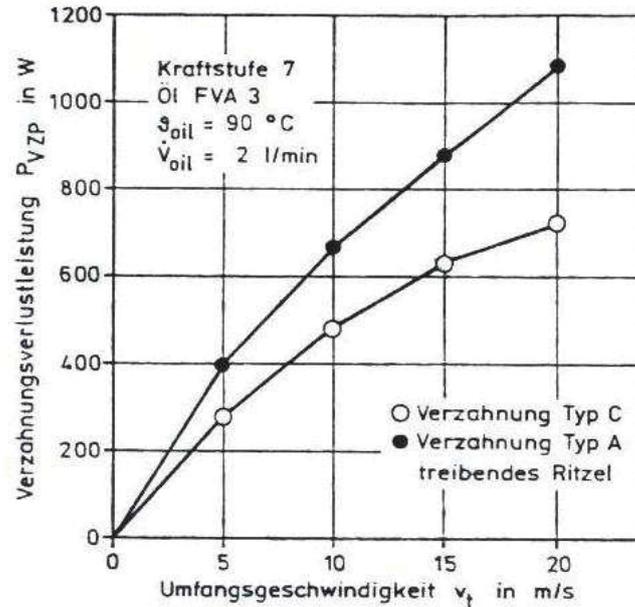


Bild 5.9 Lastabhängige Verzahnungsverluste der Zahnform A und C [2]

Bild 5.9 zeigt wie zu erwarten eine höhere lastabhängige Verzahnungsverlustleistung für den Verzahnungstyp A, da diese Verzahnung auch den höheren Gleitanteil hat.

### 5.5. Lokal-geometrischer Zahnverlustfaktor

Die vereinfachte Lastverteilungsannahme korreliert nicht immer mit den Ergebnissen einer heute als richtig anerkannten Berechnung der Lastverteilung nach dem FVA-Rechenprogramm „RIKOR“ [13]. Dies ist vor allem bei Schrägverzahnungen ein sehr wichtiger Punkt. Es wird deshalb für die Berechnung der lokalen Lastverteilung ein Verlustfaktor eingeführt, der dies berücksichtigt. Dieser lokal-geometrische Zahnverlustfaktor wird  $H_{VL}$  bezeichnet und legt die aus dem FVA-Rechenprogramm „RIKOR“ berechnete Lastverteilung über der Eingriffsstrecke einer Verzahnung zu Grunde [13]. Mathematisch lautet die Darstellung:

$$H_{VL} = \frac{1}{p_{et}} \int_{y=0}^b \int_{x=A}^E \frac{f_N(x,y)}{F_{bt}} \cdot \frac{v_g(x,y)}{v_{tb}} dx dy \quad \text{mit} \quad f_N(x,y) = f_{N,RIKOR}(x,y) \quad \text{Glg.5.10}$$

$p_{et}$  ... Eingriffsteilung am Grundkreis in mm

$y$  ... Koordinate in Verzahnungsrichtung in mm

$b$  ... Verzahnungsbreite in mm

$x$  ... Koordinate auf Eingriffslinie; Abstand vom Wälzpunkt in mm

$A$ ... Koordinate auf Eingriffslinie; Beginn der Eingriffsstrecke in mm

$E$ ... Koordinate auf Eingriffslinie; Ende der Eingriffsstrecke in mm

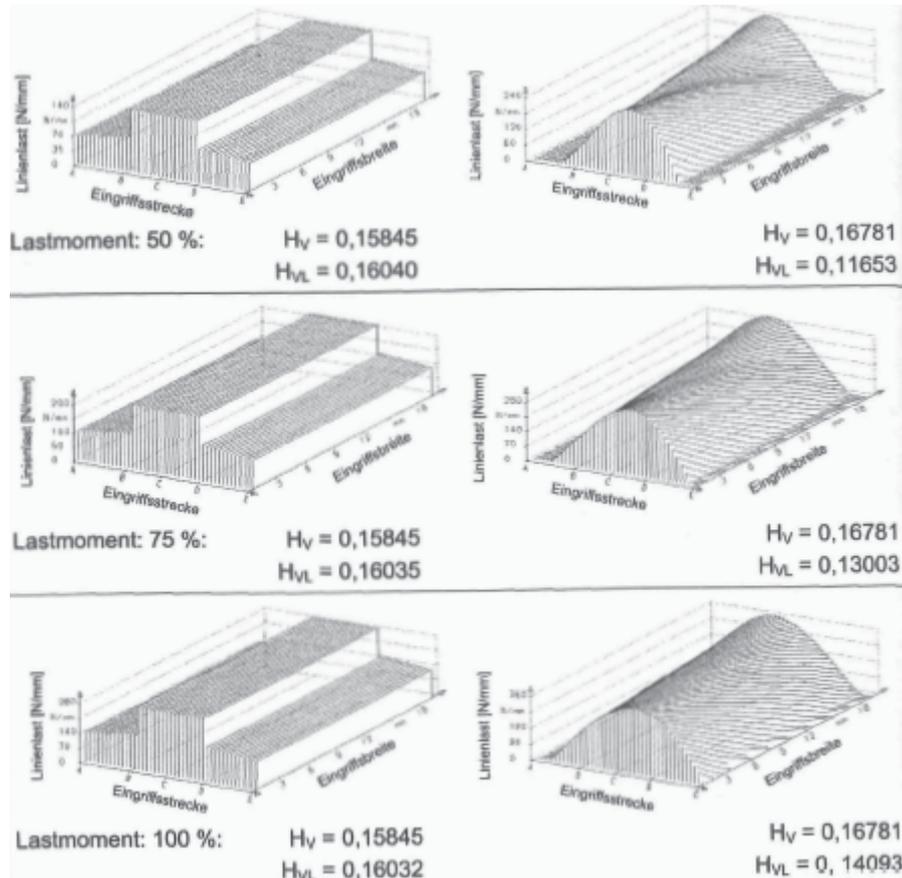
$f_N$  ... lokale Linienlast pro Zahnbreite in  $N/mm$

$v_g$  ... Gleitgeschwindigkeit in  $m/s$

$F_{bt}$  ... Umfangskraft am Grundkreis in N

$v_{tb}$  ... Umfangsgeschwindigkeit am Grundkreis in  $m/s$

Wimmer [13] trifft hier einen numerischen Ansatz, was Vorteile gegenüber dem analytischen Ansatz von Ohlendorf hat. Deshalb lässt sich der lokal-geometrische Verlustfaktor auch nicht mehr so einfach berechnen und wurde in das Berechnungsprogramm RIKOR implementiert [13]. Es ist für diese Berechnung notwendig die Lastverteilung der betreffenden Verzahnung zu berechnen. So gut die beiden Zahnverlustfaktoren bei Geradverzahnungen auch korrelieren, so ungenau passen sie bei korrigierten Schrägverzahnungen. Hier kann die Abweichung bis zu 30% betragen Bild 5.10. [13]



**Bild 5.10 Unterschiede für die beiden Zahnverlustfaktoren, links unkorrigierte Geradverzahnung, rechts höherballig korrigierte Schrägverzahnung [13]**

## 5.6. Reibung

### 5.6.1. Einfluss der Schmierstofftemperatur

Im Bild 5.11 wird dargestellt wie sich für das Öl FVA 3 für alle Umfangsgeschwindigkeiten eine leicht steigende Reibzahl bei steigender Öltemperatur ergibt [2]. Würde rein elastohydrodynamische Schmierung vorliegen, so würde mit zunehmender Temperatur die innere Reibung im Öl und damit die Reibzahl abnehmen. Bild 5.11 deutet aber darauf hin, dass der Anteil der Mischreibung mit steigender Temperatur zunimmt. [2]

Dazu durchgeführte Versuche von Michaelis [2] mit anderen Ölen bei verschiedenen Betriebsbedingungen ergaben aber nicht immer diesen Zusammenhang.

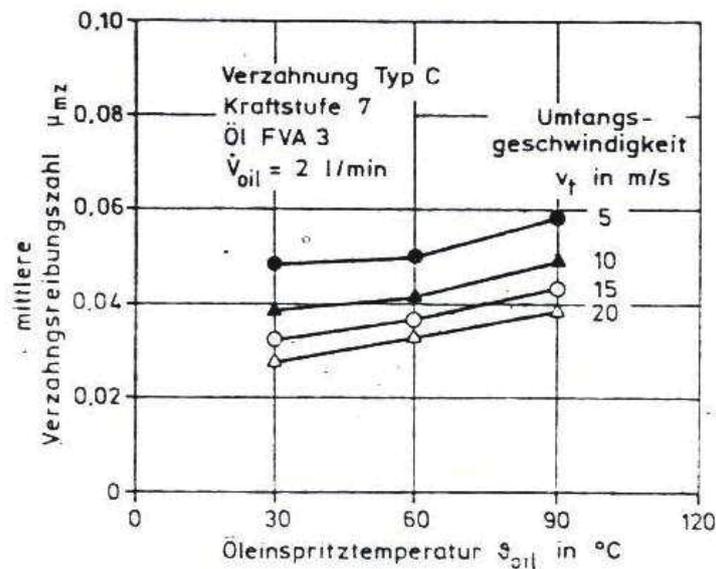


Bild 5.11 Einfluss der Öleinspritztemperatur auf die Reibungszahl [2]

Vielmehr stellte sich durch Versuche heraus, dass die Reibungszahl im Zahnkontakt im üblichen Temperaturbereich nahezu unabhängig von der Einspritztemperatur ist.

### 5.6.2. Einfluss des Additivs

Es wurden Versuche von Michaelis [2] gemacht, um eine tendenzielle Aussage über den Einfluss des Additivs zu ermöglichen. Für das unlegierte Mineralöl FVA 3 in Kraftstufe 7 bei  $v_f = 10 \text{ m/s}$  wurde der Beharrungszustand abgewartet. Es wurde eine Getriebeverlustrleistung von 600,6 W bestimmt. Während des Laufs wurde kontinuierlich Anglamol 99 als Additiv zugeführt bis sich eine 4% Additivierung ergab. Die Viskosität wurde bei dieser geringen Menge nicht beeinflusst. Die Gesamtverlustrleistung stieg nun auf 611,5 W, dies entspricht einer Erhöhung von 1,8%. Damit wurde gezeigt, dass durch die Zugabe von 4% Anglamol die Verlustrleistung nur gering beeinflusst wird, es zeigte sich eine Erhöhung [2].

### 5.6.3. Einfluss des Schmierstoffs

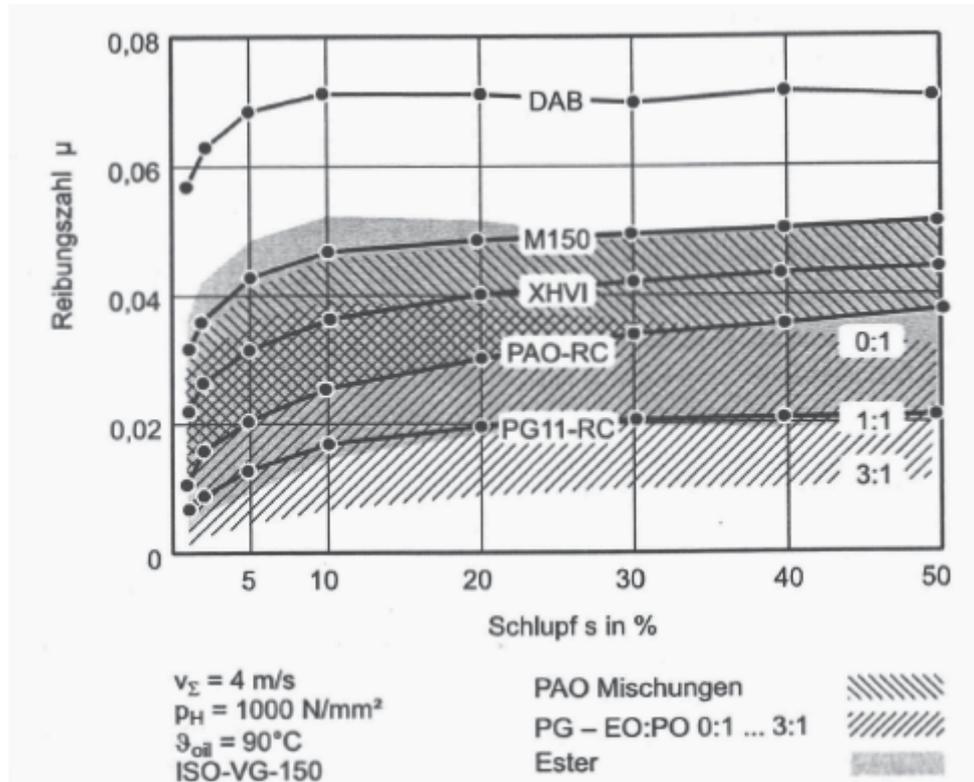


Bild 5.12 Reibungszahlmessungen am Zweischeibenprüfstand [12]

Die Ergebnisse der Arbeit von Doleschel [12] sind in Bild 5.12 dargestellt. Deutlich sind die Unterschiede bei den verschiedenen Schmierstoffarten zu erkennen. Das Dialkylbenzol DAB erreicht die höchsten Reibungszahlen, im Vergleich zu der niedrigsten von Polyglykol ist die Reibungszahl  $\mu$  um ca. 7x höher. Die dargestellten Ergebnisse sind bei Versuchen unter Standardbedingungen durchgeführt worden ( $\rho_H = 1000 \text{ N/mm}^2$ ,  $v_{\Sigma} = 4 \text{ m/s}$ ,  $\vartheta_{oil} = 90^\circ\text{C}$ ).

### 5.6.4. Einfluss der Einspritztemperatur

Die Temperatur im Schmierpalt ist, neben dem Druck, für die effektive Viskosität im Schmierpalt entscheidend [12]. Aufgrund des Viskosität-Temperaturverhaltens der Schmierstoffe nimmt der Einfluss der Temperatur auf die Viskosität mit steigender Temperatur ab. Bei kleinen Temperaturen ändert sich die Viskosität bei Temperaturänderungen stärker als bei hohen Temperaturen. Im Zusammenhang mit Temperaturänderungen ist festzuhalten [12].

- Die Einspritztemperatur gibt das Temperaturniveau des Prüfstandes vor. Es stellt sich eine Massetemperatur ein, ausgehend von der Einspritztemperatur und den Betriebsbedingungen.
- Bei reiner EHD bedingt durch große Schmierfilmdicken fällt die Reibungszahl bei steigender Temperatur. Durch die dadurch bedingte höhere Temperatur, fällt die Viskosität des Öls und es stellt sich im Kontakt eine geringere Reibkraft ein.

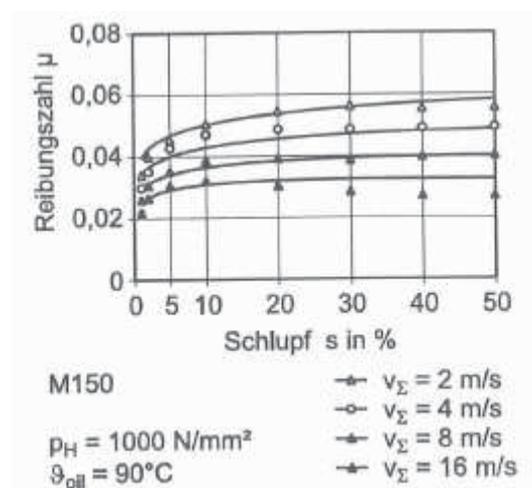
- Im Misch- und Grenzreibungsgebiet steigt die Reibungszahl durch den höheren Anteil der Festkörperreibung. Für Anwendungen, die nicht bei EHD Bedingungen, sondern im Mischreibungsgebiet betrieben werden, steigt somit die Reibungszahl mit steigender Temperatur.

### 5.6.5. Einfluss der Summengeschwindigkeit

Die Forschungen von Doleschel [12] und Stössel [5] haben ergeben, dass die Summengeschwindigkeit einen im Verhältnis zu anderen Parametern großen Einfluss auf die Reibungszahl hat. Folgende Effekte spielen bei Variation der Summengeschwindigkeit eine Rolle für die Reibungszahl:

- Mit steigender Summengeschwindigkeit nimmt die Reibleistung  $P$ , bei konstantem Schlupf ( $s > 0$ ) linear zu. Aufgrund der Reibleistung steigt die Massentemperatur der Prüfscheiben an und die Betriebsölviskosität fällt. Mit fallender Betriebsölviskosität ist bei gleicher Schmierfilmdicke eine fallende Reibungszahl zu erwarten.
- Mit steigender Summengeschwindigkeit steigt die Schmierfilmdicke an. Bei größeren Schmierfilmdicken ist bei gleicher Betriebsölviskosität eine steigende Reibungszahl zu erwarten.
- Bei sehr geringen Summengeschwindigkeiten kommt es aufgrund der dann sehr geringen Schmierfilmdicken zur Mischreibung. Die Reibungszahl wird dann durch das Verhältnis der EHD Reibung und der Festkörperreibung bestimmt. Somit ist im Bereich sehr kleiner Summengeschwindigkeiten mit einer Abnahme der Reibungszahl mit steigender Summengeschwindigkeit zu erwarten.

Bild 5.2 zeigt den Einfluss des Schlupfes auf die Summengeschwindigkeit am Beispiel des Mineralöls M150. Die aus den Messpunkten abgeleiteten Kurven sind dargestellt. Bei geringem Schlupf wird nur eine geringe Reibleistung erzeugt. Die daraus resultierende Massentemperatur unterscheidet sich zur Einspritztemperatur nur unwesentlich [12]. Es kann beobachtet werden, dass mit steigender Summengeschwindigkeit die Reibungszahl fällt. Das ist auch in Bereichen großen Schlupfes zu beobachten. Durch die größere Reibleistung bei hohem Schlupf und hoher Summengeschwindigkeit ist eine Abnahme der Reibungszahl mit dem Schlupf bei einer Summengeschwindigkeit  $v_{\Sigma} = 16 \text{ m/s}$  festzustellen.

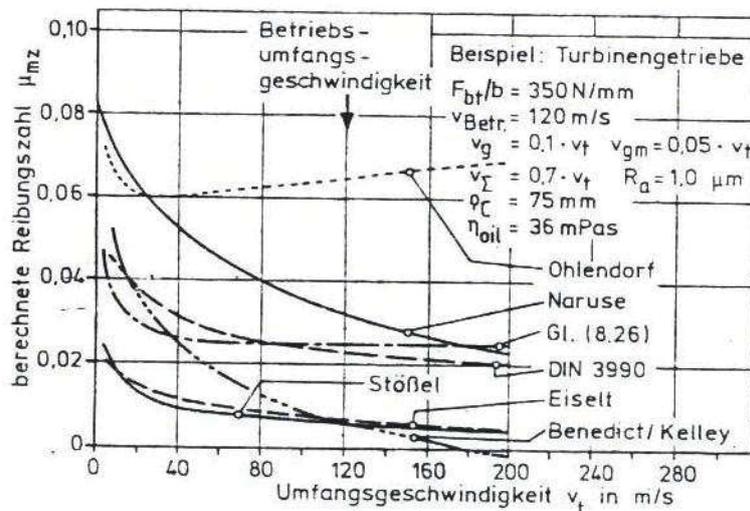


**Bild 5.13** Reibungszahl in Abhängigkeit der Summengeschwindigkeit [12]



### 5.6.8. Berechnung der Reibungszahl

Bei der Berechnung der Reibungszahl kann man grundsätzlich unterscheiden, zwischen Berechnungsansätzen die von der Reibungsmessung ausgehen und in einer empirischen Gleichung die wesentlichen Einflussgrößen zusammenfassen, und Ansätzen, die von den physikalischen Daten des Schmierstoffs, abgeleitet aus den Spaltparametern nach den EHD-Schmiertheorie die Reibungszahl berechnen. Für empirische Ansätze beispielsweise Ohlendorf [29], Benedict und Kelly [27], Naruse [28], oder Stößel [5] und für EHD-Schmiertheorie beispielsweise Rodermund [31], Wallinger [32], Schoo [8], Johnson und Greenwood [33], Tevaarwerk [34], Bair und Winer [35], Conry [36], Jacobson und Hamrock [37], und Houpert [38].



**Bild 5.15** Nach verschiedenen Ansätzen rechnerisch ermittelte Reibungszahlen für ein Turbinengetriebe [2]

Bild 5.15 zeigt für das Beispiel eines Turbinengetriebes die Reibungszahlen über der Umfangsgeschwindigkeit für verschiedene empirische Ansätze. Wobei hierbei die Leerlaufverluste unberücksichtigt bleiben. Die Umfangsgeschwindigkeit von  $v_t = m/s$  wurde fiktiv nach unten oder nach oben korrigiert. [2]

#### 5.6.8.1. Gleichung von Benedict und Kelly

Diese Gleichung wurde von Versuchen mit einem Zweischeibenprüfstand abgeleitet und gilt für Mineralöle [27].

$$\mu_{mz} = 0,0127 \cdot \frac{2,9 \cdot 10^4 \cdot F_{bt} / b}{\eta_{oil} \cdot v_g \cdot v_{\Sigma}^2} \quad \text{Glg.5.11}$$

Daraus folgt, dass bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten und kleinen Lasten, kleine Reibungszahlen folgen. [2]

### 5.6.8.2. Gleichung von Naruse

Diese Gleichung wurde von Versuchen mit Stirnradprüfständen abgeleitet und gilt für Mineralöle [28].

$$\mu_{mz} = 0,0720 - 0,0208 \cdot \ln(v_{gm} \cdot 0,6) \quad \text{Glg.5.12}$$

$v_{gm}$  bedeutet hier die mittlere Geschwindigkeit über die Eingriffsstrecke. In dieser Gleichung bleiben der Einfluss der Belastung, der Summengeschwindigkeit, der Rauheit und des Schmierstoffes unberücksichtigt. [2]

### 5.6.8.3. Gleichung von Ohlendorf

Diese Gleichung folgt aus umfangreichen Untersuchungen am Zahnradprüfstand [29].

$$\mu_{mz} = 3,2 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{H_H}{H_V} \cdot \sqrt{\frac{\eta \cdot v_t}{F_{bt} / b}} \cdot H_p \cdot 0,108 \cdot (1 - H_p) \quad \text{Glg.5.13}$$

Mit dem Zahnverlustfaktor:

$$H_H = 4,16 \cdot \sqrt{\frac{\sin^3 \alpha_{wt}}{\cos^2 \alpha_{wt}} \cdot \varepsilon_\alpha \cdot [1 + 1,36 \cdot (\frac{\varepsilon_\alpha}{z_1 \cdot t \cdot g \cdot \alpha_{wt}} \cdot \frac{u+1}{u})^2]} \quad \text{Glg.5.14}$$

$$H_p = 1 / (1 + \frac{0,72 \cdot \eta_{oil}^{0,8}}{\sin \alpha_{wt} \cdot \varepsilon_\alpha \cdot \eta \cdot v_t}) \quad \text{Glg.5.15}$$

$$\eta = \frac{\eta_{oil}}{1 + 0,184 \cdot \sqrt{F_{bt} \cdot v_t / b}} \quad \text{Glg.5.16}$$

Die Gleichung geht davon aus, dass an der Gesamtreibungszahl ein hydrodynamischer Anteil und ein Festkörperanteil beteiligt sind. Das ist auch der Grund, warum diese als einzige Gleichung bei höheren Geschwindigkeiten einen Anstieg voraussagt, wegen der inneren Reibung.

### 5.6.8.4. Ansatz von Eiselt

Dieser Ansatz wurde basierend auf den Untersuchungen von Ohlendorf [29] gemacht, und es ergeben sich ähnlich niedrige Reibungszahlen wie bei Benedict/Kelly [27], allerdings werden bei üblichen Bedingungen keine negativen Werte berechnet [30].

$$\mu_m = \log \left[ \frac{(F_{bt} / (b \cdot \eta_{oil} \cdot v_{\Sigma c}))^{0,02075}}{(\frac{1}{\eta_{oil} \cdot 10^{-1}})^{0,0175}} \right] + 0,0235 \quad \text{Glg.5.17}$$

In Abhängigkeit des Krümmungsradius:

$$\mu_{mz} = \frac{\mu_m \cdot 2,07}{\sqrt[3]{\rho_{redC}}} \quad \text{Glg.5.18}$$

### 5.6.8.5. Ansatz von Stöbel

Hier wurde aus einem Zweiseibenprüfstand ein Reibungszahlfeld ermittelt. Für den Schmierstoff werden abhängig von der mittleren Pressung die Kenngrößen  $\mu_{420}$  entsprechend der gemessenen Reibungszahl bei Summengeschwindigkeit  $v_{\Sigma} = 420 \text{ cm/s}$  und der Exponent N in Abhängigkeit der Reibungszahl von der Summengeschwindigkeit bestimmt. Es gilt: [5]

$$\mu = \mu_{420} \cdot \left(\frac{v_{\Sigma}}{4,2}\right)^N \quad \text{Glg.5.19}$$

Der Einfluss der Oberflächenrauheit wird hierbei nicht berücksichtigt.

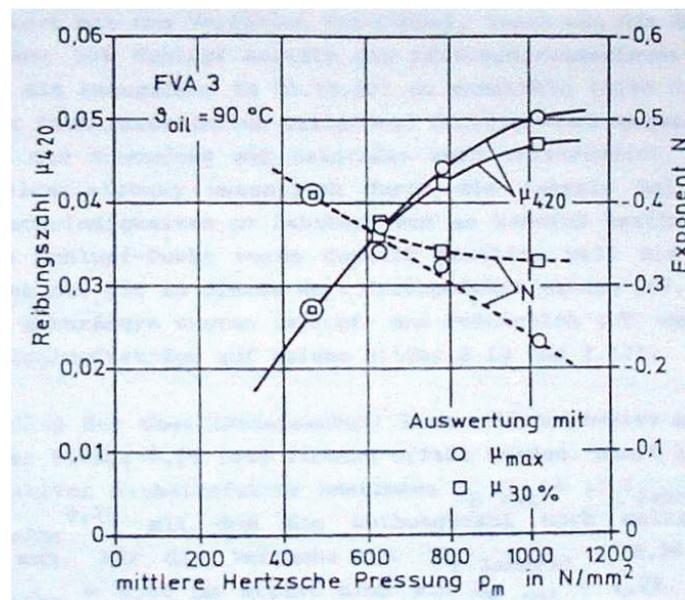


Bild 5.16 Reibungskenngrößen nach Stöbel [5]

### 5.6.8.6. Ansatz nach DIN 3990

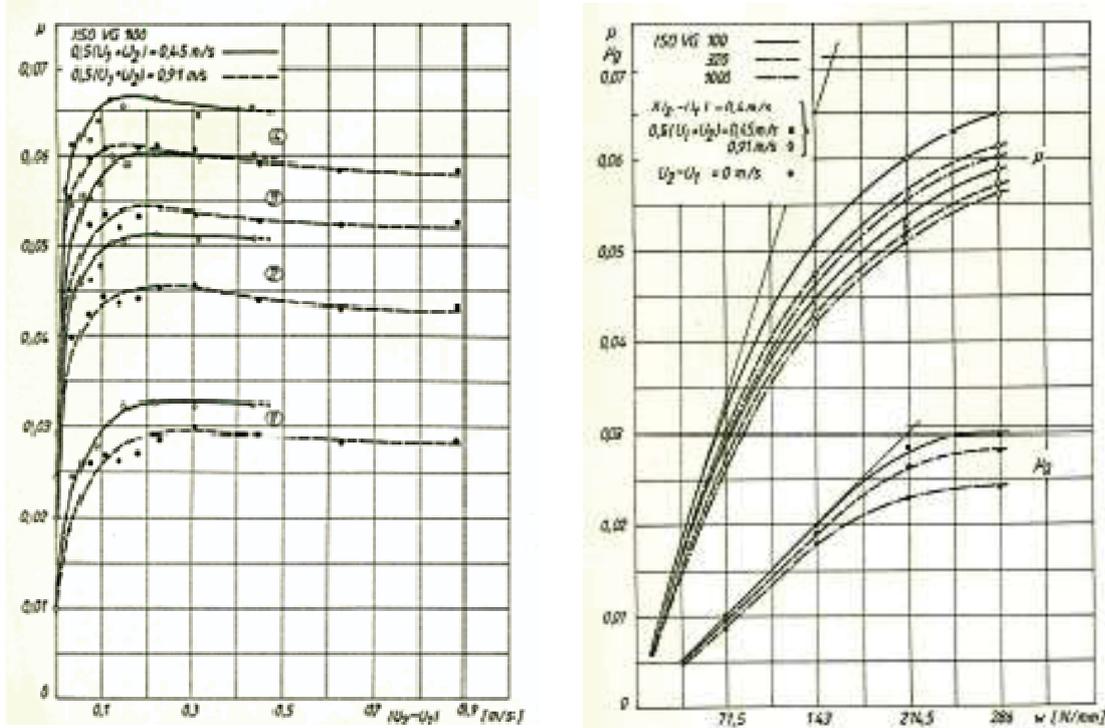
In der DIN 3990 [39] wurde für die Berechnung der Fresstragfähigkeit diese Reibungszahlengleichung gefunden:

$$\mu_m = 0,12 \cdot \left(\frac{F_{bt} / b \cdot R_a}{v_{\Sigma} \cdot \rho_{red} \cdot \eta_m}\right)^{0,25} \quad \text{Glg.5.20}$$

Allerdings zeigte dieser Ansatz im Vergleich mit den Versuchen von Ohlendorf und Eiselt zum Teil erhebliche Unsicherheiten [2].

**5.6.8.7. Ansatz nach Gódor**

Hier wurde an einem AMSLER Zweiseibenprüfstand mit drei Grundölen mit gehärteten und geschliffenen Prüfscheiben aus Vergütungsstahl Reibungsuntersuchungen durchgeführt. Die Prüfparameter waren die Summengeschwindigkeit  $v_{\Sigma}$ , der Schlupf  $\zeta$  und die Belastung über die Zahnbreite  $w$ . Aus den Ergebnissen wurden anschließend die empirischen Gleichungen abgeleitet [15].



**Bild 5.17** Versuchsergebnisse Gódor [15] links: Reibungskoeffizient über Schlupf, rechts: Reibungskoeffizient über  $w$

Für die Rollreibung im Wälzpunkt gilt [15]:

$$\mu_r(v_{40}, w) = -8,3 \cdot 10^{-4} + 5,75 \cdot 10^{-7} \cdot v_{40} + (1,87 \cdot 10^{-4} - 2 \cdot 10^{-8} \cdot v_{40}) \cdot w - (2,67 \cdot 10^{-7} + 1,65 \cdot 10^{-11} \cdot v_{40}) \cdot w^2 \tag{Glg.5.21}$$

Und für die Gleitreibung gilt:

$$\mu_{Gódor}(w_2 - w_1, w, v_{40}) = \left(2,1 \cdot 10^{-3} + \frac{0,105}{v_{40}}\right) \cdot w^{(0,402+0,03 \cdot \ln(v_{40}))} + \ln(\text{abs}(w_2 - w_1)) \cdot 1,7 \cdot 10^{-3} - 2 \cdot 10^{-4} \cdot \ln(v_{40}) \cdot w^{(-0,16+0,0921 \cdot \ln(v_{40}))} \tag{Glg.5.22}$$

## 5.7. Einfluss der Einspritzschmierung auf den Getriebewirkungsgrad

Der Getriebewirkungsgrad wird durch die Einspritzbedingungen maßgeblich über die Zahnrad-Leerlaufverluste beeinflusst [3]. Die Ölviskosität und damit die Öltemperatur wirken sich stark auf die Zahnreibung aus. Wie bereits oben erwähnt, dominieren bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten und geringen Belastungen die Leerlaufverluste, wobei sich diese aus zwei Verlusttermen zusammensetzen:

- Hydraulische Verluste: werden durch Verdrängen des Öles aus den Zahnlücken, durch Umlenken und Beschleunigen bzw. Bremsen des eingespritzten Öles verursacht.
- Ventilationsverluste: werden durch Strömungen des Öl-Luft Gemisches verursacht, die im Getriebegehäuse herrschen.

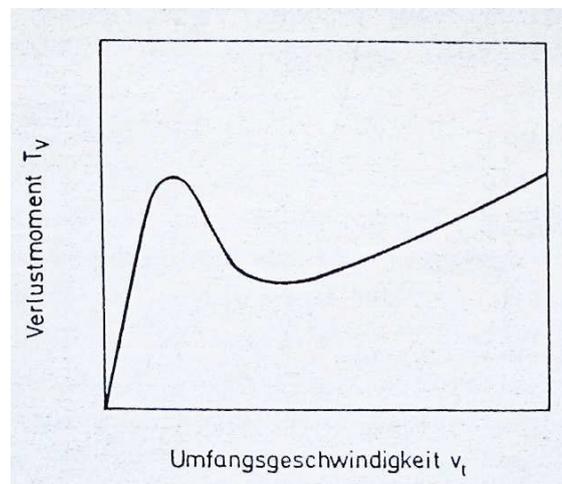


Bild 5.18 Charakteristischer Verlauf des Leerlauf-Verlustmoments [3]

Der Verlauf des Leerlaufverlustmoments ist in Bild 5.18 schematisch dargestellt. Der Versuch wurde bis zu einer Umfangsgeschwindigkeit von ca.  $52\text{ m/s}$  durchgeführt. Folgende Zusammenhänge lassen sich hierdurch ableiten [3]:

- Das Verlustmoment hängt im untersuchten Geschwindigkeitsbereich (bis  $v_T = 52\text{ m/s}$ ) etwa proportional von der Menge des eingespritzten Öls ab.
- Über  $v_T = 25 \div 30\text{ m/s}$  steigt das Verlustmoment etwa proportional mit der Umfangsgeschwindigkeit und weniger proportional mit der Viskosität des Öls und der Zahnbreite.
- Unter  $v_T = 25 \div 30\text{ m/s}$ , also im Bereich des Maximums, ist das Verlustmoment stark von der Viskosität des Schmieröls abhängig sowie vom Modul, Schrägungswinkel und Kopfspiel.

## 5.8. Verluste bei Lastaufteilung in Hydraulische- und Festkörperreibung

Beim Berechnungsansatz nach Niemann [1] findet die Leistungsübertragung im Mischreibungsgebiet statt. Es kommt zu einem elastodynamischen Schmierpalt, der durch die Rauheitsspitzen durchbrochen wird (Bild 5.19) [4].

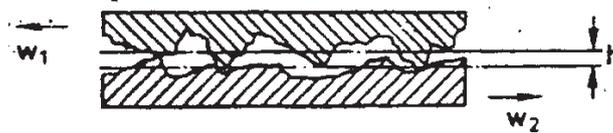


Bild 5.19 Kontakt der Rauheitsspitzen [4]

Der eine Teil der Zahnnormalkraft wird über den hydrodynamischen Schmierdruck, der andere über die Berührung der Festkörperspitzen übertragen [3]. Nach Schober [3] erhält man für die Zahnverlustleistung, bzw. für den Zahnverlustgrad:

$$P_z = \xi_z \cdot p_1 = (\xi_h + \xi_b) \cdot p_1 \quad \text{Glg.5.23}$$

Der Zahnverlustgrad  $\xi_z$  besteht dabei aus Anteilen der hydrodynamischen Reibung und der Festkörperreibung. Problematisch ist bei diesem Ansatz die Ermittlung des hydrodynamischen Verlustgrades  $\xi_h$  bzw. dem Kraftanteil der Zahnnormalkraft, welcher hydrodynamisch übertragen wird.

Nach Ohlendorf [29] werden die Zahnverluste zu 80% durch Festkörperreibung und zu 20% durch hydrodynamische Reibung bestimmt [4].

## 5.9. Verluste bei elastohydrodynamischem Ansatz

Man kann idealer Weise den Schmierkontakt zwischen zwei Zahnflanken primär als elastohydrodynamischen Vorgang betrachten [4].

Bei diesem Ansatz nimmt Lauster [4] an, dass im Bereich der Hertzschen Fläche die Druckverteilung und –höhe im Öl vergleichbar sind mit der im Material. Daraus leitet er folgende Beziehung für die Schmier-spalthöhe ab:

$$h_{\min} = \frac{\alpha^{0,5} \cdot [\eta_0 \cdot (w_1 + w_2)]^{0,7} \cdot E^{0,03} \cdot (\rho_1 \cdot \rho_2)^{0,43}}{(F_N / B)^{0,13}} \quad \text{Glg.5.24}$$

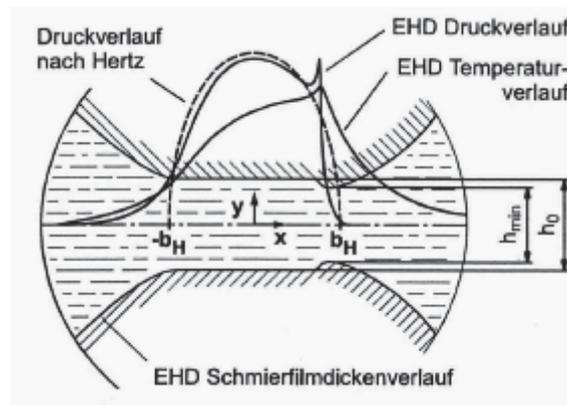


Bild 5.20 Druckverteilung und Deformation im elastohydrodynamischen Kontakt [4]

Es werden also bei diesem Ansatz die Verluste über der Reibkraft im elastohydrodynamischen Kontakt bestimmt. Untersuchungen ergaben, dass der Reibwert abhängig ist von der Lage des Eingriffspunktes Bild 5.21.

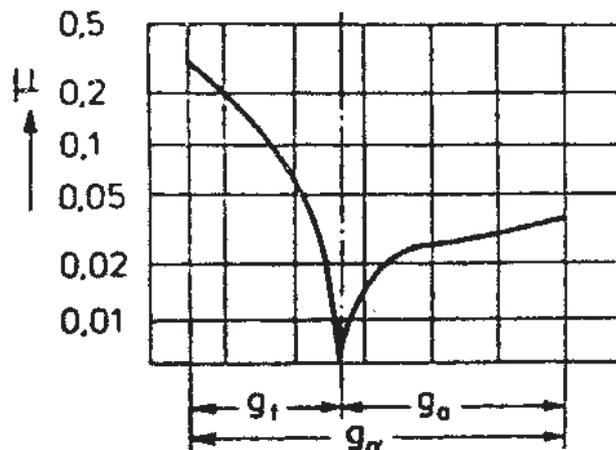


Bild 5.21 Reibwert bei elastohydrodynamischen Kontakt [4]

## 5.10. Verluste bei Mischreibungsansatz

Bei diesem Ansatz wird angenommen, dass der Reibwert konstant ist und die Zahnflanken aufeinander gleiten. Nun untersucht man den Einfluss der Verzahnungsgeometrie auf den Wirkungsgrad. Der Wirkungsgrad ist im Kopf- und Fußeingriffsgebiet ein anderer, da sich die Reibgeschwindigkeiten umkehren im Wälzpunkt. Folgende Punkte sind wesentlich: [4]

- Der Wirkungsgrad ändert sich längs der Eingriffsstrecke.
- Es ergeben sich Unterschiede im Wirkungsgrad, je nachdem ob Rad oder Ritzel treibt.
- Durch unterschiedliche Aufteilung der Zahnnormalkraft im Einzel- und Doppeleingriffsgebiet tritt zusätzlich eine Abhängigkeit des Wirkungsgrades auf

Diese Untersuchungen wurden von Hill durchgeführt. Für den häufigen Fall, dass der Wälzpunkt in der Eingriffsstrecke liegt, wird ein Verlustgrad bestimmt, der dem der Festkörperreibung nach Nieman/Ohlendorf entspricht. [4]

## 6. Wirkungsgradmessung

### 6.1. Modellprüfstände

In der Literatur sind vielfach Anwendungen von Modellprüfständen zu finden, allerdings muss gesagt werden, dass die Übertragung der gewonnenen Ergebnisse auf reale Getriebe nicht immer ein zufriedenstellendes Ergebnis liefert. Es hat sich als vorteilhaft erwiesen, wenn die Prüfstände einen einfachen Versuchsaufbau zeigen und damit eine schnelle und kostengünstige Prüfung erlauben. Als Beispiel sei hier die Pin on Disc Prüfung angeführt, die die Unterschiede verschiedener Schmierstoffe in einem Getriebe bei fest definierten Bedingungen zeigt, jedoch durch die unterschiedlichen Kontaktbedingungen und Geometrien eine schwierige Übertragung der Messergebnisse auf ein Zahnradgetriebe ergibt.

Grundlegende Arbeiten sind zum Beispiel bei Stößel [5] zu finden. Er verwendet einen Zwei-Scheibenprüfstand und leitet eine Übertragung der gemessenen Reibungszahlen auf Zahnradgetriebe ab. Auch Vojacek [10] führt seine Untersuchungen an Schmierstoffen mit einem Zwei-Scheibenprüfstand durch.

### 6.2. Zahnradgetriebe

Die einfachste, aber auch eine sehr indirekte Möglichkeit stellt die Messung der Beharrungstemperatur dar, um beispielsweise den Schmierstoffeinfluss zu untersuchen. Diese erfolgt direkt im Zahnradgetriebe. Allerdings stellt sich als nachteilig die lange Versuchsdauer heraus und auch die Verfälschung der Ergebnisse durch unterschiedliche Wärmeabfuhrmechanismen ist problematisch. Eine Aufteilung der verschiedenen Verlustanteile ist nicht möglich.

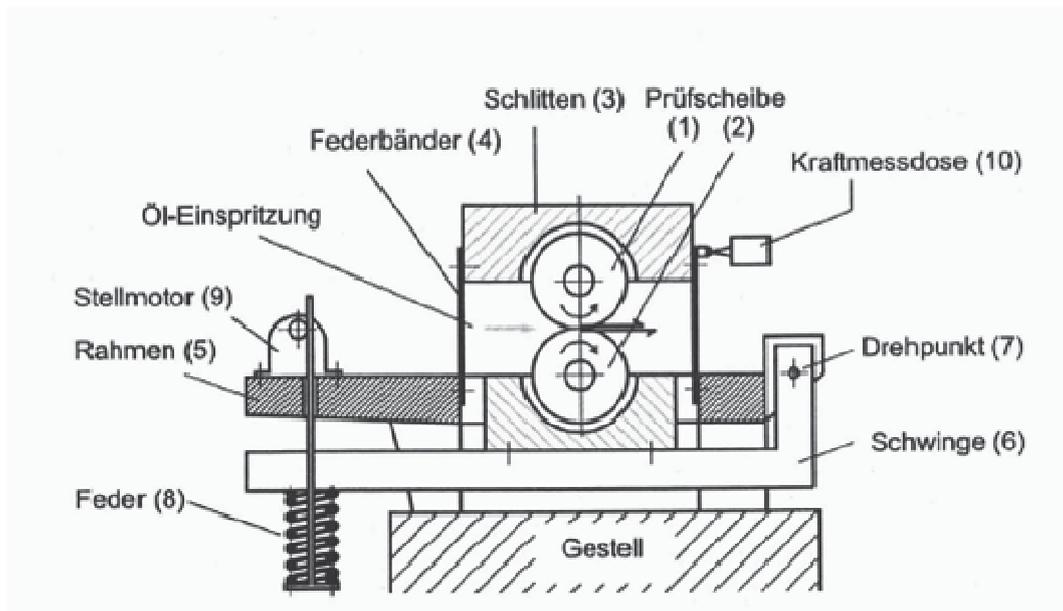
Eine weitere Möglichkeit um die Verlustleistung zu messen, arbeitet mit der Wärmebilanz des Getriebes. Auch hier wird der Beharrungszustand abgewartet. Man lässt die äußeren Bedingungen gleich und nimmt dann die Last im Getriebe weg, anschließend wird die für die gleiche Beharrungstemperatur nötige Heizleistung zugeführt. Auch hier stellt sich die lange Versuchszeit als nachteilig heraus. Vorteilhaft zeigte sich der einfache Prüfaufbau und dass die Messeinrichtung bei jedem Getriebe angewendet werden kann. Hier ist eine Aufteilung der Last- und Leerlaufverlust möglich.

Eine Messung der Getriebeverlustleistung als Differenz von Antriebs- und Abtriebsleistung kann mit einem Motor und einem Generator elektrisch erfolgen, oder mittels zweier Drehmomentmesswellen mechanisch. Bei der Differenzmessung muss eine äußerst genaue Messtechnik verwendet werden, damit die Verlustleistung überhaupt noch mit ausreichender Genauigkeit bestimmt werden kann. Die Messung von Strom und Spannung ist einfacher und wird auch häufiger verwendet. Allerdings ist die Messungsgenauigkeit hoch, da zusätzlich zu den Getriebeverlusten auch noch die Verluste des Motors und des Generators gemessen werden. Die Messung von Antriebs- und Abtriebsmoment zeigt hier Vorteile, jedoch ist auch hier aufgrund der hohen Wirkungsgrade ein äußerst genaues und deshalb auch teures Messsystem erforderlich.

Weiters sei die Möglichkeit der Messung des Getriebeverlustmoments über einen Verspannungskreislauf erwähnt. Sie zeichnet sich durch einfache und genaue Messung des Verlustmoments aus. Im Kreislauf werden mindestens zwei Getriebe benötigt, wobei immer ein Getriebe ins Schnelle und eines ins Langsame übersetzen muss. Die nötige Energie für diesen Versuchsaufbau stellt die Verlustleistung dar.

Die angeführten Verfahren haben teilweise schon zur Definition von Standards oder Normen geführt. Am bekanntesten sind die Ecotrans-Methode und die VW-Methode.

### 6.3. Zweiseiben Prüfstand



**Bild 6.1 Zweiseibenprüfstand FZG [12]**

Die beiden Prüfscheiben (1) und (2) des Zweiseibenprüfstandes (Bild 6.1) werden bei der FZG Variante unabhängig voneinander mit zwei Drehstrommotoren über jeweils nachgeschaltete, stufenlos verstellbare Reibradgetriebe angetrieben. Die obere Welle ist in einem Schlitten (3) wälzgelagert. Dieser ist über Federbänder (4) vertikal fest, jedoch horizontal hysteresefrei verschieblich mit dem Rahmen (5) gekoppelt. Die untere Welle sitzt ebenfalls wälzgelagert auf einer Schwinge (6), die im Drehpunkt (7) gelenkig mit dem Rahmen (5) verbunden ist. Die Normalkraft  $F$ , zwischen den beiden Scheiben wird durch eine Feder (8) und einen Stellmotor (9) aufgebracht und direkt über die auf den Federbändern (4) applizierten Dehnmessstreifen (DMS) gemessen. [12]

Bei vorherrschendem Schlupf zwischen den Scheiben ( $v_1 \neq v_2$ ) wirkt eine Reibkraft, die den Schlitten (3) gegen eine Kraftmessdose (10) drückt. Die Messung der Reibkraft erfolgt weitgehend wegfrei. Die Messung einer Reibkraft anstatt eines Reibmomentes hat zur Folge, dass mit dem Prüfstand nur der Traktionsanteil der Reibkraft zwischen den Scheiben gemessen wird. Wälzverluste in den Wälzlagern oder sonstigen Elementen werden nicht erfasst, genauso wenig wie die Rollreibung zwischen den Prüfscheiben [2, [5].

## 6.4. Verspannungsprüfstand

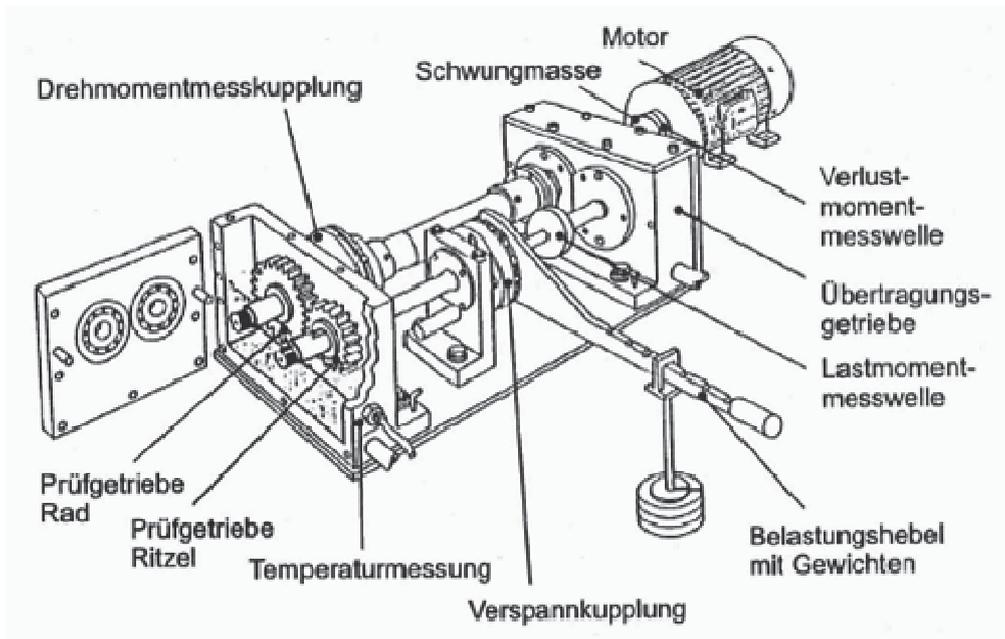


Bild 6.2 Verspannungsprüfstand FZG [2]

Der FZG-Wirkungsgradprüfstand basiert auf dem Prinzip des geschlossenen Leistungskreislaufes, der durch einen Motor außerhalb des Kreislaufs angetrieben wird. Das Ritzel und das Rad des Prüfgetriebes sind auf zwei parallelen Wellen montiert, die mit dem Übertragungsgetriebe verbunden sind. Die montierte Verzahnung in dem Übertragungsgetriebe ist identisch, so dass zwei gleiche Stufen den Verspannkreislauf schließen. Die Ritzelwelle wird durch die Verspannkupplung getrennt bei der das Drehmoment vorgegeben wird. Durch Verdrehen der Verspannkupplung mit definierter Last wird in den Kreislauf ein statisches Drehmoment eingebracht. Die noch aufzubringende Energie stellt die Verlustleistung dar. Zur Messung des Verlustmoments ist eine Drehmomentmesswelle zwischen dem Übertragungsgetriebe und dem Antriebsmotor installiert. Das im Kreislauf übertragene Moment wird mit einer Lastmomentmesswelle neben der Verspannkupplung gemessen [12].

## 7. Wirkungsgradmaximierung

Wimmer [13] führt seine theoretischen und experimentellen Untersuchungen zusammen und definiert die Verzahnung über den lokalen Zahnverlustfaktor  $H_{VL}$  von ineffizient bis hocheffizient. Ein für die Verzahnungsverluste ebenfalls wichtiger Parameter ist die Profilüberdeckung. Auf diese bezieht sich der Begriff der Hochverzahnung ab einer Profilüberdeckung von 2. Das Gegenstück dazu wäre die „Kurzverzahnung“, ein Begriff der bis dato noch nicht benutzt wird, der allerdings hinsichtlich Wirkungsgrad sehr wichtig wäre. Für hocheffiziente Verzahnungen ist auch die Sprungüberdeckung von Bedeutung.

Hochverzahnung: Profilüberdeckung  $\varepsilon_a \geq 2$

Kurzverzahnung: Profilüberdeckung  $\varepsilon_a \leq 1,2$

Weitverzahnung: Sprungüberdeckung  $\varepsilon_\beta \geq 2$

Diese Begriffe werden von Wimmer [13] im weiteren verwendet.

### 7.1. Konstruktionsrichtlinien

Um hocheffiziente Verzahnungen zu konstruieren schlägt Wimmer[13] folgende Richtlinien vor, die sich aus seinen Untersuchungen zur Thematik ergaben:

- Die lastabhängigen Verzahnungsverluste können mit einer Reihe von Verzahnungsparametern positiv beeinflusst werden, die sich entweder auf die Lastverteilung entlang der Eingriffsstrecke, oder auf die Reibungszahl im Eingriff, oder auf beides auswirken.
- Der Verzahnungsmodul  $m_t$  bzw.  $m_n$  sollte aus Sicht der Verlustminimierung so klein wie möglich angesetzt werden. Der begrenzende Faktor ist die Zahnfußtragfähigkeit, erhöhtes Anregungsverhalten ist den Berechnungen zufolge nicht zu erwarten, die Zahneingriffssteifigkeit nimmt ab.
- Das Übersetzungsverhältnis  $i$  (bzw. Zähnezahlnverhältnis  $u$ ) ist gewöhnlich von außen vorgegeben. Ist es wählbar, sollte es bei vorgegebenem Achsabstand möglichst nahe an 1:1 gewählt werden, für mehrstufige Getriebe ist die Übersetzungsaufteilung gleichmäßig zu wählen. Ist umgekehrt die Zähnezahln eines Verzahnungspartners gegeben, ist hinsichtlich Verlustleistung ein möglichst großes Zähnezahlnverhältnis günstig.
- Ein großer Eingriffswinkel  $\alpha$  bzw.  $\alpha_{wt}$  steigert die Tragfähigkeiten und den Wirkungsgrad durch günstigeres Reibungsverhalten. Seine Grenze besteht in der Zahnform, die spitz werden kann, und dem nachteiligen Effekt der höheren Radialkräfte, die sich in größeren Lagerlastverlusten ausdrücken. Im Normalfall sind die Lagerverluste jedoch deutlich geringer als die Verzahnungsverluste, so dass sich ein vergrößerter Eingriffswinkel auch in der Gesamtbetrachtung positiv auswirkt. Darüber hinaus verbessert sich das Anregungsverhalten dabei noch leicht.
- Das Verhältnis der Kopfeingriffsstrecken  $\varepsilon_1 : \varepsilon_2$  sollte bei 1:1 liegen, kleinere Abweichungen haben jedoch nur geringe Auswirkungen. Ein gleichmäßiges Kopfeingriffsstreckenverhältnis wirkt sich sowohl auf die Tragfähigkeiten als auch auf die Verlustleistung positiv aus. Tendenziell niedrigere Anregungen ergeben sich bei größerer Kopfeingriffsstrecke des treibenden Rades.

- Die lastabhängigen Verzahnungsverluste steigen mit größer werdendem Schrägungswinkel  $\beta$  bzw.  $\beta_b$  an. Für hinsichtlich Wirkungsgrad günstige Profilüberdeckungen mit  $\varepsilon_a < 1$  ist ein Schrägungswinkel jedoch notwendig, um die Gesamtüberdeckung  $\varepsilon_v \geq 2$  zu erreichen. Der Schrägungswinkel sollte an diese Erfordernisse angepasst, jedoch so niedrig wie möglich gehalten werden. Es ist zu beachten, dass durch einen erhöhten Schrägungswinkel die axiale Lagerbelastung und damit die Lagerverluste ansteigen können. Über den Schrägungswinkel wird die Sprungüberdeckung und damit die Anregung maßgeblich beeinflusst.
- Die Profilüberdeckung  $\varepsilon_a$  wirkt sich nahezu linear auf die Verzahnungsverluste aus. Die begrenzende Tragfähigkeit gegen Grübchen hängt degressiv von der Profilüberdeckung ab, so dass das günstigste Wirkungsgrad-Tragfähigkeits-Verhältnis für kleinste Profilüberdeckungen resultiert. Gegebenenfalls kann die durch kleine Profilüberdeckungen reduzierte Grübchentragfähigkeit durch größere Verzahnungsbreite und/oder Verzahnungsdurchmesser wieder zurück gewonnen werden, was jedoch mit vergrößertem Bauraum verbunden ist. Das Anregungsverhalten erhöht sich mit kleinerer Profilüberdeckung.
- Bei gleich bleibender Last pro Breite beeinflusst die Verzahnungsbreite  $b$  die Sicherheiten gegen Verzahnungsschäden und die Verzahnungsverluste nur geringfügig. Tendenziell sind bei gleich bleibender Last pro Breite die Wirkungsgrad-Sicherheitsverhältnisse für kleine Verzahnungsbreiten günstiger, was jedoch wiederum Tragfähigkeitseinbußen oder Bauraumvergrößerung in radialer Richtung mit sich bringt.
- Die Oberflächenbeschaffenheit kann das Tragfähigkeitsverhalten und über das Reibungsverhalten auch die Verluste einer Verzahnung stark beeinflussen. Rechnerisch gilt, je glatter die Oberfläche der Verzahnung, desto höher die Tragfähigkeiten und desto niedriger die Reibungszahl. Erfahrungen zeigen aber Grenzen dieses Zusammenhangs. Es ergeben sich keine rechnerischen Auswirkungen auf die Schwingungsanregung.
- Profilkorrekturen verbessern den Wirkungsgrad von Verzahnungen, die rechnerische Zahnfuß- und Grübchentragfähigkeiten nach DIN 3990 [39] werden wenig beeinflusst. Die Fresstragfähigkeit nach DIN 3990 [39] kann im Einzelfall jedoch durch Profilkorrekturen stärker als es bei der fressunkritischen Referenzverzahnung der Fall ist verbessert werden. Beste Ergebnisse hinsichtlich Verlustgrad erzielen lange Kopfrücknahmen und Höhenballigkeiten. Bei Schrägverzahnungen wirken sich die Variationen in der untersuchten Form nur unwesentlich auf das Anregungsverhalten aus, bei Geradverzahnungen tragen sie jedoch zu deutlichen Verbesserungen bei, wie Beispielrechnungen und auch Erfahrungen aus experimentellen Untersuchungen zeigen.
- Je größer der Betrag der Profilkorrekturen, desto stärker wird der Verlustgrad einer Verzahnung reduziert. Für die Tragfähigkeiten ergeben sich daraus (rechnerisch) keine Nachteile. Für das Anregungsverhalten ergibt sich ein optimaler Betrag zwischen keiner und zu großer Korrektur. Das Optimum hängt vom jeweiligen Betriebspunkt, vor allem von der Last, ab.

Grundsätzlich ist Wirkungsgradmaximierung zu erreichen durch kleinmodulige, breite Verzahnungen mit geringer Profilüberdeckung und großem Eingriffswinkel [13]. Allerdings sei hier angemerkt, dass speziell die Lastverteilung bei breiten Verzahnungen problematisch werden kann, da es zu Deformationen kommt. Diese Regel gilt also nicht unbegrenzt.

## 7.2. Vorgehensweise für die Auslegung nach Wimmer

Wimmer [13] legte auch für die Vorgehensweise der Auslegung einige Richtlinien fest:

- Es ist einfacher, sich an die vorgegebenen Sicherheiten bezüglich Zahnfußbruch und Grübchen von der sicheren Seite her anzunähern. Zunächst sollte also der Bauraum durch maximal möglichen Achsabstand und maximal mögliche Verzahnungsbreite ausgenutzt werden. So ist die Mindestflanken- und -fußtragfähigkeit sicherzustellen.
- Um für spätere Anpassungen noch Reserven vorzusehen, sollte im ersten Schritt der Normaleingriffswinkel im normalen Bereich bei  $\alpha_a = 20^\circ$  oder etwas darüber angesetzt werden. Der Schrägungswinkel  $\beta_b$  ist hoch, aber nicht grenzwertig anzusetzen.
- Die Flankentragfähigkeit ist vor allem durch die Profilüberdeckung zu beeinflussen. Durch verkleinern der Kopfkreise kann sie schrittweise reduziert werden, solange die Mindestsicherheit aufrechterhalten bleibt. Ist das Anregungsverhalten der Verzahnung von Bedeutung, ist eine Profilüberdeckung knapp über ganzzahlig sinnvoll, also  $\varepsilon_a \approx 1,05 \dots 1,1$ . Ist das Anregungsverhalten unerheblich, kann die Profilüberdeckung bei Schrägverzahnungen aus Wirkungsgradgründen deutlich unter  $\varepsilon_a = 1$  gesenkt werden.
- Die Fußtragfähigkeit kann schrittweise bis an die vorgegebene Grenze verkleinert werden, indem die Zähnezahl erhöht bzw. der Modul reduziert wird. Die Kopfkreisdurchmesser müssen dabei so angepasst werden, dass sich bei der Profilüberdeckung bzw. den Kopfüberdeckungen keine wesentlichen Veränderungen ergeben.
- Schließlich ist der Schrägungswinkel anzupassen, vor allem wenn das Anregungsverhalten der Verzahnung eine Rolle spielt. Die Sprungüberdeckung sollte dann möglichst ganzzahlig gewählt werden. Dabei sollte der Stirnschnitt gleich belassen werden, d. h. bei einer Schrägungswinkeländerung sollte der Normalmodul  $m_n$  und der Normaleingriffswinkel  $\alpha_n$  ebenfalls abgeändert werden, so dass der Stirnmodul  $m_t$  und der Betriebseingriffswinkel  $\alpha_{wt}$  gleich bleiben. Ist der Schrägungswinkel zu vergrößern, sinkt bei gleich bleibendem Stirnmodul die Fußtragfähigkeit. Das kann gegebenenfalls durch Erhöhen des Eingriffswinkels kompensiert werden.

Iterationen zwischen den einzelnen Schritten sind nicht auszuschließen und sicherlich auch sinnvoll. Man muss eine Balance zwischen Tragfähigkeit, Anregung und maximalem Wirkungsgrad finden, wobei damit gerechnet werden muss, dass eines der Kriterien besser und ein anderes etwas schlechter erreicht wird.

## 8. Tatsächlicher Verlauf der Zahnreibungszahl im Zahnkontakt

Man kann davon ausgehen, dass im Eingriffsbeginn besondere tribologische Verhältnisse herrschen und sich über den weiteren Verlauf des Eingriffs mit zunehmendem Schmierfilmaufbau, Verhältnisse ähnlich wie beim Scheibenkontakt, einstellen [13]. Des weiteren ist bekannt, dass im Zahnkontakt in bestimmten Bereichen höhere Reibungszahlen vorliegen als im Scheibenkontakt. Daraus lässt sich ableiten, dass im Eingriffsbeginn deutlich höhere Reibungszahlen vorliegen müssen Bild 7.1.

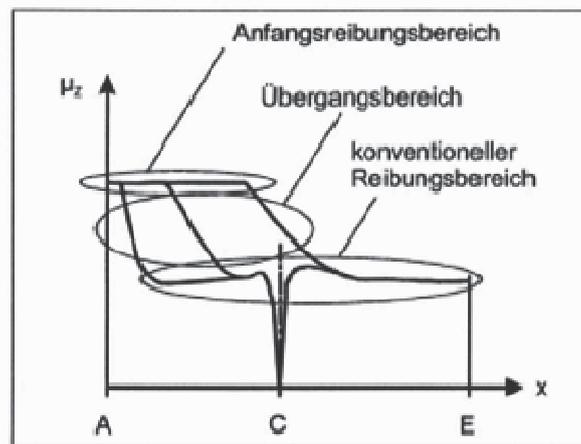
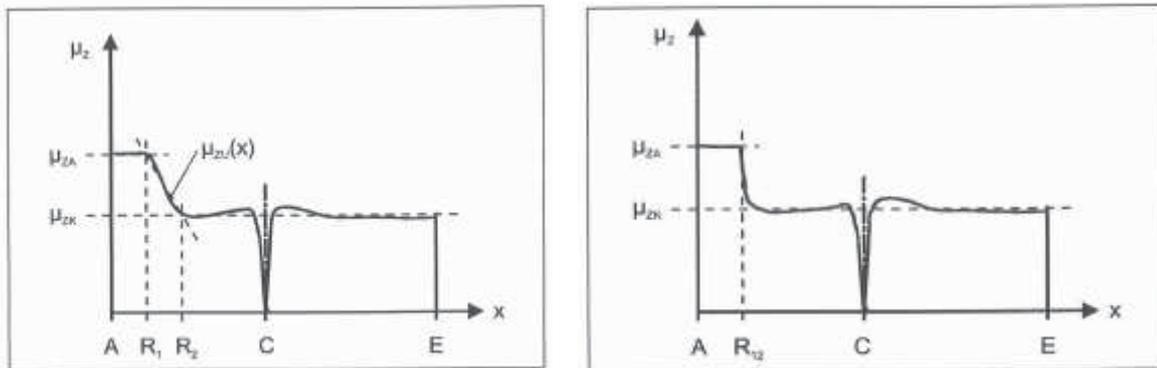


Bild 8.1 Reibungszahlverlauf über den Eingriff

Durch die besondere Beanspruchung zu Beginn des Eingriffs ist die anfänglich höhere Reibungszahl zu erklären. Da in diesem Bereich sich noch kein tragfähiger Schmierfilm aufgebaut hat, erklärt sich die stärkere Abnutzung an dieser Stelle. Ebenso erklärt sich die höhere Reibung da es sich im Anfangsbereich um Festkörperreibung und nicht um EHD-Reibung handelt [13]. Solche Reibungszahlverläufe können in der Anwendung einer Wirkungsgradberechnung keinesfalls mehr mit einer pauschalen Reibungszahl angenähert werden.

## 8.1. Modell zur Reibungszahlenberechnung

Für die Berechnung des Zahnverlaufes, trifft Wimmer [13] einige zweckmäßige Vereinfachungen. Der Verlauf der Reibungszahl wird in drei Bereiche unterteilt, welche durch die Reibungsgrenzen  $R_1$  und  $R_2$  definiert sind.



**Bild 8.2** Links Reibungsverlauf graphisch, Rechts Reibungsverlauf graphisch vereinfacht

Der Anfangsbereich bis  $R_1$  wird vereinfacht als konstant  $\mu_{zA} = konst.$  angenommen. Der Abfall der Reibung zwischen  $R_1$  und  $R_2$  wird linear angenähert  $\mu_{z1}(x) = f(x)$ . Der letzte Abschnitt wird ebenfalls als konstant angenähert, die Abweichung der Reibungszahl im Bereich des Wälzpunktes fällt deshalb nicht so ins Gewicht, da die Geschwindigkeit hier gegen Null geht.

Wenn der Übergangsbereich zwischen  $R_1$  und  $R_2$  sehr steil ist, fallen diese Grenzen zusammen (Bild 8.2 rechts).

## 9. Verzahnungskorrektur

Gegen bestimmte Schädigungen (Zahnflanken- und Zahnfußermüdung) existieren genormte Berechnungsverfahren (z. B. DIN 3990 [39]), die eine erste Auslegung der Hauptmaße wie z. B. Modul  $m$ , Achsabstand  $a$  der Zahnradpaare ermöglichen. Nach dieser Vordimensionierung gibt es die Möglichkeit die Zahnprofile weiter zu optimieren. Zwei Schwerpunkte werden dabei fokussiert [41]:

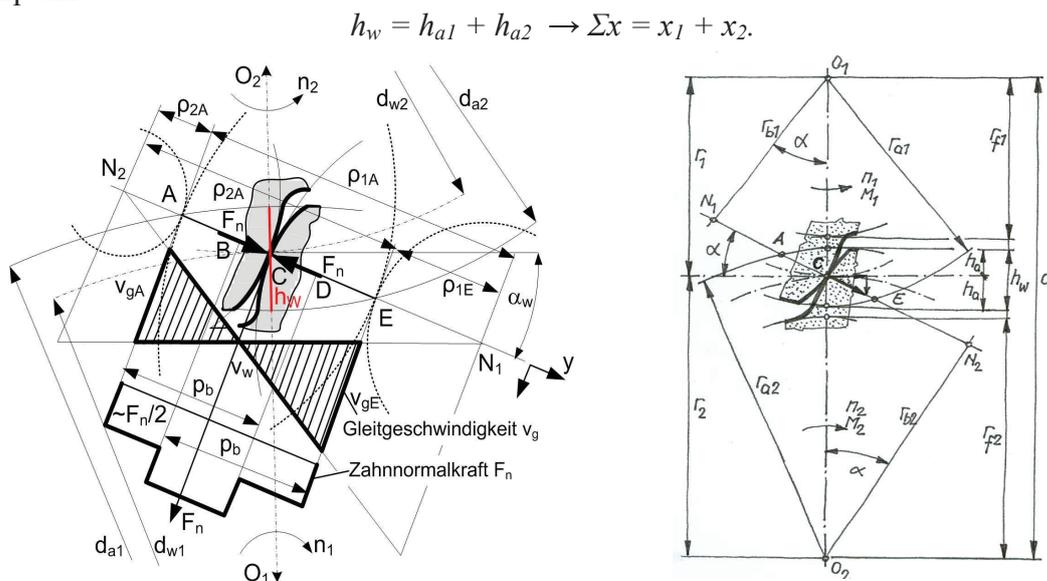
- weitere Verbesserung der Schadensbeständigkeit durch den Ausgleich der Schadensverteilung am Zahn bzw. zwischen Ritzel und Rad
- Verminderung der Antriebsverluste (Verbesserung des Wirkungsgrads).

Das Ziel der Verzahnungskorrekturen ist die zweckmäßige Modifikation der Grundgeometrie der Verzahnung durch [41]:

- Eine optimale Positionierung der gemeinsamen Zahnhöhe  $h_w$  um den Wälzpunkt C
- Auswahl eines optimalen Eingriffswinkels  $\alpha_w$  (während der Vordimensionierung nach DIN 3990 [39])
- Modifizierung des Evolventenprofils (Kopfrücknahme, Protuberanzen usw.)
- Tragbild- und seltener Zahnrichtungskorrekturen.

### Positionierung der gemeinsamen Zahnhöhe um den Wälzpunkt

Die Lage der gemeinsamen Zahnhöhe  $h_w$  (Bild 9.1) kann prinzipiell entlang der Eingriffslinie (zwischen  $N_1$  und  $N_2$ ) beliebig ausgewählt werden, die Grenzen der Profilverschiebung  $x_m$  ergeben sich durch die Herstellung (Unterschnitt des Zahnfußes und zu wenig Kopfbreite  $s_a$ ). Um eine „optimale“ Verzahnung zu entwickeln, entstanden in der Geschichte der Technik unterschiedliche Vorschläge für die Aufteilung der gemeinsamen Zahnhöhe um den Wälzpunkt:



**Bild 9.1** Eingriffsverhältnisse einer Geradverzahnung. a) Gleitgeschwindigkeit und Lastverteilung (ideal starre Zähne), b) Grundgeometrie einer 0-Verzahnung [41]

Während der Vordimensionierung der Verzahnung wird der Achsabstand  $a$ , dadurch der Eingriffswinkel  $\alpha_w$  und die Summe der Profilverschiebungsfaktoren  $\Sigma x$  bestimmt. Die

gemeinsame Zahnhöhe  $h_w$  wird durch die Kopfkreise  $d_{a1}$  und  $d_{a2}$  bestimmt (Bild 9.1.a) die gleichzeitig die aktive Strecke der Eingriffslinie begrenzen (AE). Wenn man die Annahme trifft, dass die Größe der gemeinsamen Zahnhöhe sich während der Optimierung nicht ändert, wird die Aufteilung der Summe der Profilverschiebungsfaktoren  $\Sigma x = x_1 + x_2$  durch die Verschiebung der gemeinsamen Zahnhöhe um den Wälzpunkt C eindeutig bestimmt.

In Bild 9.1.a ist die Wirkung der Profilverschiebungen auf die Eingriffsgeometrie und auf einigen Betriebsgrößen, wie die Gleitgeschwindigkeit  $v_g$  und Lastverteilung  $F_n$  dargestellt. Die momentane Gleitgeschwindigkeit  $v_g(y)$  ist in Abhängigkeit von der laufenden Koordinate der Eingriffsstrecke  $y$  ( $u=z_2/z_1$ ):

$$v_g(y) = v_{t1} - v_{t2} = \omega_1 \cdot r_1 \cdot \sin \alpha_w - \omega_2 \cdot r_2 \cdot \sin \alpha_w = \omega_1 \cdot \rho_1 - \omega_2 \cdot \rho_2 = \omega_1 \left[ \rho_1(y) - \frac{\rho_2(y)}{u} \right].$$

Oft wird die Gleitgeschwindigkeit auf die Tangentialgeschwindigkeit bezogen und können die Gleitfaktoren  $\eta$  definiert werden. Auf der  $N_1C$ -Strecke bzw.  $N_2C$ -Strecke der Eingriffslinie :

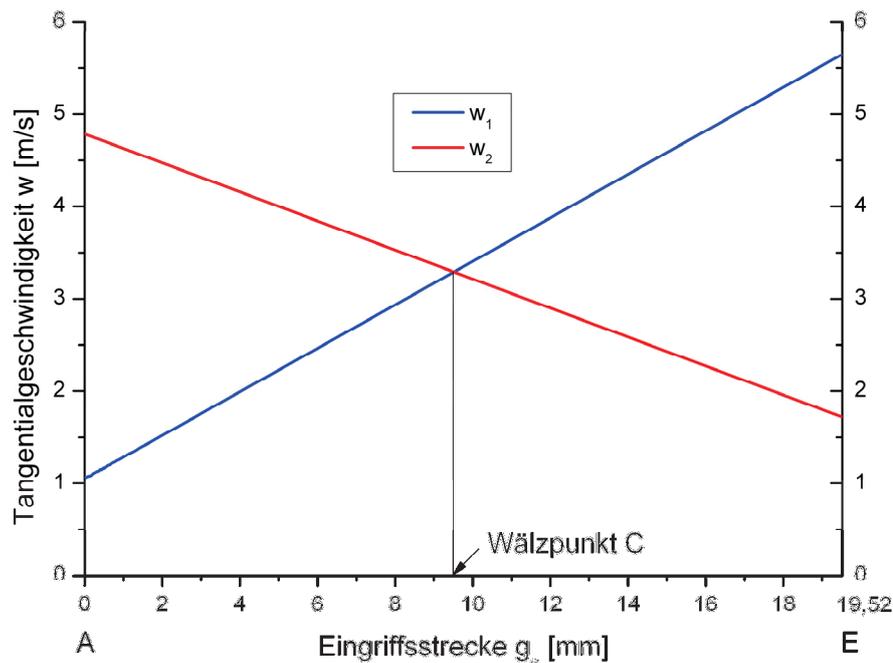
$$\eta_1(y) = \frac{\rho_2 \omega_2 - \rho_1 \omega_1}{\rho_1 \omega_1} = \frac{\rho_2(y)}{u \cdot \rho_1(y)} - 1 \quad \text{und} \quad \eta_2(y) = \frac{\rho_1 \omega_1 - \rho_2 \omega_2}{\rho_2 \omega_2} = \frac{u \cdot \rho_1(y)}{\rho_2(y)} - 1.$$

Entlang der Eingriffslinie können weitere physikalische Größen definiert werden, wie die Linienlast  $w_n(y) = F_n(y)/b$ , die Hertz'sche Pressung  $p_H(y)$ , der Reibungskoeffizient  $\mu(y)$  oder die Kontakttemperatur  $T_{Bl}(y)$  usw., die dann die Basis der Optimierung bilden können.

## 9.1. Verzahnungsoptimierung

Im zweiten Teil der Diplomarbeit wurde eine analytische Berechnung einer FZG-C Zahnradpaarung durchgeführt. Das Ziel dieser Berechnung war es, rein auf Grund von geometrischen Faktoren die Verzahnung so zu verändern, dass verschiedene Optima aufgezeigt werden können. Es wurde die FZG- C Verzahnung deshalb gewählt, da für diese Verzahnung alle Geometrieparameter zur Berechnung hinlänglich bekannt sind und für das FZG Zahnradpaar am Lehrstuhl für Allgemeinen Maschinenbau bereits eine numerische Abwälzsimulation durchgeführt wurde. So war es möglich die Ergebnisse zu vergleichen. Die analytische Berechnung wurde mit dem Softwareprogramm MS- Excel durchgeführt und anschließend grafisch dargestellt um die Ergebnisse zu beurteilen.

Als erstes wurden die Gleitgeschwindigkeiten der Flankenberührungspunkte berechnet und dargestellt. Diese bilden die Grundlage für die weitere Berechnung. Die Winkelteilung wurde  $0.1^\circ$  gewählt, was 500 Datenpunkte entlang der Eingriffsgeraden entspricht. Somit ist eine ausreichende Genauigkeit gewährleistet.



**Bild 9.2** Tangentialgeschwindigkeiten entlang der Eingriffsstrecke

Die Tangentialgeschwindigkeiten berechnen sich mit:

$$w_1 = (v_t / r_a) \cdot (r_a \cdot \sin \alpha \pm g_y) = v_t (\sin \alpha \pm g_y / r_a)$$

$$w_2 = (v_t / r_b) \cdot (r_b \cdot \sin \alpha \pm g_y) = v_t (\sin \alpha \pm g_y / r_b)$$

Glg.9.1

$r_a$  und  $r_b$  sind hier die Wälzkreisradien.

Jetzt wurde die Summengeschwindigkeit berechnet und dargestellt (Bild 9.3). Sie berechnet sich einfach aus der Summe von  $w_a^-$  und  $w_b^-$ .

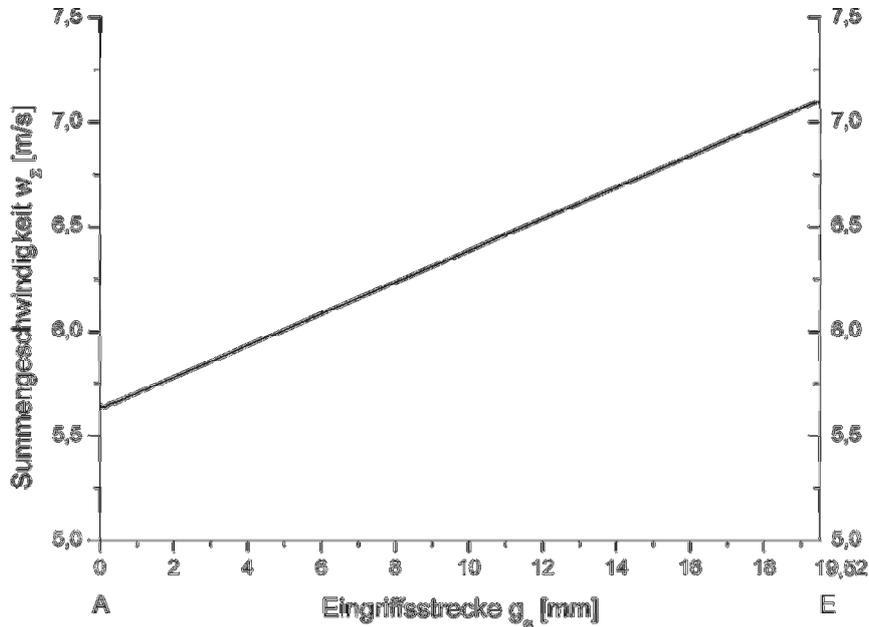


Bild 9.3 Summengeschwindigkeit entlang der Eingriffsstrecke

Als nächstes wurde die Gleitgeschwindigkeit bestimmt. Die Berechnung ergibt sich aus der Differenz der absoluten Tangentialgeschwindigkeiten im Berührungspunkt.

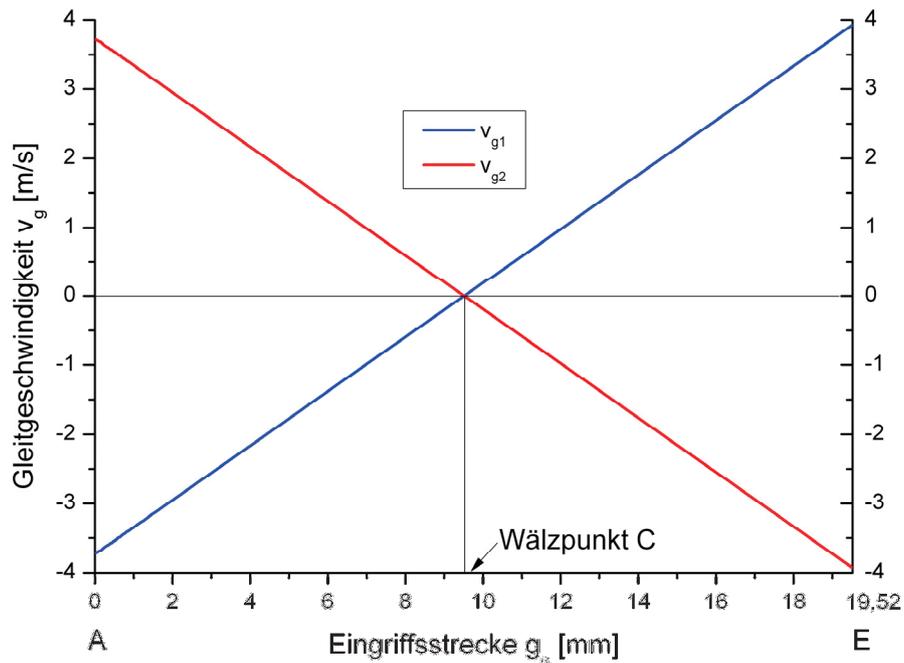


Bild 9.4 Gleitgeschwindigkeit entlang der Eingriffsstrecke

Den Abschluss der grundlegenden Berechnungen bildet der Schlupf oder auch relatives Gleiten genannt. Dies errechnet sich zu:

$$\xi_1 = v_{g_a^-} / \omega_{g_a^-} = 1 - \omega_2 / \omega_1 = 1 - (\sin \alpha \pm g_y / r_b) / (\sin \alpha \mp g_y / r_a)$$

$$\xi_2 = v_{g_b^-} / \omega_{g_b^-} = 1 - \omega_1 / \omega_2 = 1 - (\sin \alpha \pm g_y / r_a) / (\sin \alpha \mp g_y / r_b)$$

Glg.9.2

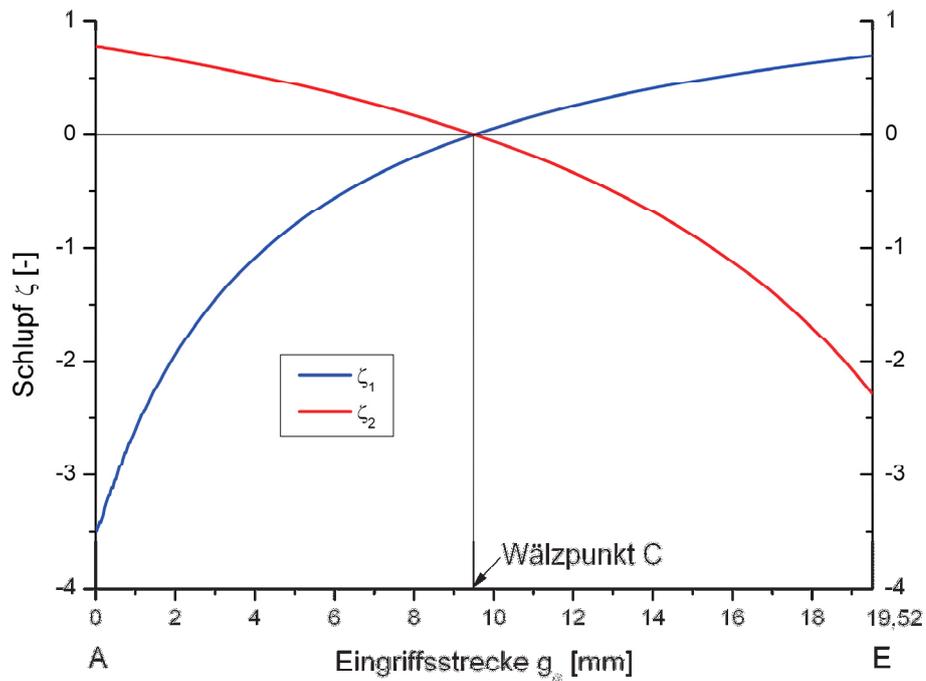


Bild 9.5 Schlupf entlang der Eingriffsstrecke

Aufbauend auf das oben gezeigte Verfahren können Verzahnungen optimiert werden. Es wurde versucht eine Optimierung dieser Verzahnung auf rein geometrischer Basis durchzuführen, und zwar in Richtung Wirkungsgradoptimierung. Es wurde bei den anschließenden Berechnungen einige Optimierungsparameter ausgewählt und diese dann auch ausgewertet. Diese sind unter anderem die Blitztemperatur, der Reibungskoeffizient und die Schmierspalthöhe.

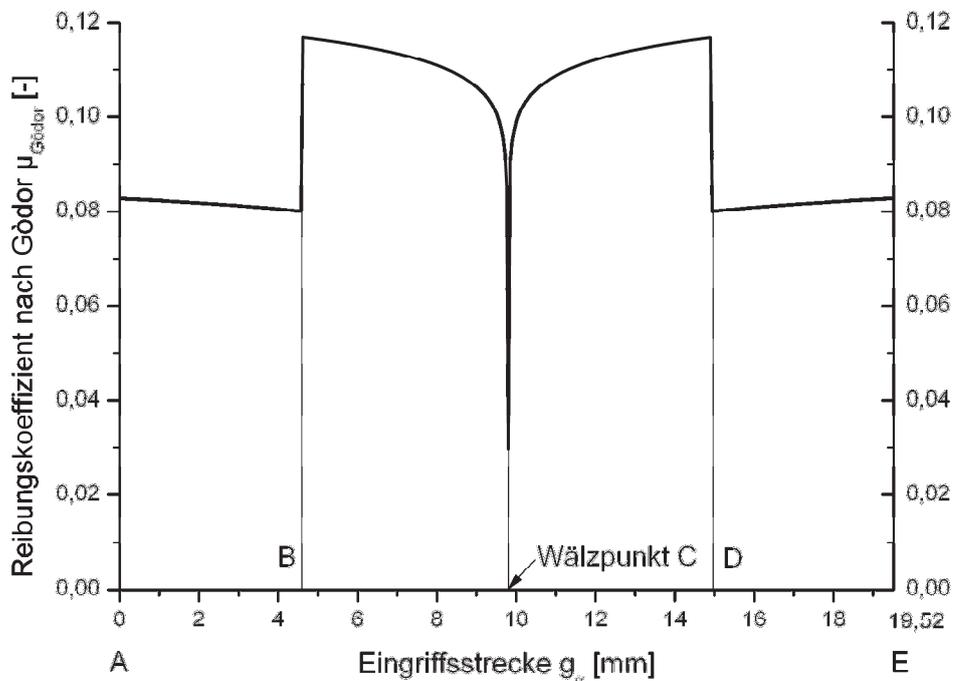
Begonnen wurde mit der Berechnung des Reibungskoeffizienten. Hier wurde das Verfahren nach Gódor [15] aufgegriffen.

Für die Rollreibung im Wälzpunkt gilt:

$$\mu_r(v_{40}, w) = -8,3 \cdot 10^{-4} + 5,75 \cdot 10^{-7} \cdot v_{40} + (1,87 \cdot 10^{-4} - 2 \cdot 10^{-8} \cdot v_{40}) \cdot w - (2,67 \cdot 10^{-7} + 1,65 \cdot 10^{-11} \cdot v_{40}) \cdot w^2 \quad \text{Glg.9.3}$$

Und für die Gleitreibung gilt:

$$\mu_{\text{Gódor}}(w_2 - w_1, w, v_{40}) = \left(2,1 \cdot 10^{-3} + \frac{0,105}{v_{40}}\right) \cdot w^{(0,402+0,03 \cdot \ln(v_{40}))} + \ln(\text{abs}(w_2 - w_1)) \cdot 1,7 \cdot 10^{-3} - 2 \cdot 10^{-4} \cdot \ln(v_{40}) \cdot w^{(-0,16+0,0921 \cdot \ln(v_{40}))} \quad \text{Glg.9.4}$$



**Bild 9.6** Reibungskoeffizient nach Gódor [15] entlang der Eingriffsstrecke

Der Kräfteverlauf wurde in Abhängigkeit von der Profilüberdeckung vereinfacht und idealisiert angenommen. Die Höhe der angenommenen Kraft entspricht der Kraftstufe 10 der FZG- Norm [23].

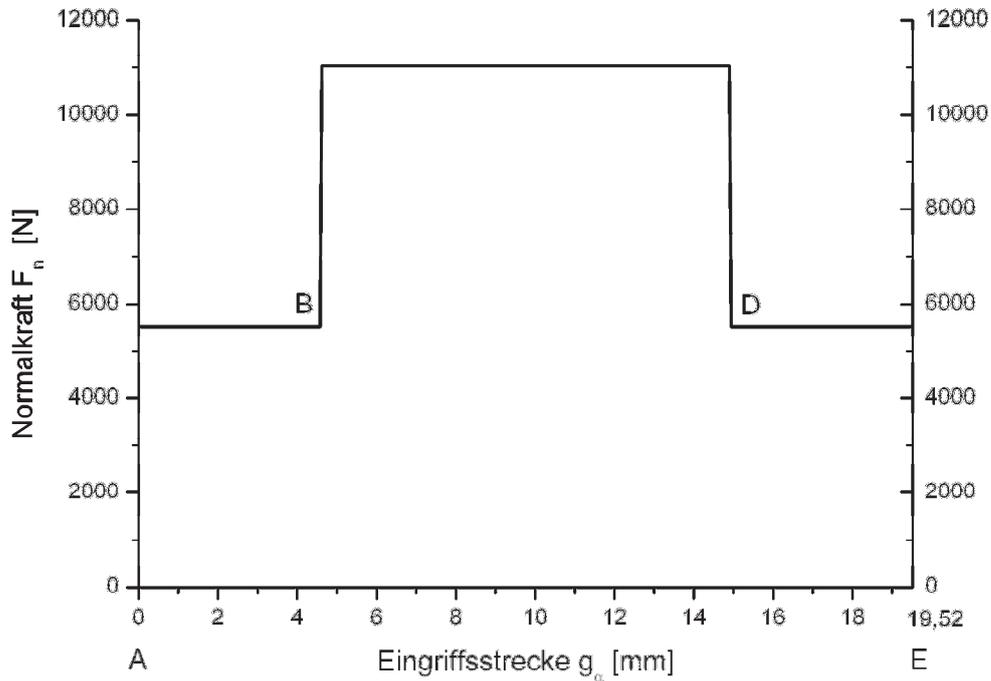


Bild 9.7 Verlauf der Normalkraft entlang der Eingriffsstrecke

Als nächstes wurde die Blitztemperatur berechnet. Hier wurde das Verfahren nach Block [1] aufgegriffen.

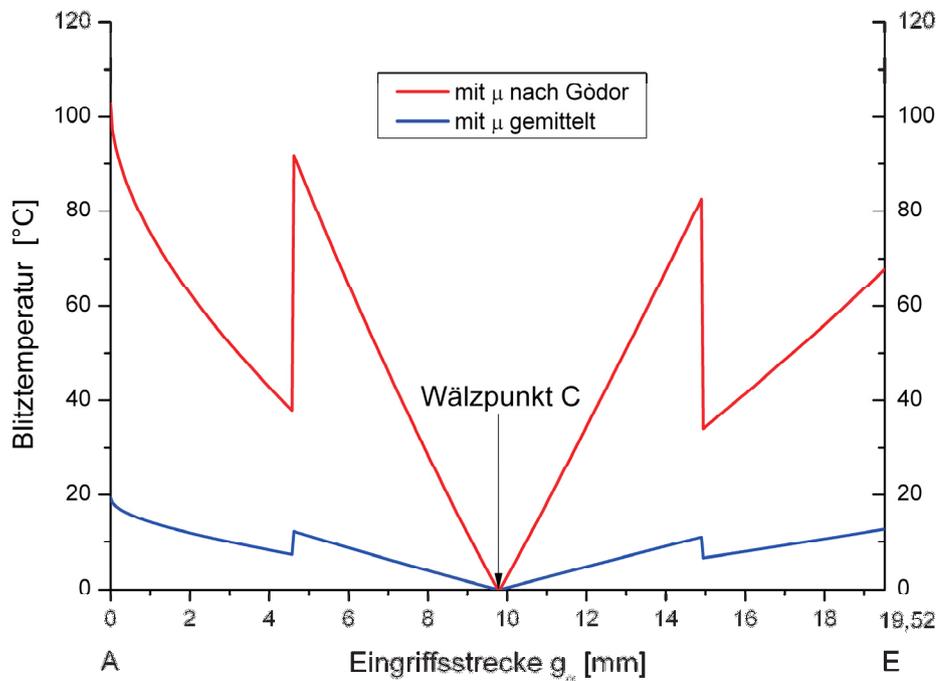


Bild 9.8 Blitztemperatur entlang der Eingriffsstrecke

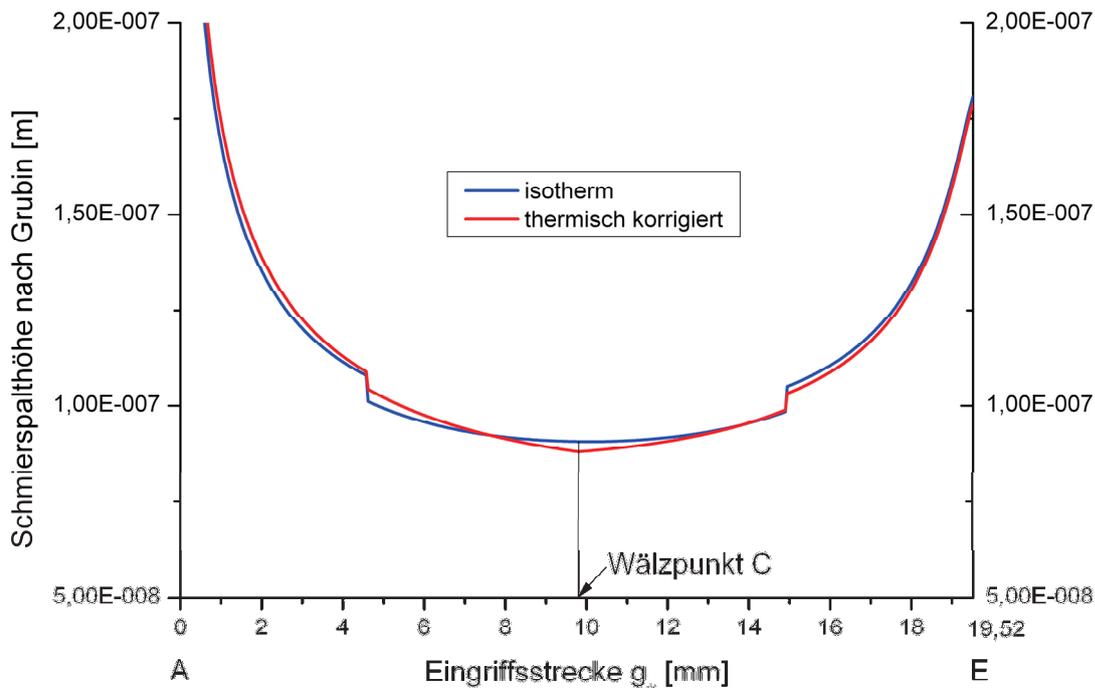
$$v_{fla} = 0,62 \cdot \mu \cdot (w_{ib})^{3/4} \cdot \left(\frac{E'}{\rho}\right)^{1/4} \cdot \frac{|v_{\rho 1} - v_{\rho 2}|}{\sqrt{B_{M1} \cdot v_{\rho 1}} + \sqrt{B_{M2} \cdot v_{\rho 2}}} \quad \text{Glg.9.5}$$

$$\mu_m = 0,045 \cdot \left(\frac{K_A F_{bt} / b}{v_{\Sigma m} \rho_m}\right)^{0,2} \eta_m^{-0,05} X_R \leq 0,2 \quad \text{Glg.9.6}$$

Dabei ist  $B_M = \lambda \rho c \cdot v_\rho$  ist die absolute Tangentialgeschwindigkeit für Ritzel und Rad [1].  $\lambda$  ist die Wärmeleitzahl.

Das gemittelte  $\mu$  wurde nach Nieman [1] berechnet (Glg.9.6). Es ergeben sich in der Berechnung der Blitztemperatur doch erhebliche Unterschiede. Es wurde mit der Berechnung nach Gódor [15] fortgefahren, da diese ein exakteres Ergebnis lieferte.

Als nächstes wurde auch noch die Schmierspalthöhe berechnet. Hier wurde das Verfahren nach Grubin [15] verwendet, auch hier handelt es sich um eine analytische Methode.



**Bild 9.9** Schmierspalthöhe nach Grubin entlang der Eingriffsstrecke

$$\text{Schmierspalthöhe nach Grubin: } H_0 = 1,95 \cdot (G \cdot U)^{8/11} \cdot w^{-1/11} \quad \text{Glg.9.7}$$

$$G = \alpha \cdot E_r \quad U = \frac{\eta_0 (U_1 + U_2)}{2 \cdot E_r \cdot r_r} \quad W = \frac{F}{E_r \cdot r_r \cdot l} \quad \text{Glg.9.8}$$

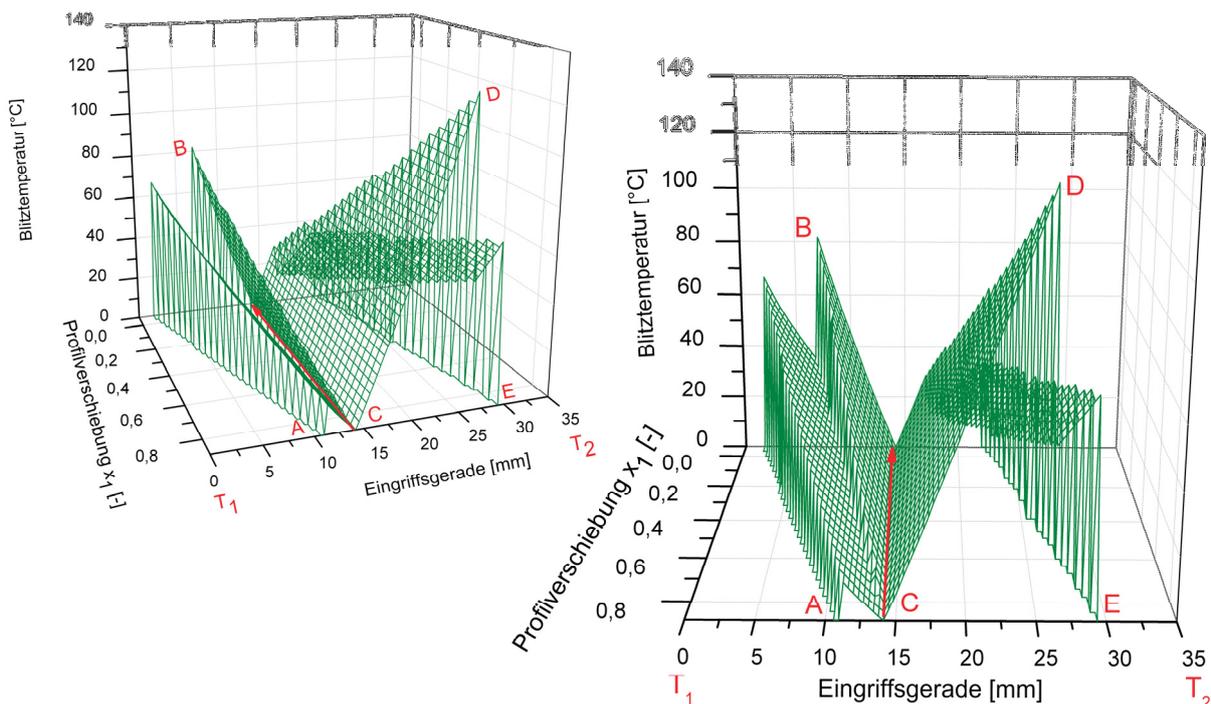
Die Berechnung ohne Korrektur bedeutet, dass isotherm gerechnet wurde. Bei der thermischen Korrektur wurde das Verfahren nach Gódor [15] aufgegriffen.

## 9.2. Ergebnisse

Nachdem der Sachverhalt für das gegebene Zahnradpaar nun ausreichend geklärt wurde, konnte mit der Optimierung begonnen werden. In dieser Arbeit wird eine Optimierung auf rein geometrischer Basis versucht. Die meisten Parameter sind fix vorgegeben. Es wird untersucht ob es möglich ist, Optima zu finden, in dem man die Profilverziehung variiert. Die Grenzen hierfür sind der Unterschnitt des Zahnfußes, welche ein gewisses Maß aus Festigkeitsgründen nicht unterschreiten darf, und die Spitzenbildung des Zahnkopfes.

Es wurde die Berechnung so aufgebaut, dass die Profilverziehung als Eingabeparameter zu variieren ist. Anschließend wurden die Ergebnisse für jeden spezifischen Fall nebeneinander dargestellt um ein eventuelles Optimum zu finden.

Hier werden die Ergebnisse der Berechnung auf geometrischer Basis mit variiertem Profilverziehung präsentiert. Durch die angenommene gleichmäßige Lastverteilung im Doppeleingriffsgebiet ergibt sich eine sprunghafte Änderung im Verlauf von Blitztemperatur, Schmierfilmdicke, Reibungszahl und der Gleitgeschwindigkeiten.



**Bild 9.10** Blitztemperatur über die Eingriffsstrecke bei verschiedener Profilverziehung

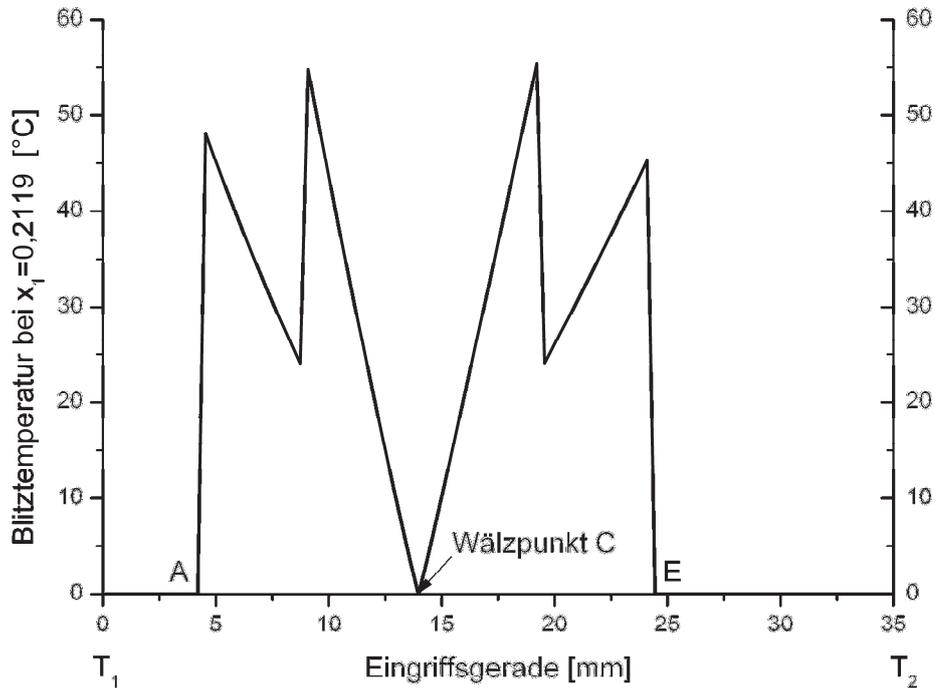


Bild 9.11 Optimum bei Profilverschiebung  $x_1=0,2119$

Bei der Betrachtung der Blitztemperatur wird ein Optimum dort vermutet, wo die Blitztemperatur beim Wechsel von Doppel- auf Einzeleingriffsgebiet den gleichen Wert beträgt wie beim Wechsel von Einzel- auf Doppel- eingriffsgebiet. Hier ergeben sich die niedrigsten Temperaturen. Dieses tritt bei einer Profilverschiebung von  $x_1=0,2119$  auf.

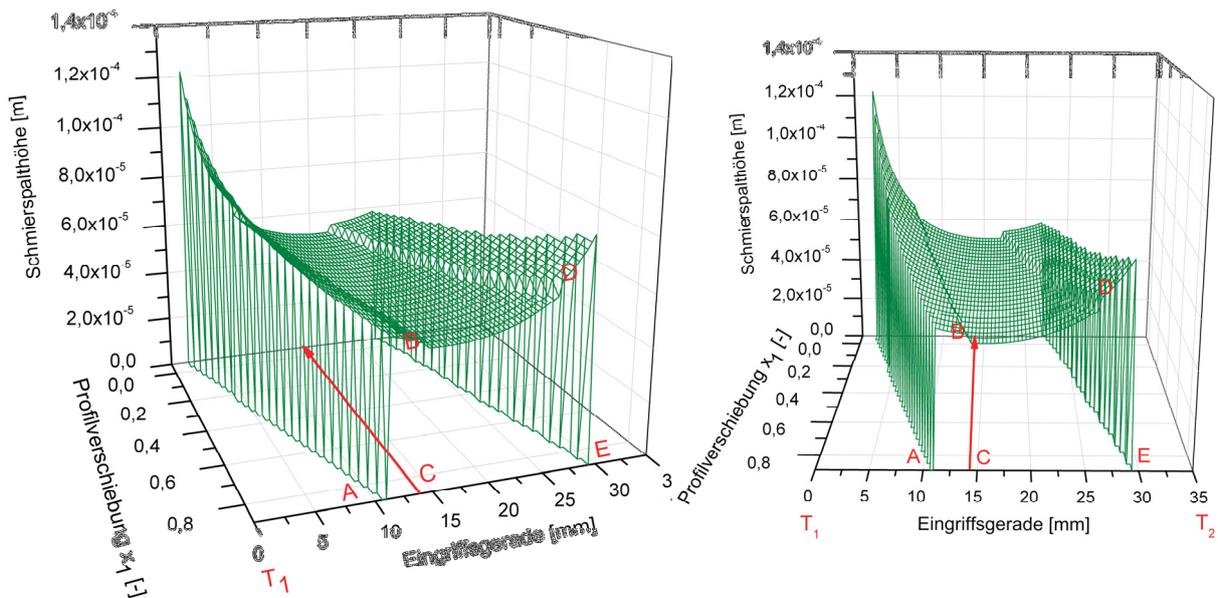


Bild 9.12 Schmierspalthöhe nach Grubin über die Eingriffsstrecke bei verschiedener Profilverschiebung

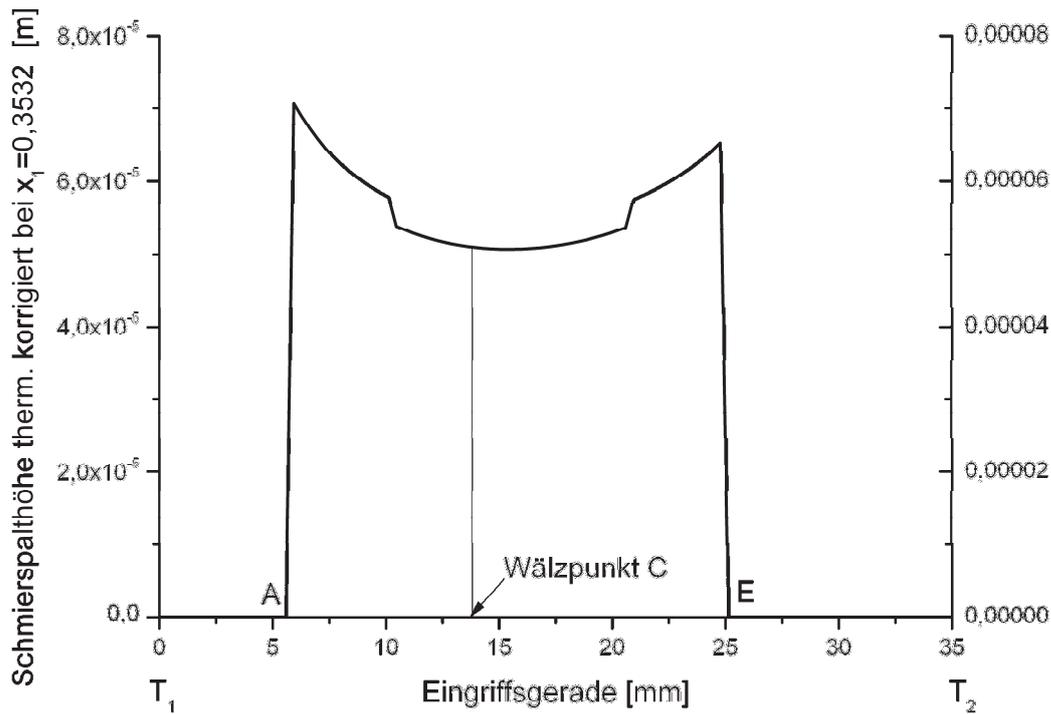


Bild 9.13 Optimum bei Profilverschiebung  $x_1=0,3532$

Bei der Untersuchung der Schmierspalthöhe wird ein Optimum dort vermutet, wo die Höhe beim Wechsel von Doppel- auf Einzeleingriffsgebiet den gleichen Wert beträgt wie beim Wechsel von Einzel- auf Doppel- eingriffsgebiet. Die Beträge der beiden Schmierspalthöhen liegen hier am engsten beieinander. Dieses Optimum tritt bei  $x_1=0,3532$  auf.

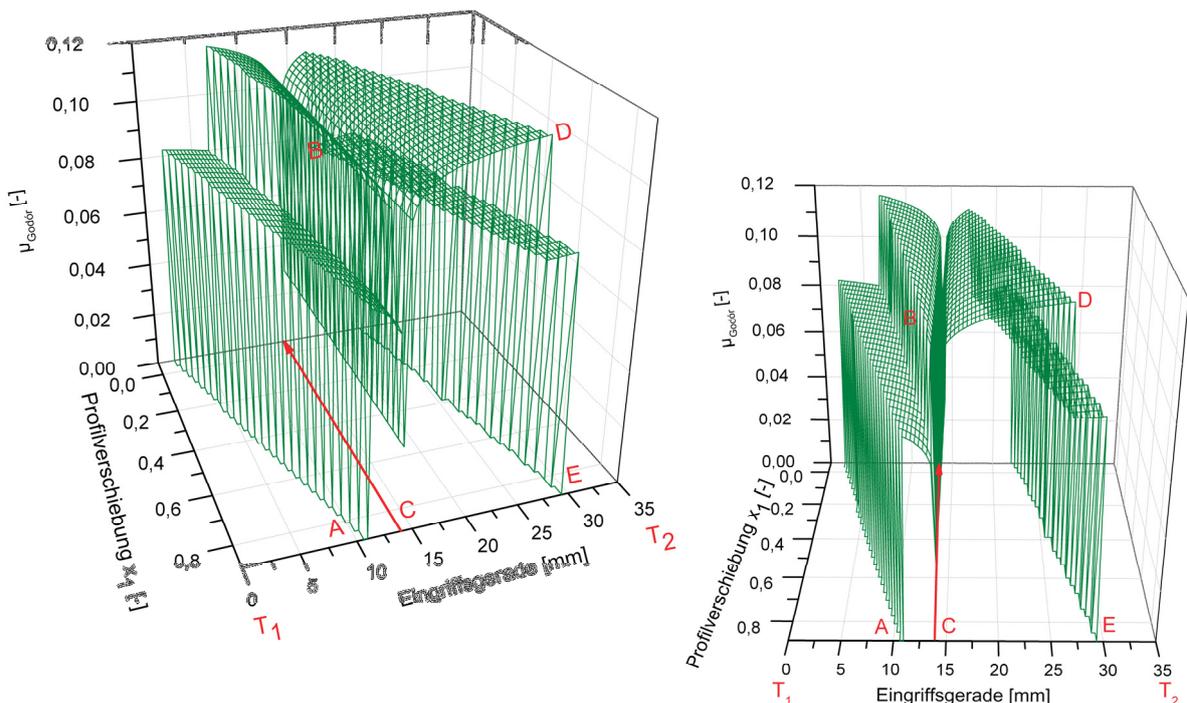
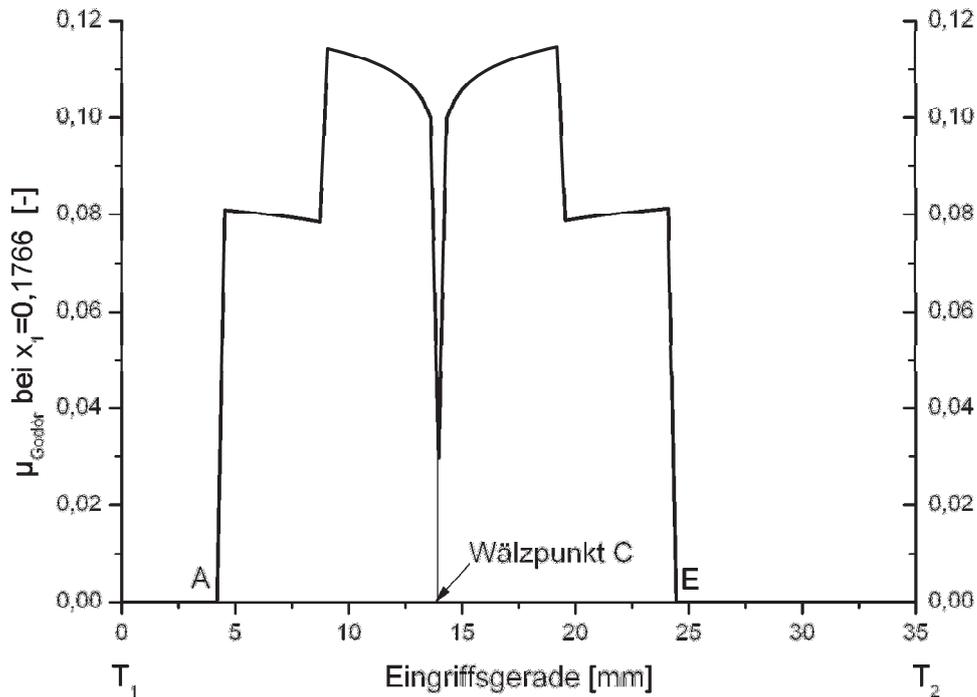


Bild 9.14 Reibungszahl nach Gódor über die Eingriffsstrecke bei verschiedener Profilverschiebung



**Bild 9.15** Optimum bei Profilverschiebung  $x_1=0,1766$

Bei der Untersuchung der Reibungszahl wird ein Optimum dort vermutet, wo die Höhe beim Wechsel von Doppeleingriffs- auf Einzeleingriffsgebiet den gleichen Wert beträgt wie beim Wechsel von Einzel- auf Doppeleingriffsgebiet. Dieses Optimum tritt bei  $x_1=0,1766$  auf.

Bei der Berechnung konnte ebenfalls festgestellt werden, dass der Einfluss der Belastung auf die Reibungszahl groß ist.

Abschließend wurde auch noch der Verlauf der Gleitgeschwindigkeiten betrachtet. Ein Optimum wird vermutet, wo die Gleitgeschwindigkeiten am Anfang und am Ende der Eingriffsstrecke denselben Wert haben, der Verlauf also möglichst gleichmäßig wird. Dieses Verhalten tritt bei einer Profilverschiebung von  $x_1=0,1413$  auf.

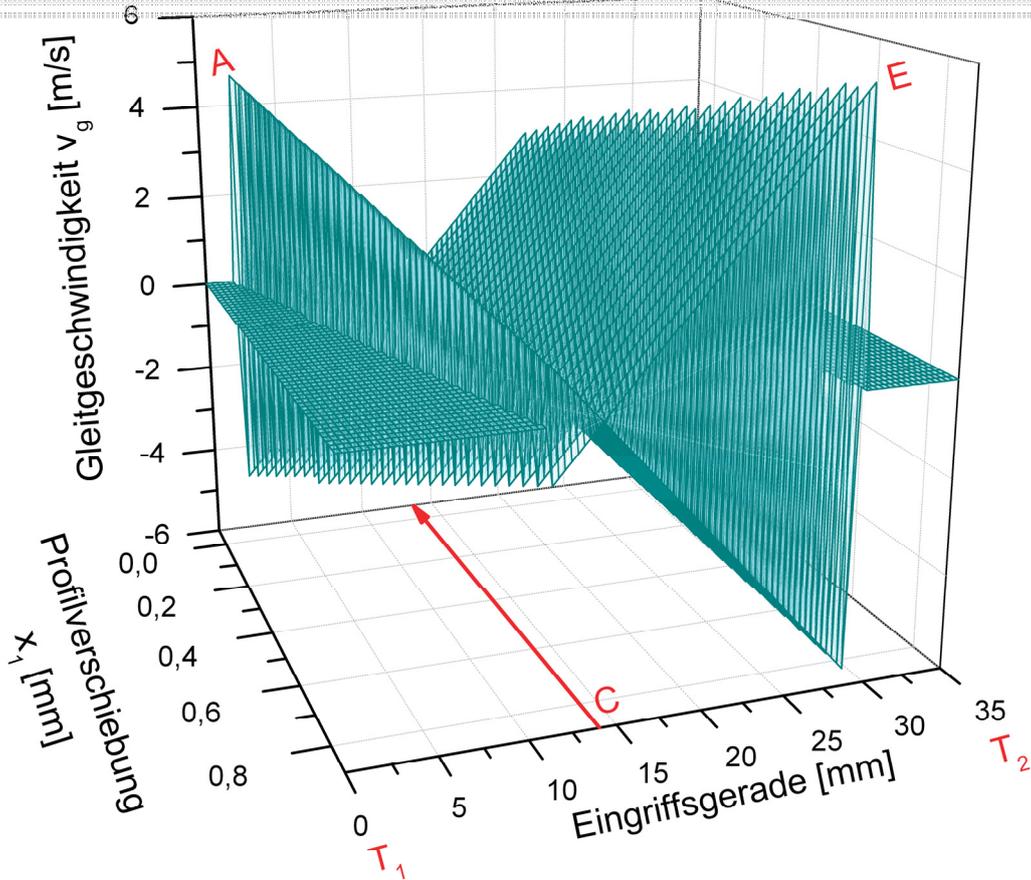


Bild 9.16 Gleitgeschwindigkeit nach Nieman [1] über die Eingriffsstrecke in Abhängigkeit der Profilverschiebung

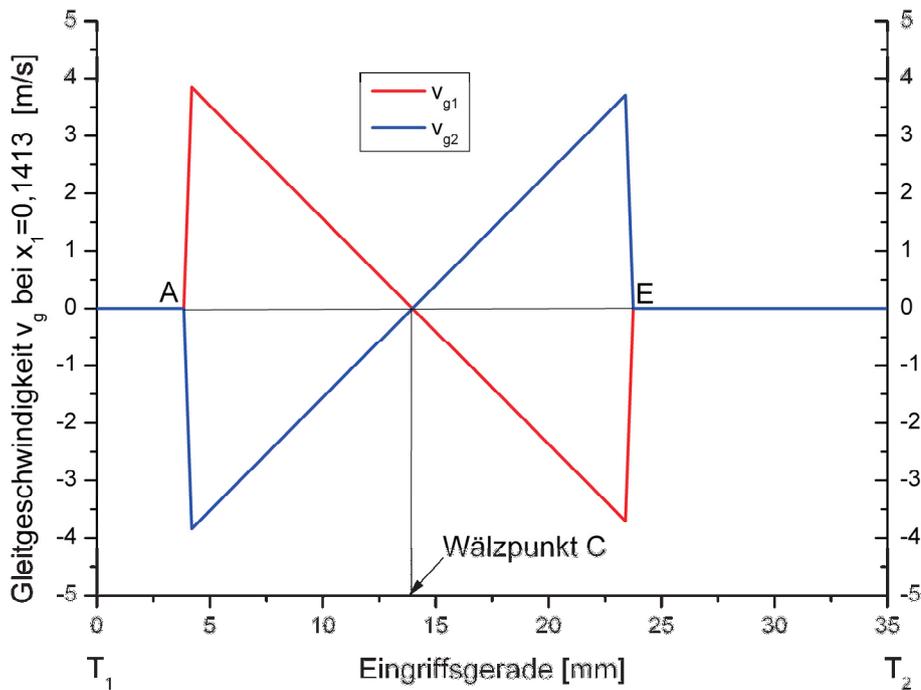
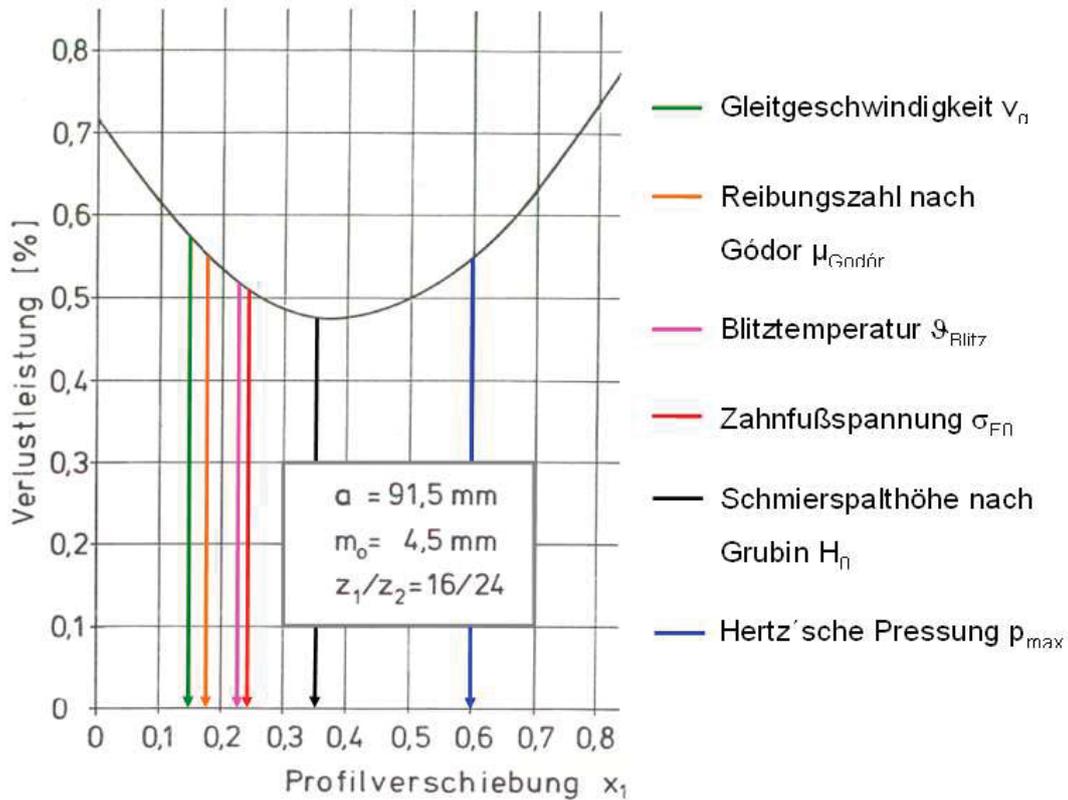


Bild 9.17 Optimum der Gleitgeschwindigkeiten bei  $x_f=0,1413$

Die Optimierungsansätze in dieser Arbeit wurden in Richtung Wirkungsgradoptimierung gesetzt. Parallel zu dieser Arbeit wurde am Lehrstuhl für Allgemeinen Maschinenbau von Leitner [40] in Richtung Festigkeitsoptimierung gearbeitet. Die Ergebnisse aus beiden Arbeiten wurden im nachstehenden Diagramm (Bild 9.18), in welchem die Verlustleistung über Profilverschiebung aufgetragen wird, zusammengeführt. Man erkennt deutlich, dass die Optima nicht zusammenfallen, sich jedoch eine Tendenz abzeichnet. Das Optimum dieses Diagramms wird am besten durch das Optimum der Schmierfilmhöhe nach Grubin getroffen.



**Bild 9.18** Zusammenhang zwischen Verlustleistung und Profilverschiebung nach Ohlendorf [21]

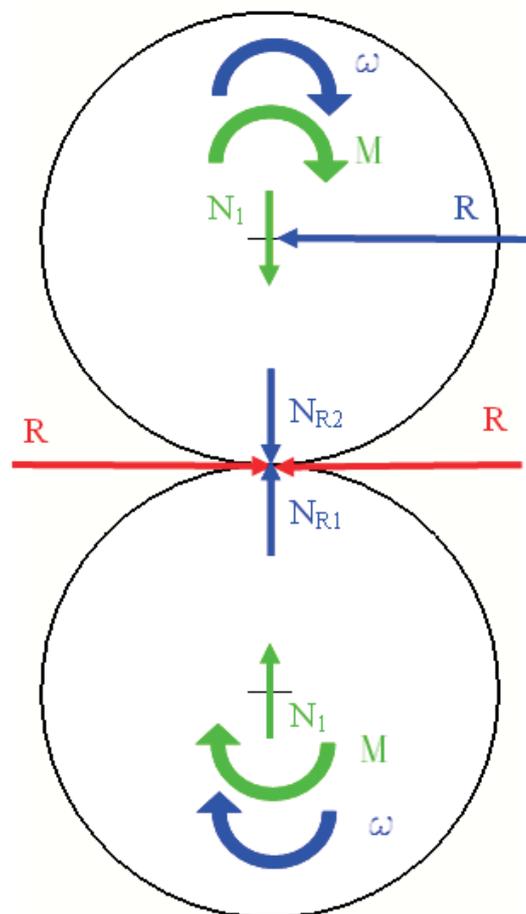
Dieses Diagramm wurde von Ohlendorf [29] für gemittelte Reibungszahlen gemacht. Hier wurde mit Ansätzen mit veränderbaren Reibungszahlen gearbeitet. Inwieweit die Ergebnisse die Realität widerspiegeln, muss in Versuchen noch genauer untersucht werden. Hier verbirgt sich noch einiges an Forschungspotential.

## 10. Auslegung des Prüfstandes

Ziel war es eine Prüfmethodik zu entwickeln die es ermöglichen soll, bei vorherrschendem Schlupf zwischen zwei Scheiben die Traktionskraft genau zu ermitteln. Dazu wurden zunächst vorhandene Prüfstände analysiert und anschließende Konzepte ausgearbeitet. Es mussten Lösungen für Lagerung, für das Aufbringen der Vorspannkraft und für die Messung gefunden werden. Zusätzlich musste die neu entwickelte Prüfzelle auf die vorhandene Prüfmaschine TE77 passen und die gegebenen Platzverhältnisse mussten eingehalten werden.

### 10.1. Grundkonzepte des Systems

#### 10.1.1. Grundlegende Betrachtung des Sachverhaltes



**Bild 10.1** Auftretende Kräfte und Momente

Um eine optimale Auslegung eines Zweiseibenprüfstandes zu gewährleisten, muss erst der Sachverhalt der auftretenden Kräfte vollständig analysiert werden. Hierfür wird zunächst eine Kräftezerlegung durchgeführt und anschließend die Ergebnisse analysiert.

### 10.1.2. Freimachen: Betrachtung der oberen Scheibe

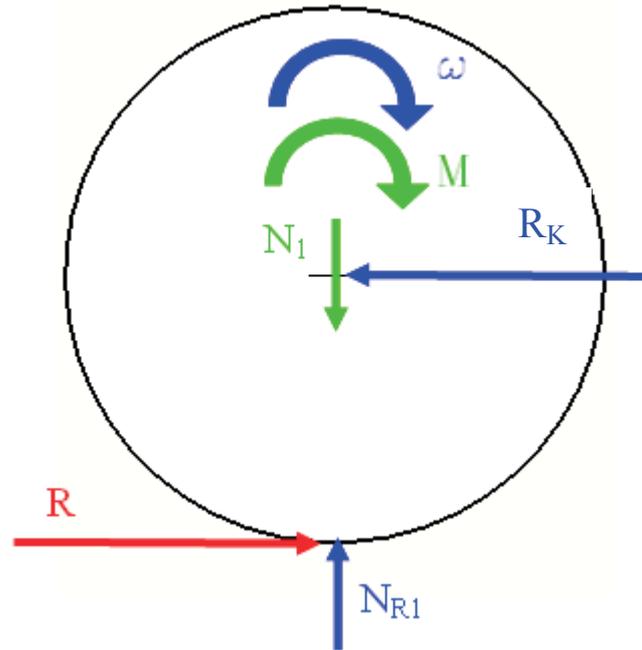


Bild 10.2 Freigemachte obere Scheibe

Als erstes wird die obere Scheibe freigemacht und die Kräfte und Momentengleichgewichte aufgestellt.

$$\begin{aligned} \sum F_V &= 0 & \sum F_H &= 0 \\ 0 &= N_{R1} - N_1 & 0 &= R - R_K & \text{Glg.10.1} \\ \rightarrow N_{R1} &= N_1 & \rightarrow R &= R_K \end{aligned}$$

Bei Gleiten gilt:

$$R = \mu * N_1 \quad \text{Glg.10.2}$$

Das bedeutet, dass das maximal übertragbare Moment sich ergibt zu:

$$M_{\max} = R * r = \mu * N_1 * r \quad \text{Glg.10.3}$$

### 10.1.3. Leistungsbilanz

Grundsätzlich gilt:  $P = M \cdot \omega$  Glg.10.4

Annahme:  $P_1 > P_2$  Glg.10.5

$$P_{ges} = P_1 + P_2 \quad \text{Glg.10.6}$$

$$P_1 = M \cdot \omega_1 - M_{verl\_Lager} \cdot \omega_1 + R \cdot r \cdot \omega_1 \quad \text{Glg.10.7}$$

$$P_2 = M \cdot \omega_2 - M_{verl\_Lager} \cdot \omega_2 + R \cdot r \cdot \omega_2 \quad \text{Glg.10.8}$$

Die zugeführte Leistung muss so groß sein, wie die Lagerverluste und die Verluste hervorgerufen durch Reibung, welche als Verlustwärme verloren geht. Daraus lässt sich der Schluss ziehen, dass je größer die Lagerreibung, desto größer die Leistung die zugeführt werden muss. Es folgt:

$$P_{ges} = P_{Motoren} + P_{verl\_Lager\_ges} + P_{verl\_Reibungswärme} \quad \text{Glg.10.9}$$

Die Verlustleistung  $P_{Motoren}$  resultiert aus dem Moment mal der Differenzdrehzahl und der Verlustleistung der Lager sowie der dissipierenden Reibleistung. Wenn die Drehzahlen gleich sind und damit kein Schlupf vorhanden ist gilt:

$$P_{ges} = M_{verl\_Lager\_ges} \cdot \omega \quad \text{Glg.10.10}$$

### 10.1.4. Berechnung der Auflagerreaktionen

In diesem Teil der Berechnung soll durch Ermittlung der Auflagerreaktionskräfte der optimale Lagerabstand gefunden werden, bei dem das Messsignal möglichst groß ist um ein möglichst genaues Ergebnis zu erhalten.

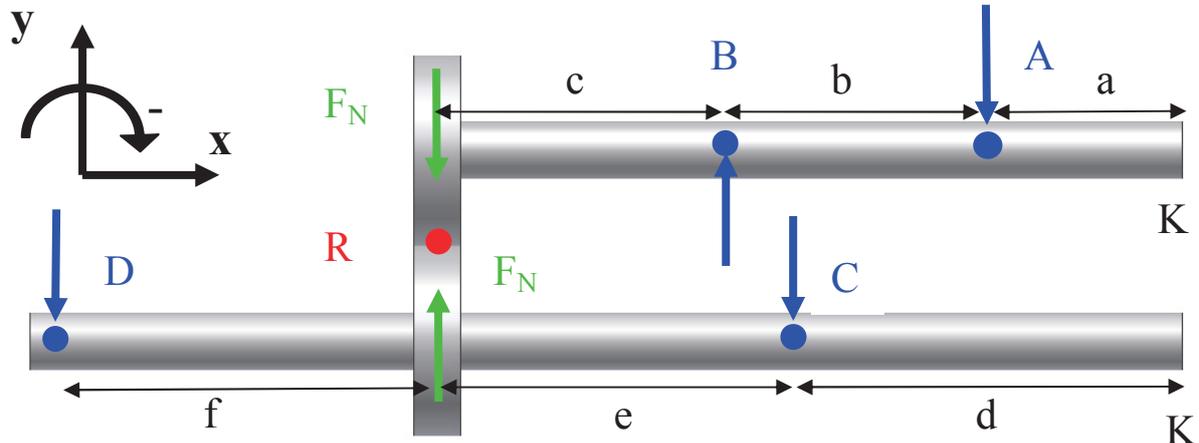


Bild 10.3 Freimachen des Systems

Als erstes wird die untere Welle betrachtet und die Kräfte- und Momentengleichgewichte aufgestellt.

Berechnung der vertikalen Kräfte:  $\sum F_V = 0$  Glg.10.11

$$F_N - F_{DV} - F_{CV} = 0$$
 Glg.10.12

Berechnung der Momente:  $\sum M_K = 0$  Glg.10.13

$$F_{DV} \cdot (f + e + d) - F_N \cdot (e + d) + F_{CV} \cdot d = 0$$
 Glg.10.14

Berechnung der horizontalen Kräfte:  $\sum F_H = 0$  Glg.10.15

$$F_{DH} - F_R - F_{CH} = 0$$
 Glg.10.16

Berechnung der Momente:  $\sum M_K = 0$  Glg.10.17

$$F_{DH} \cdot (f + e + d) - F_R \cdot (e + d) + F_{CH} \cdot d = 0$$
 Glg.10.18

Die untere Welle ist für die Position der Kraftmessung in der angeführten Version nicht wesentlich, wurde aber der Vollständigkeit halber durchgeführt.

Nun wird die obere Welle betrachtet und die Kräfte und Momentengleichgewichte aufgestellt.

Berechnung der vertikalen Kräfte:  $\sum F_V = 0$  Glg.10.19

$$-F_N + F_{BV} - F_{AV} = 0 \quad \text{Glg.10.20}$$

Berechnung der Momente:  $\sum M_K = 0$  Glg.10.21

$$F_N \cdot (c + b + a) - F_{BV} \cdot (b + a) + F_{AV} \cdot a = 0 \quad \text{Glg.10.22}$$

Berechnung der horizontalen Kräfte:  $\sum F_H = 0$  Glg.10.23

$$-F_R + F_{BH} - F_{AH} = 0 \quad \text{Glg.10.24}$$

Berechnung der Momente:  $\sum M_K = 0$  Glg.10.25

$$-F_R \cdot (c + b + a) + F_{BH} \cdot (b + a) - F_{AH} \cdot a = 0 \quad \text{Glg.10.26}$$

1. Gelöst nach  $F_{BH}$

$$\rightarrow F_{AH} = F_{BH} - F_R \quad \text{Glg.10.27}$$

$$\rightarrow -F_R \cdot (c + b + a) + F_{BH} \cdot (b + a) - F_{BH} \cdot a + F_R \cdot a = 0 \quad \text{Glg.10.28}$$

$$\rightarrow F_{BH} = F_R \cdot \frac{c + b}{b}$$

Aus dieser Berechnung folgt, wenn  $F_R$  and der Stelle B gemessen wird, das Signal um so mehr verstärkt wird, je größer der Abstand c und je kleiner der Abstand b ist.

2. Gelöst nach  $F_{AH}$

$$\rightarrow F_{BH} = F_R + F_{AH} \quad \text{Glg.10.29}$$

$$\rightarrow -F_R \cdot (c + b + a) + F_R \cdot (b + a) + F_{AH} \cdot (b + a) - F_{AH} \cdot a = 0 \quad \text{Glg.10.30}$$

$$\rightarrow F_{AH} = F_R \cdot \frac{c}{b}$$

Aus dieser Berechnung folgt, wenn  $F_R$  and der Stelle A gemessen wird, das Signal um so mehr verstärkt wird, je größer der Abstand c und je kleiner der Abstand b ist.

Basierend auf diesen grundsätzlichen Überlegungen fand die weitere Entwicklung der Prüfmethode statt.

## 10.2. Prüfkonzert 1 mit verschiebbaren Oberschlitten

Grundsätzlich sei an dieser Stelle erwähnt, dass es sich hier nur um Prinzipskizzen handelt, und nur das grundsätzliche Konzept aufgezeigt werden soll.

Bei diesem Konzept war es vorgesehen die vertikale Verschiebung, die für den Wechsel der Scheiben und das Aufbringen der Vorspannkraft notwendig ist, mit möglichst reibungsarmer Lagerungen zu lösen, da ansonsten Stick-Slip Effekte auftreten die Messergebnisse beeinflussen können.

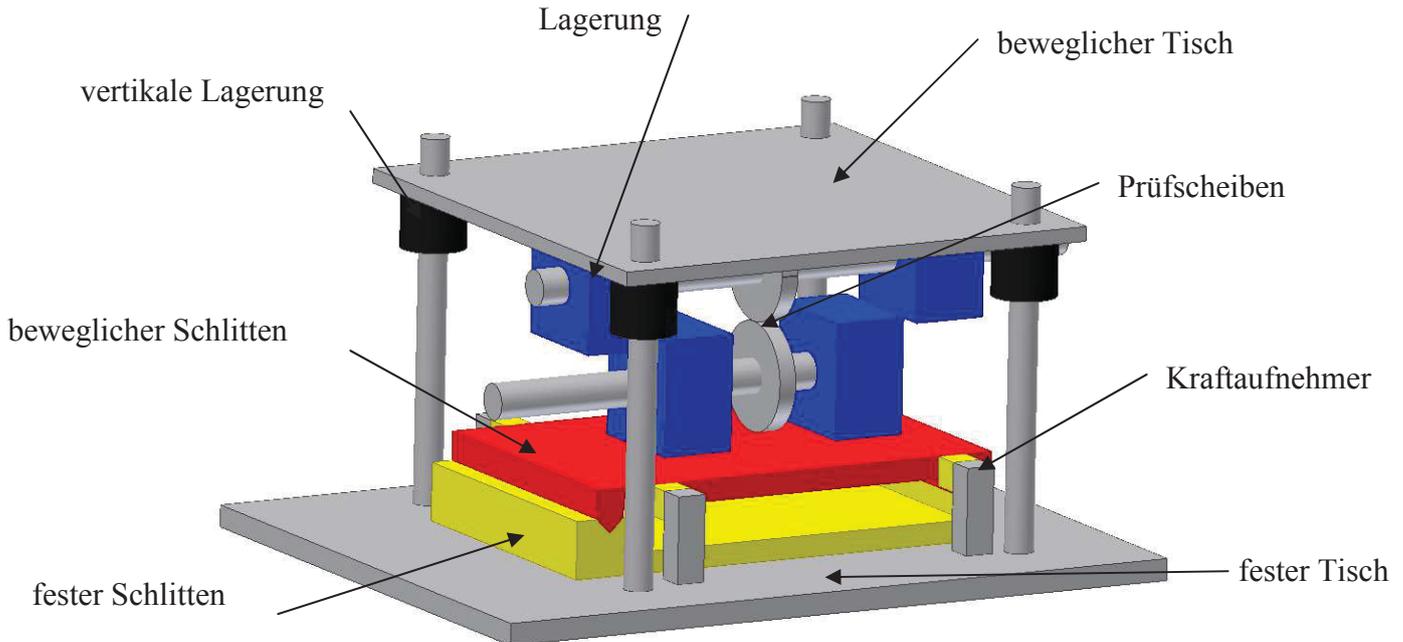


Bild 10.4 Prüfkonzert mit verschiebbaren Schlitzen

Die Vorspannung wäre entweder über Eigengewicht, oder einer anderen geeigneten Kraftaufbringung bewerkstelligt worden. Die Messung würde hier so erfolgen, dass der bewegliche Schlitten zwischen vier Kraftaufnehmern vorgespannt wird. Wenn dann eine Traktionskraft auftritt, würde diese mit einer mathematischen Beziehung aus den Werten aller vier Kraftaufnehmer ermittelt werden. Die Lagerung des beweglichen Schlittens würde hier hydraulisch gelöst werden um auch hier möglichst das Messergebnis nicht zu verfälschen.

Vorteile:

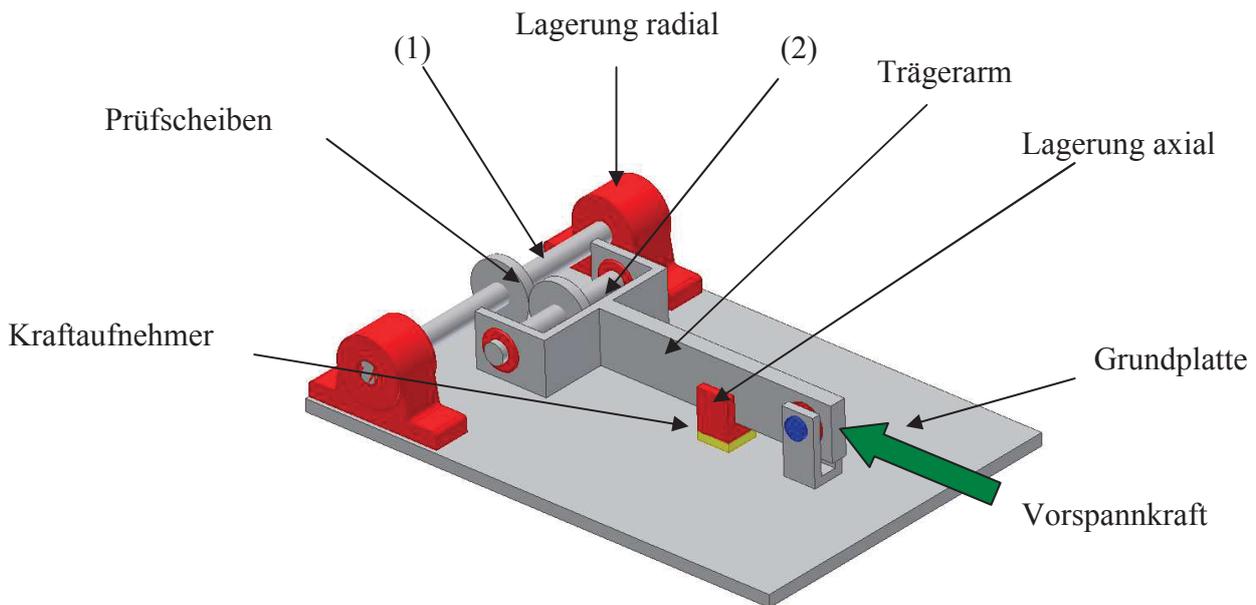
- modularer Aufbau
- platzsparend

Nachteile:

- teuer, da viele kostenintensive Teile verwendet werden müssen
- keine Ausnutzung der Hebelverhältnisse bei diesem Aufbau um das Messergebnis zu verstärken
- schlechte Zugänglichkeit
- der lastabhängige Widerstand der Führung wird mit gemessen

### 10.3. Prüfkonzept 2 mit verschiebbarer Welle

Bei diesem Konzept wird die Welle (1), welche die erste Prüfscheibe trägt mittels zweier Lagerböcke axial gelagert die auch die Kräfte in axialer Richtung aufnehmen. Diese Lagerböcke sind mit dem Tisch fest verschraubt. Die zweite Welle (2), welche die zweite Prüfscheibe trägt wird ebenfalls mittels zweier Wälzlager gelagert. Die Wälzlager der Welle (2) sind auf einem Trägerarm montiert. Dieser Trägerarm ist in Richtung der Vorspannkraft verschiebbar gelagert. Bei Aufbringung der Vorspannkraft werden beide Scheiben zusammengedrückt. Der Kraftaufnehmer misst die auftretende Traktionskraft bei vorherrschendem Schlupf multipliziert mit einem Faktor der sich aus den Hebelverhältnissen ergibt.



**Bild 10.5** Konzept mit verschiebbarer Welle

Vorteile:

- modularer Aufbau
- geringere Kosten als bei Prüfkonzept 1
- gute Zugänglichkeit
- Verstärkungsmöglichkeiten des Messergebnisses durch Ausnutzung der geometrischen Verhältnisse.

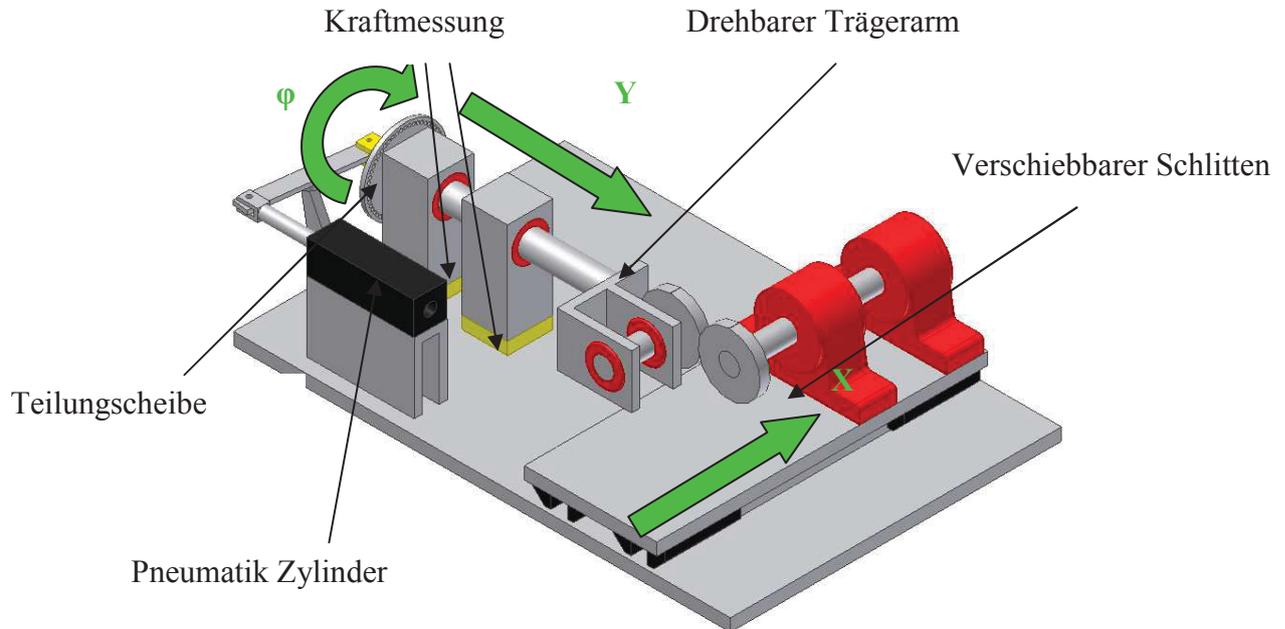
Nachteile:

- die mechanische Steifigkeit geringer als bei anderen Konzepten

Nach einer genauen Betrachtung der Vor- und Nachteile der beiden Prüfkonzepte wurde eine Weiterentwicklung von Prüfkonzept 2 entschieden.

#### 10.4. Weiterentwicklung des Prüfkonzepts 2 mit verschiebbarer Welle

Nach der Klärung der grundsätzlichen Konzeptfrage gestalteten sich Detaillösungen als nicht einfach, da zum einen der Platz vorgegeben und somit begrenzt war und zum anderen weil sich während der Konstruktion herausgestellt hat, dass auch das Simulieren eines Querschlupfes mit dem Prüfstand sinnvoll wäre. Es musste also das Konzept angepasst werden.



**Bild 10.6** Weiterentwicklung des Konzeptes

In Bild 10.6 ist die Weiterentwicklung der Prüfkonzepts 2 dargestellt. Als Erweiterung ist hier bereits die Möglichkeit der Aufbringung eines Querschlupfes realisiert, indem der Trägerarm der zweiten Prüfscheibe nicht nur in Y- Richtung verschiebbar gelagert wird, sondern dieser auch drehbar um  $\varphi$  ist. Fixiert wird die Verdrehung mittels Teilungsscheibe. Die Lagerung des Trägerarms wird mittels Gleitlagerbuchsen realisiert. Ebenso wurde bei diesem Prüfkonzept eine Verschiebung in X- Richtung vorgesehen. Später in der Entwicklung wurde auf die Verschiebmöglichkeit in X- Richtung verzichtet, um eine hundertprozentige Reproduzierbarkeit zu gewährleisten und um mehr Steifigkeit zu erreichen.

### **10.4.1. Lagerung der Wellen**

#### **10.4.1.1. Lagerung mit Pendelkugellager**

Generell ist wegen der Rollreibung die Reibzahl bei Wälzlagerung niedriger als bei hydrodynamisch geschmierten Gleitlagern [14]. Daraus resultieren eine geringere Erwärmung und ein geringerer Energieverlust. Weiters haben sie ein geringes Betriebsspiel, sodass sie genauer als Einflächengleitlager laufen, was bei einer Prüfanlage ein Kriterium darstellt. Pendelkugellager haben unter allen Wälzlagern die geringste Rollreibung da eine reine Punktberührung auftritt. Sie beanspruchen wenig Raum, die Handhabung der Wartung und des Schmiermittelbedarfs sind einfach. Sie sind stoßempfindlicher und geräuschvoller als z.B.: Gleitlager. Im Allgemeinen laufen diese Lager mit geringerer Drehzahl als Gleitlager.

#### **10.4.1.2. Lagerung mit Gleitlager**

Gleitlager laufen im Allgemeinen ruhiger als Wälzlager, sind geräusch- und schwingungsdämpfend und haben bei reiner Flüssigkeitsreibung theoretisch unbegrenzte Lebensdauer [14]. Sie können mit höheren Drehzahlen betrieben werden als Wälzlager. Auch die einfache Montage durch geteilte Lagerschalen sei erwähnt.

Nach Abwägen der Vor- und Nachteile wurde aufgrund des Platzbedarfes, für eine Weiterentwicklung des Prüfkonzeptes mit Pendelkugellagern entschieden.

### **10.4.2. Lagerung der axial-verschiebbaren Achse**

#### **10.4.2.1. Lagerung per Kugelumlauf**

Diese hat den Vorteil guter Leichtgängigkeit und ist außerdem spielfrei. Die Kugeln werden in einem Käfig gehalten und laufen in dem Kugelumlaufsystem um. Den Vorteilen steht allerdings der Preis gegenüber.

#### **10.4.2.2. Kunststoffgleitlager**

Kunststoffgleitlager mit Festschmierstoffen kommen völlig ohne weitere Schmierung aus. Die Gleitlager sind aus speziellen Kunststoffen. Im Gegensatz zu anderen Materialien ist die Gefahr des Festfressens bei Lagern aus selbst schmierenden Kunststoffen nahezu ausgeschlossen. Wegen des besonders geringen Reibungskoeffizienten wird häufig PTFE (Polytetrafluorethylen) als Lagerwerkstoff verwendet. Ein anderer gut geeigneter Festschmierstoff stellt eingelagertes Graphit dar.

#### **10.4.2.3. Zahnstangenführung**

Die Laufbahn wird durch Zahnstangen ersetzt und die Vorspannung der Scheibe durch einen zusätzlichen Motor übernommen. Diese Möglichkeit birgt allerdings ein Sicherheitsrisiko mit sich, und Mehraufwand in Montage und Konstruktion. Der Zahnstangenantrieb muss so

gestaltet sein, dass der Bediener nicht zwischen Zahnstange und Zahnrad greifen kann. Der Antrieb muß bei diesem Konzept eingehaust werden um die Sicherheit zu gewährleisten.

Nach Abwägen der Vor- und Nachteile, wurde für die Kugelumlauflagerung entschieden. Diese sind als Norm- Zukaufteil erhältlich und für diese Anwendung sehr gut geeignet.

### **10.4.3. Aufbringung der Vorspannkraft**

Auch hier stehen wieder viele Möglichkeiten zur Verfügung. Es wird sich nur auf die Varianten beschränken, die für die Anwendung in Frage kommen. Bei näherer Überlegung gibt es vier grundsätzlichen Möglichkeiten der Spannung:

#### **10.4.3.1. Mechanische Betätigung**

Auf den oben erwähnten Zahnstangenantrieb wird aus den bereits genannten Gründen nicht näher eingegangen. Eine Variante wäre, eine Kugelumlaufspindel, Servomotor und Kraftmessdose. Dieses Konzept hätte sehr gute Regelbarkeit, einen Eilgang im Aus- und Einspannen, und würde bei relativ kleinem Bauraum hohe Vorspannkraft übertragen können. Dem stehen der höhere Preis und der konstruktive Mehraufwand entgegen. Es wäre noch ein Motor und das teure Kugelumlaufsystem notwendig.

#### **10.4.3.2. Hydraulische Betätigung**

Hydraulisch wäre eine Art der Vorspannung, da hydraulische Zylinder große Kräfte aufbringen können, ausreichende Wege möglich sind, einfach einzustellen sind und sich selbst bei einem vorher eingestellten Druck nachspannen. Der Nachteil der hydraulischen Spannung ist allerdings die relativ aufwendige Versorgung, da ein komplettes hydraulisches Aggregat, also eine Pumpe, Leitungen, Ventile, Ausgleichs- und Auffangbehälter installiert werden müsste, was doch von der Kostenseite her einen doch beträchtlichen Aufwand bedeutet.

#### **10.4.3.3. Vorspannung mittels Schwerkraft**

Die Möglichkeit der Schwerkraftspannung bietet einige Vorzüge, die allerdings vom Betrag der aufzubringenden Vorspannkraft zunichte gemacht werden. Dieses System würde sich selbst nachspannen, wäre einfach einzustellen und sehr genau mit guten Dämpfungseigenschaften. Das Problem ist, wie schon oben beschrieben die doch recht hohe Vorspannkraft von ca. 10 kN. Bei einer direkten Spannung wäre ein Gewicht von ca. 1000 Kilogramm notwendig, was das Handling doch sehr schwierig macht. Natürlich wäre das Problem mit einer geeigneten Hebel- Umlenkrollenkonstruktion lösbar, wäre aber konstruktiv sehr aufwendig und hätte zusätzlich den Nachteil, dass sich zwar die Kraft erhöht, direktproportional aber der Spannweg sinkt und das stellt einen gewissen Handlingnachteil dar, den es zu vermeiden gilt. Zusätzlich wäre ein Nachteil, dass es nicht möglich ist Lastkollektive zu fahren, und dass schränkt die Scheibenprüfung sehr ein.

#### 10.4.3.4. Pneumatische Betätigung

Die Spannung per Pneumatik bietet eine gute Lösung für dieses Problem. Eine pneumatische Versorgung ist bereits vor Ort. Zusätzlich bietet das Medium Luft eine hervorragende Dämpfung und ist überall verfügbar. Zu bedenken ist auf jeden Fall, wie das Medium Luft eingesetzt wird, sprich was für eine Art Spannung man einsetzt. Eine Möglichkeit wäre ein pneumatischer Zylinder. Da aber bei dem zur Verfügung stehenden Druck von 8 bar ein Zylinder mit sehr großem Durchmesser notwendig ist wird das System sehr teuer. Eine weitere Möglichkeit wäre eine Umsetzung mittels Hebelmechanik, da pneumatische Zylinder große Wege fahren können. Nach Recherchen im Internet und nach Absprache mit dem Projektleiter wurde die Möglichkeit des Einsatzes eines Faltenbalgzylinders diskutiert.

Die Vorteile dieser Art von Zylinder liegt darin, dass er eine sehr große Fläche besitzt und damit auch mit dem vorhanden Druck von etwa 8 bar schon ausreichend große Kräfte übertragen werden können. Der Nachteil dieses Zylinders ist allerdings dass die aufgebrachte Kraft nicht linear vom Druck abhängt (Bild 10.7), was den Einbau einer Kraftmessdose für die exakte Einstellung der Vorspannkraft notwendig macht.

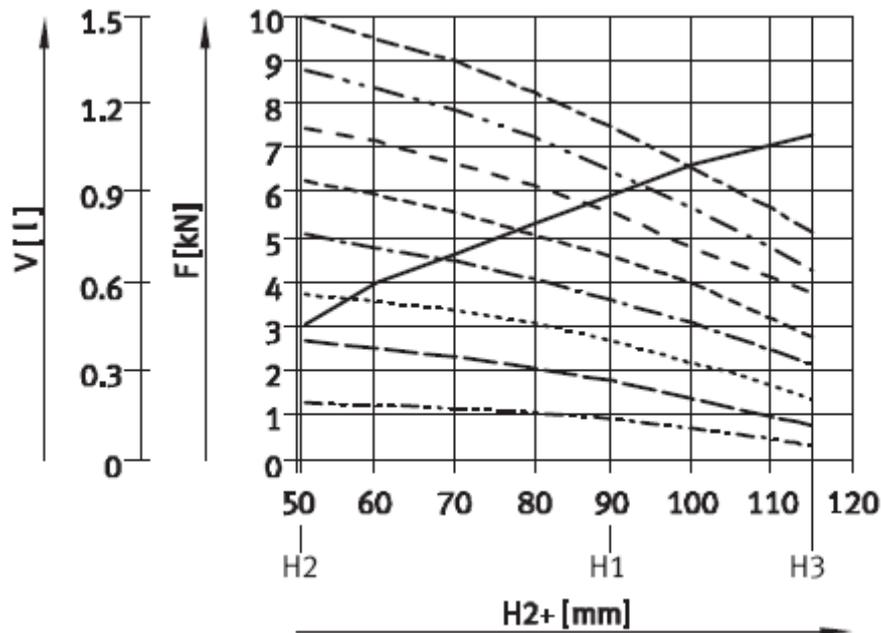


Bild 10.7 Druck-Kraft Diagramm EB-165-65

In Bild 10.7 ist die Problematik dieser pneumatischen Spannmethode klar erkennbar. Auf der Abszisse ist der Hub in mm aufgetragen, auf der Ordinate das Füllvolumen in Liter und die Kraft in kN. Die unterschiedlich gestrichelten Linien beziehen sich auf den Druck des Systems. Es ist klar zu erkennen, dass bei konstant gehaltenem Druck, die Kraft abnimmt. Dies spielt während des Betriebs zwar keine große Rolle, aber es muss bei der Konstruktion entweder eine Kraftmessdose vorgesehen werden, oder der Faltenbalgzylinder muss bei gleicher Vorspannkraft zweier zu prüfenden Riemen immer in der gleichen Position sein, um Abweichungen und Ungenauigkeiten in der Prüfung zu vermeiden.

Der EB 165 ist der zweit- kleinste Faltenbalgzylinder der Firma Festo, der bereits die nötige maximale Normalkraft aufbringen kann. Man benötigt jedoch ein Druckregelventil, um den

Druck einzustellen. Die Befestigung des EB ist sehr einfach, da in der Grundplatte bereits metrische Gewinde vorgesehen sind, die zur Kraftübertragung genutzt werden können. Der Größte Vorteil gegenüber konventionellen Zylindern ist aber jener, dass sich der Faltenbalgzylinder fein regeln lässt, da es hier zu keinem „Stick-Slip“ Effekt kommt.

Nach Abwägen der Vor- und Nachteile wurde zur Aufbringung der Normalkraft für den Faltenbalgzylinder entschieden. Er stellt die beste und sicherste Lösung dar.

#### **10.4.4. Messung der Kräfte**

##### **10.4.4.1. Messung mit Dehnmessstreifen**

Eine Möglichkeit die Kräfte zu messen wäre mittels aufbringen von Dehnmessstreifen. Allerdings ergeben sich mit der Gestaltung der axial verschiebbaren Achse gewisse Einschränkungen. Zum einen darf die Welle nicht zu steif sein, da sonst eine gewisse Mindestdehnung nicht erreicht wird und somit die Messung nicht stattfindet, zum anderen kann später, falls erforderlich, der Durchmesser der Prüfscheiben nicht geändert werden, da sonst die Ergebnisse verfälscht werden.

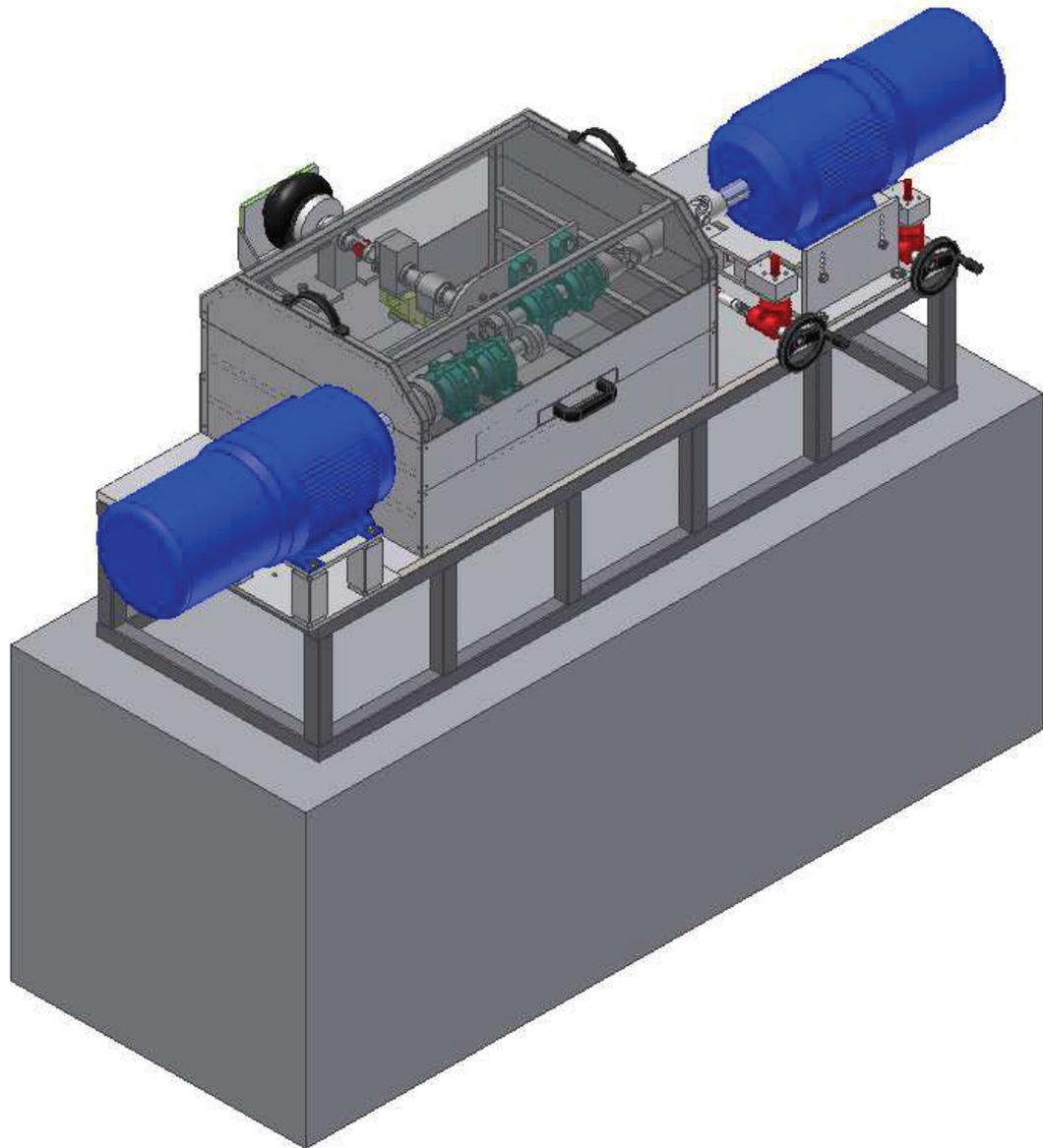
##### **10.4.4.2. Messung mit Kraftaufnehmern**

Eine andere Möglichkeit wäre die Kraftmessung mit Kraftaufnehmern vorzunehmen. Sie bieten eine kompakte Bauweise, Kraft und Momentenkompensation und große Freiheit in der Gestaltung der axial verschiebbaren Achse. Auch die Kalibrierung ist einfacher da die Achse nicht ausgebaut werden muss. Auch die Verwendung unterschiedlicher Scheibendurchmesser ist kein Problem. Auf Grund von Erfahrungen der Firma HBM, welche Kraftaufnehmer herstellt, wurden die nötigen Kraftaufnehmer ausgewählt und das Konzept damit weiter verfolgt.

Nach einer gezielten Auswahl der einzelnen Komponenten, Sensoren und Antriebseinheiten erfolgte die Konstruktion der RCF Prüfanlage.

## 11. Konstruktion

In diesem Kapitel wird nun auf die wichtigsten Baugruppen näher eingegangen, und auch deren Funktionen näher beschrieben. Bild 11.1 zeigt den kompletten Prüfstand in 3D. Der untere Teil des Prüfstandes entspricht dem bereits vorhandenen Tribometers TE77 des Lehrstuhls für Allgemeinen Maschinenbau. Der obere Teil der Prüfanlage wurde neu entwickelt und wird in den folgenden Kapiteln näher erklärt.



**Bild 11.1** Neu entwickelte RCF- Prüfanlage

## 11.1. Baugruppe: Prüfwelle

Bild 11.2 zeigt die Prüfwelle. Man sieht die Lagerung der beiden angetriebenen Wellen mit Pendelrollenlagern der Firma Inafag, die Kraftaufnehmereinheiten in modularem Aufbau zusammen mit der Axiallagerung, die Aufbringung der Vorspannkraft mittels Faltenbalgzylinder und die Ankopplung der beiden Wellen mittels starrer Kupplung auf der starren Welle und mittels Gelenkwelle auf der beweglichen Welle. Optional wurde auch noch eine Halterung für ein Ausgleichsgewicht vorgesehen um eventuelle parasitäre Kräfte auszugleichen.

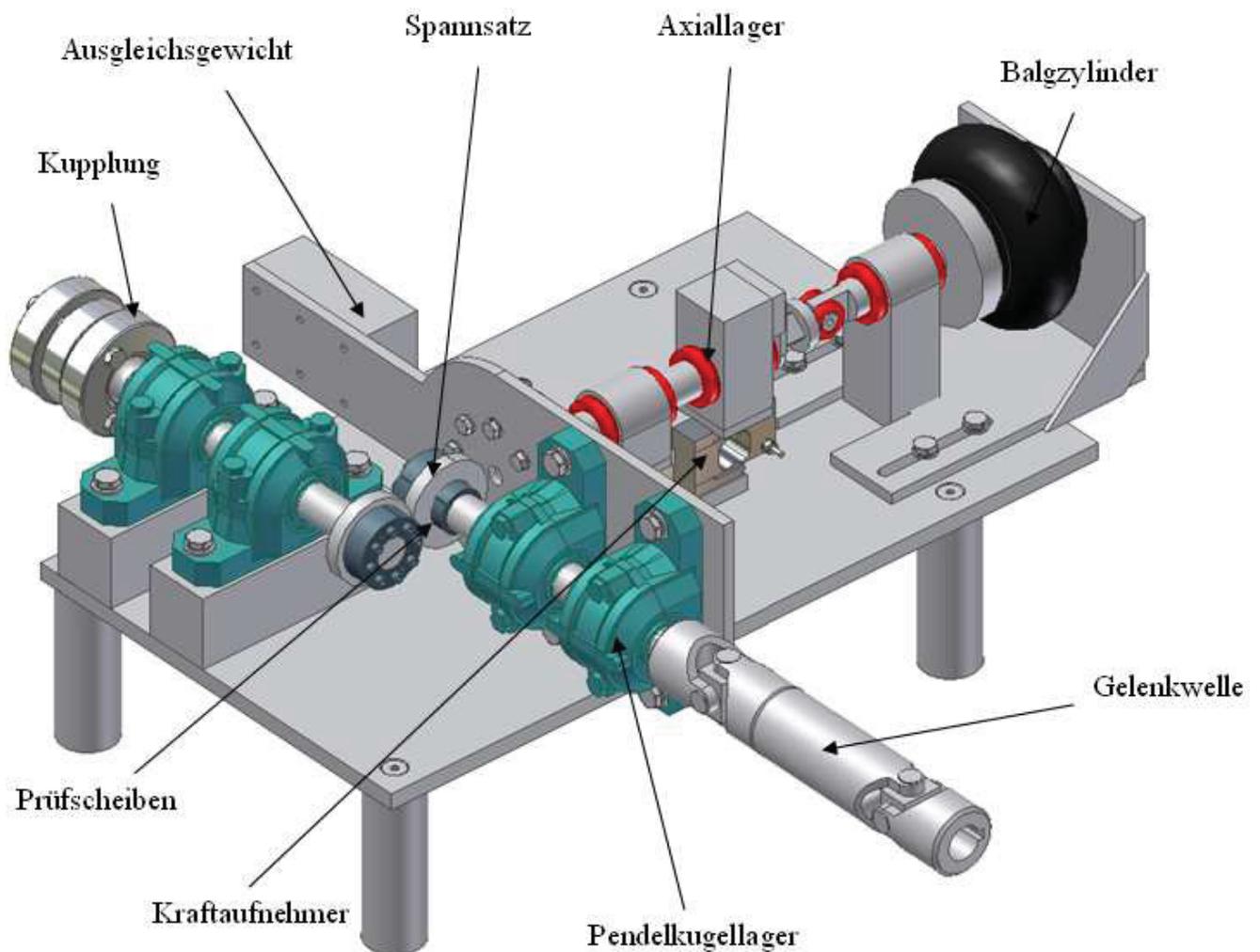
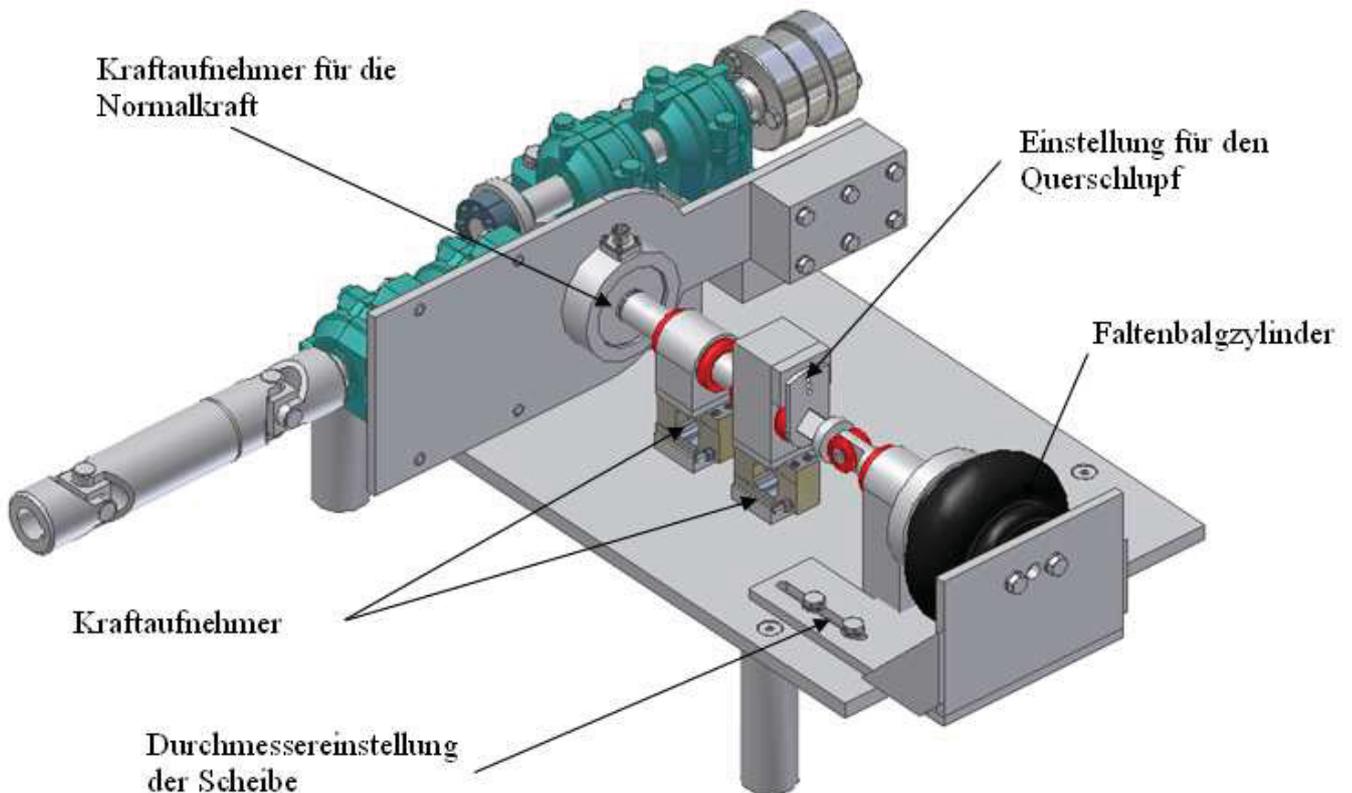


Bild 11.2 RCF Prüfwelle

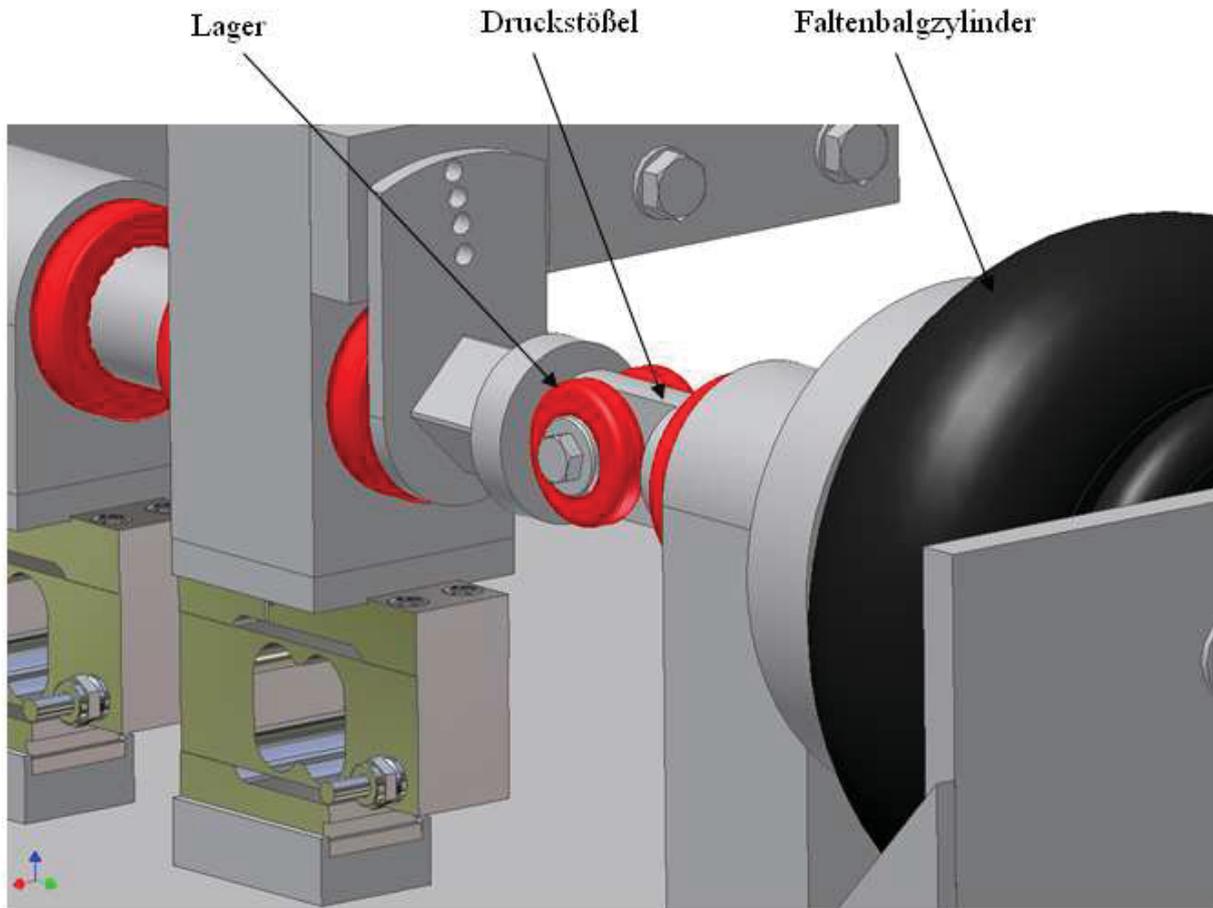
Die Einstellung der Querkraft muss über eine Anstellung der einen Prüfscheibe zur anderen erfolgen. Dieses Problem wurde damit gelöst, dass die axial verschiebbare Achse in einer Flucht mit der Prüfscheibe liegt (Bild 11.3). Nun hat man die Möglichkeit über eine Teilungsscheibe die Verdrehung der Achse und somit den Querschleif einzustellen. Diese Teilungsscheibe wird dann mittels Schraube unmittelbar über dem Kraftaufnehmer fixiert. Dies ist deshalb notwendig, da wenn die Scheibe hier nicht abgestützt wird, eine Verfälschung des Messergebnisses auftritt. Da hier natürlich ein Moment auf die Kraftaufnehmer auftritt wurde eine Vorrichtung für ein einstellbares Ausgleichsgewicht vorgesehen um eventuelle unzulässige Belastungen zu vermeiden. Der Durchmesser der Prüfscheiben wurde zwar bei der Konzeption auf 75 mm festgelegt, lässt sich aber in einem gewissen Bereich einstellen.



**Bild 11.3** Baugruppe Prüfszelle

Die notwendige Normalkraft wird vom Faltenbalgzylinder aufgebracht. Da für die Simulation der Querkraft die axial verschiebbare Achse drehbar sein muss, darf die Verbindung des Faltenbalgzylinders mit der Achse nicht starr sein. Zum einen weil sie dann nicht mehr drehbar wäre, und zum anderen, weil eine starre Anbindung eine Verfälschung des

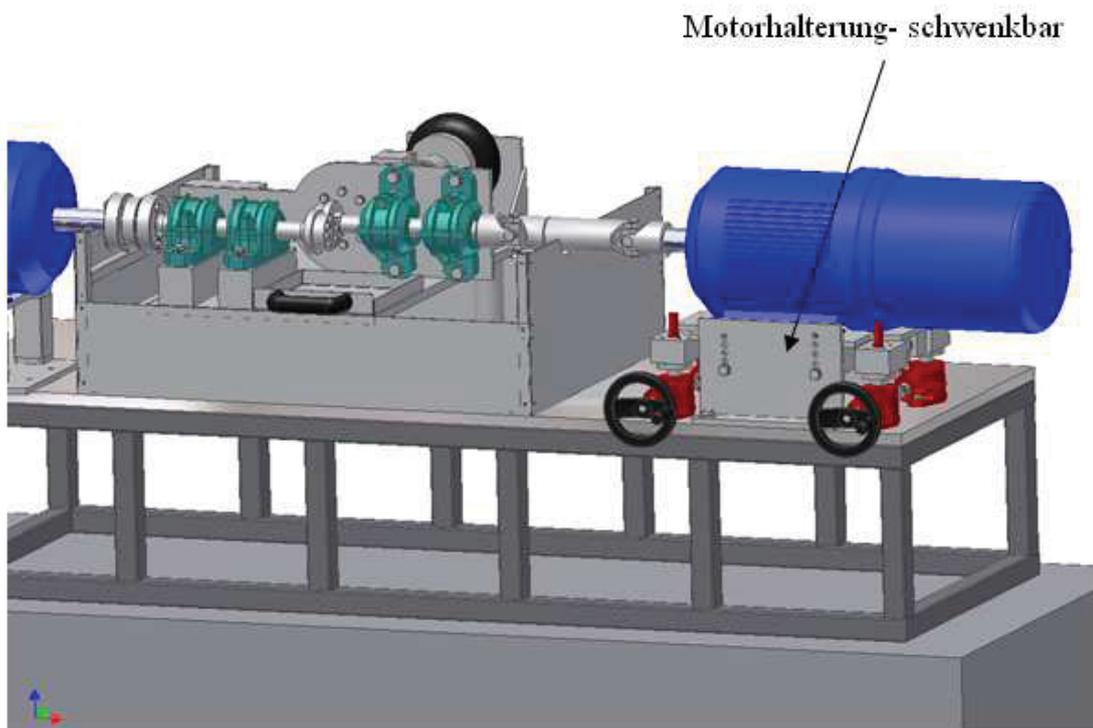
Messergebnisses zur Folge hätte. Die Anbindung würde undefiniert viel der zu messenden Kraft aufnehmen und das Messergebnis wäre unbrauchbar. Deshalb wurde eine Lösung ausgearbeitet, bei welcher der Faltenbalgzylinder mit einem Druckstößel verbunden ist und dieser dann die Druckkraft über zwei Lager auf die axial verschiebbare Achse überträgt. Natürlich nimmt wegen der Reibung in den Lagern auch diese Lösung einen gewissen Teil der zu messenden Kraft auf. Allerdings ist dieser vernachlässigbar klein.



**Bild 11.4** Detailansicht der RCF- Prü fzelle

## 11.2. Baugruppe: Motorhalterung- schwenkbar

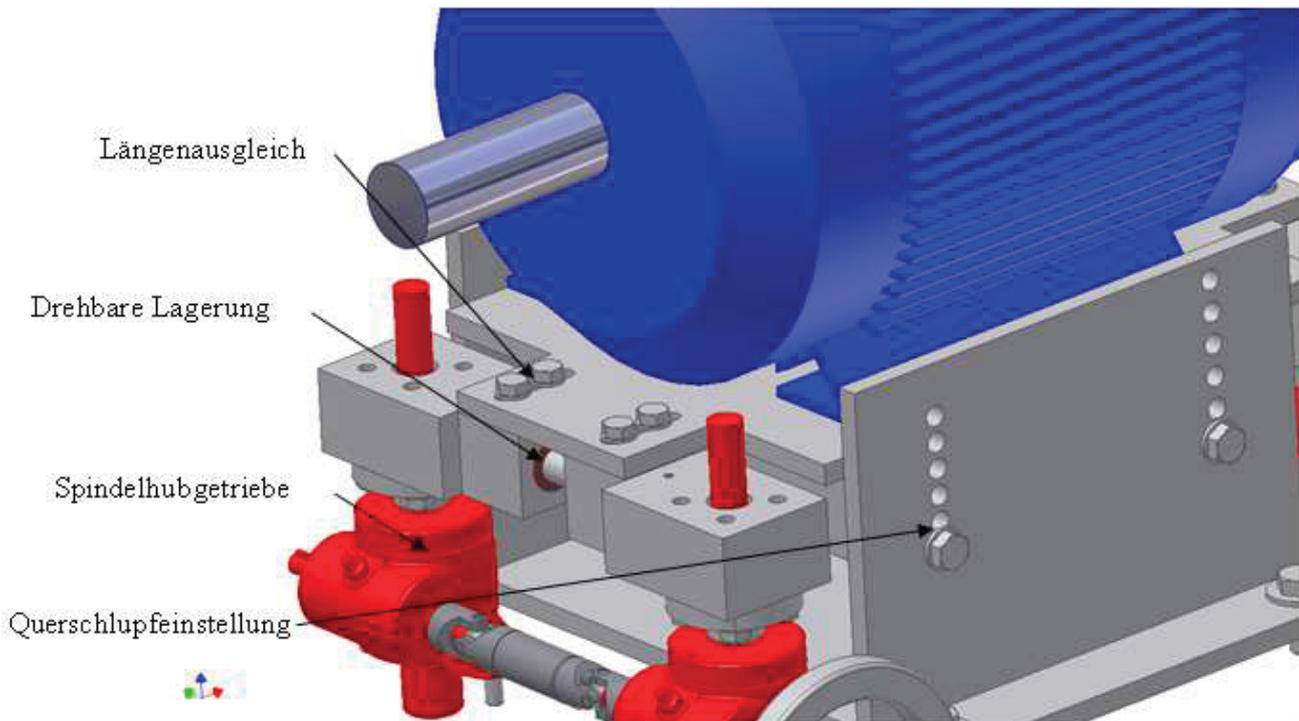
Bild 11.5 zeigt die schwenkbare Motorhalterung. Es ist für ein korrektes Messergebnis unumgänglich auch die Motorhalterung schwenkbar auszuführen. Die Erfahrung des Lehrstuhl hat gezeigt, dass obwohl keine Kräfte in Querrichtung von Gelenkwellen übertragen werden können, es dennoch zu Schwingungen kommen die einen großen Einfluss haben. Deshalb muss auch der Antrieb zusammen mit dem schwenkbaren Teil der Prüfselle mit geschwenkt werden um diese Schwingungen zu vermeiden. Der Drehpunkt der Motorschwenkung ist exakt der gleiche wie die der Scheibe, somit ist sichergestellt, dass die Gelenkwelle exakt 0 Grad Knickung aufweist.



**Bild 11.5** Baugruppe Motorhalterung schwenkbar



Bild 11.8 zeigt die Konstruktion der Schraubenposition, die den Motor in der geschwenkten Stellung fixiert. Der Mittelpunkt liegt exakt im Zentrum des Drehpunktes der Prüfscheibe. Durch die starre Befestigung der Gelenkwelle übertragen sich keine Schwingungen auf die Prüfzelle, welche das Meßergebnis beeinflussen könnten.

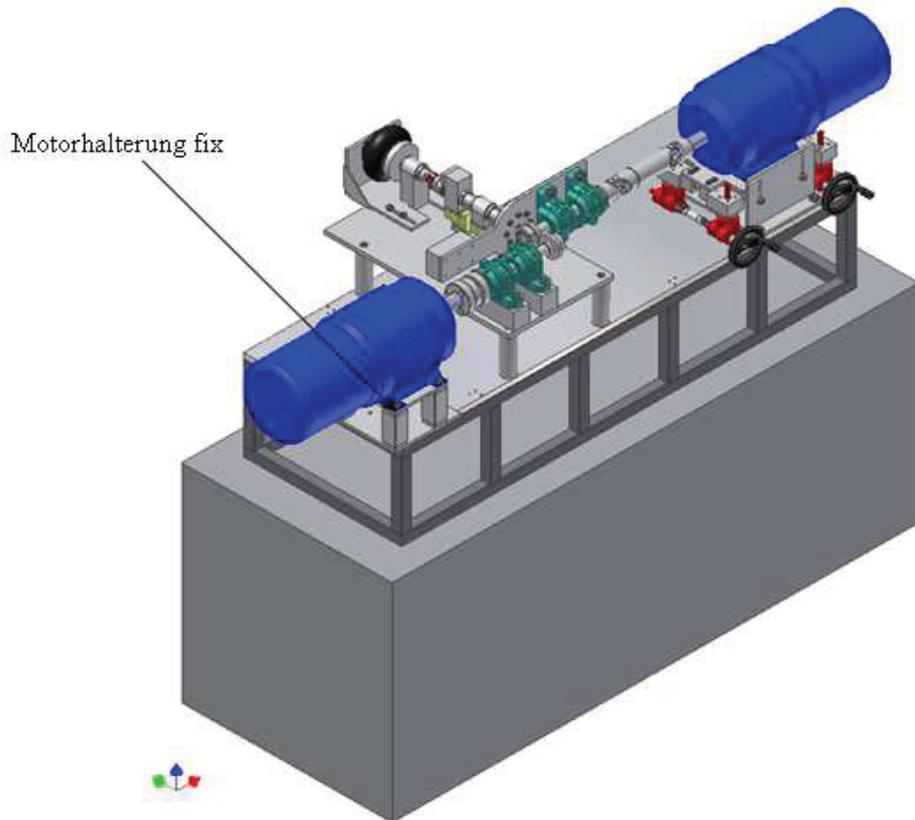


**Bild 11.8** Baugruppe Motorhalterung schwenkbar

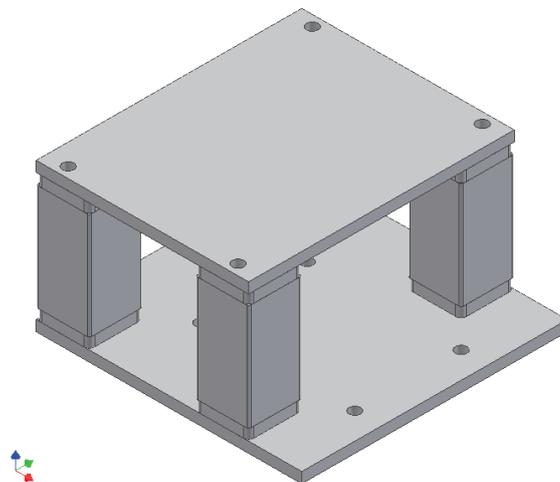
Bild 11.9 zeigt die Baugruppe Motorhalterung schwenkbar. Um ein Klemmen der Schwenkvorrichtung zu verhindern wurden drehbare Lagerungen und Langlöcher für einen Längenausgleich vorgesehen. Die Lagerung wurde mittels Gleitlager ausgeführt.

### 11.3. Baugruppe Motorhalterung fix

Bild 11.9 zeigt die Position der fix montierten Motorhalterung. Diese wurde, so wie der gesamte Prüfstand massiv ausgeführt um eine größtmögliche Steifigkeit zu erreichen.



**Bild 11.9** Motorhalterung fix



**Bild 11.10** Baugruppe Motorhalterung fix

## 11.4. Baugruppe Abdeckung mit Blechtasse

Bild 11.11 zeigt die Baugruppe Abdeckung mit Blechtasse. Die Abdeckung ist eine Formrohr- Blechkonstruktion. Sie ist notwendig um die Sicherheit während des Betriebs zu gewährleisten und Verschmutzung der Umgebung durch herumspritzendes Öl und Beeinflussung des Versuchs durch Umgebungseinflüsse zu verhindern. Die Blechtasse ist so ausgeführt, dass heruntertropfendes Öl entfernt werden kann ohne die Abdeckung zu entfernen.



**Bild 11.11** Baugruppe Abdeckung mit Blechtasse

## 12. Zusammenfassung und Ausblick

In dieser Arbeit wurde eine umfangreiche Literaturrecherche zum Thema Reibungsverluste und Wirkungsgradoptimierung von Zahnradpaaren durchgeführt. In dieser wurden sämtliche Einflüsse auf den Wirkungsgrad von Getriebezahnradern aufgezeigt und Konstruktionsrichtlinien für hocheffiziente Verzahnungen gefunden. Es wurde herausgefunden, dass die Reibung zwischen den Zahnflanken eine zentrale Rolle spielt. Dies wurde anschließend in einer analytischen Berechnung näher untersucht.

In dieser Berechnung wurden die vorherrschenden Sachverhalte an einer Geradverzahnung, FZG-C, untersucht und mit einer am Lehrstuhl vorhandenen numerischen Berechnung abgeglichen. Als Neuerung wurde in den Berechnungen nicht mit einer gemittelten Reibungszahl sondern mit einer Veränderlichen gerechnet. Aufbauend auf diese Untersuchungen wurde eine Optimierung der Verzahnung auf rein geometrischer Basis in Richtung Wirkungsgradoptimierung durchgeführt. Diese Optima, und jene aus den Forschungen nach Leitner [40] in Richtung Festigkeitsoptimierung, wurden anschließend in einem Diagramm gegenübergestellt. Es wurde herausgefunden, dass es mehrere Optima gibt und es in der Entscheidung des Konstrukteurs liegt, worauf die Schwerpunkte bei der Auslegung einer Verzahnung gelegt werden.

Mit den gewonnenen Erkenntnissen wurde dann aufbauend auf den Prüfstand TE77 eine Prü fzelle entwickelt, die es ermöglicht, die vorherrschenden Reibungsphänomene des Zahnkontaktes zwischen zwei Scheiben zu untersuchen. Zusätzlich kann mit dieser Vorrichtung auch Querschlupf aufgebracht werden, was die Nachbildung der Reibungsphänomene von z.B. Hypoid Zahneingriffs ermöglicht. Ziel zukünftiger Arbeiten könnte sein, mit dem entwickelten Prüfstand die aus der analytischen Berechnung gefundenen Ergebnisse zu untersuchen und zu verifizieren.

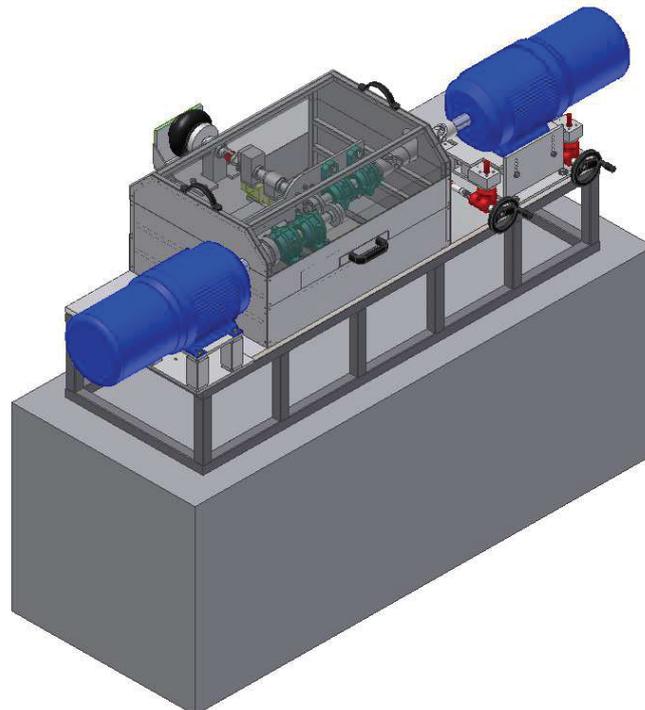


Bild 12.1 RCF Prüfstand

## Literaturverzeichnis

- [1] Niemann G.: Winter H.: Maschinenelemente, Band 2: Getriebe allgemein, Zahnradgetriebe- Grundlagen, Stirnradgetrieben, Springer Verlag, 2003
- [2] Michaelis K.: Die Integraltemperatur zur Beurteilung der Fresstragfähigkeit von Stirnradgetrieben, Dissertation, Technische Universität München, 1985
- [3] Schober H.: Untersuchungen zur Einspritzschmierung der Stirnradgetriebe, Dissertation, Technische Universität Stuttgart, 1983
- [4] Lauster E.: Untersuchungen und Berechnungen zum Wärmehaushalt mechanischer Getriebe, Dissertation, Technische Universität Stuttgart, 1980
- [5] Stöbel K.: Reibungszahlen bei elasto- hydrodynamischer Schmierung in Reibrad- und Zahnradgetrieben, Dissertation, Technische Universität München, 1971
- [6] Walter P.: Untersuchungen zur Tauchschmierung von Stirnrädern bei Umfangsgeschwindigkeiten bis 60m/s, Dissertation, Technische Universität Stuttgart, 1982
- [7] Mauz W.: Hydraulische Verluste von Stirnradgetrieben bei Umfangsgeschwindigkeiten bis 60m/s, Dissertation, Technische Universität Stuttgart, 1987
- [8] Schoo A.: Verzahnungsverlustleistung in Planetengetrieben, Dissertation, Ruhr-Universität Bochum, 1985
- [9] Wech L.: Untersuchungen zum Wirkungsgrad von Kegelrad- und Hypoidgetrieben, Dissertation, Technische Universität München, 1987
- [10] Vojacek H.: Das Reibungsverhalten von Fluiden unter elasto hydrodynamischen Bedingungen. Einfluß der chemischen Struktur des Fluides, der Werkstoffe und der Makro- und Mikrogeometrie der Gleit/Wälz-Körper, Dissertation, Technische Universität München, 1983
- [11] Funck G.: Wärmeabführung bei Getrieben unter Quasistationären Betriebsbedingungen, Dissertation, Technische Universität München, 1985
- [12] Doleschel A.: Wirkungsgradberechnung von Zahnradgetrieben in Abhängigkeit vom Schmierstoff, Dissertation, Technische Universität München, 2003
- [13] Wimmer J. A.: Lastverluste von Stirnradverzahnungen, Dissertation, Technische Universität München, 2006
- [14] Decker H.: Maschinenelemente, Carl Hanser Verlag, 2000
- [15] Gódor I.: Tribologische Analyse von zylindrischen Zahnradpaaren, Dissertation, Universität für Schwerindustrie Miskolc, 1987
- [16] Terauchi Y.: Die Reibung der Zahnflanken bei geradverzahnten Stirnrädern, Bull. Of JSME 27 (1984) Nr. 232, S. 2287 ff.

- [17] Lang O. R.: Hydrodynamische und elasto-hydrodynamische Effekte in Motoren, Neuenstadt-Stein a.K. 1990
- [18] Edward G.: Rheological Effects on Friction in Elastohydrodynamic Lubrication, Northwestern University, Illinois, 1973
- [19] Theyse F. H.: Die Blitztemperaturhypothese nach Block und ihre praktische Anwendung bei Zahnrädern, TU Delft
- [20] Roloff/Matek: Maschinenelemente, Vieweg Verlag 1995
- [21] Bunk W., Hansen J., Haag H.: „Tribologie, Reibung, Verschleiß, Schmierung“, Band 8, Springer-Verlag, 1981
- [22] DIN 3960: Begriffe und Bestimmungsgrößen für Stirnräder und Stirnradpaare mit Evolventenverzahnung, 1980
- [23] FZG Entwurf DIN 51 354 Teil 2
- [24] KISSsoft AG: Highlights im KISSsoft Release 08/2005. KISSsoft AG Hombrechtikon Schweiz, [www.kisssoft.ch](http://www.kisssoft.ch)
- [25] K. H. Hirschmann: Beitrag zur Berechnung der Geometrie von Evolventenverzahnungen. Diss. Universität Stuttgart (1977)
- [26] W. Steinhilper, B. Sauer: Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2. 5. Auflage, Springer Verlag, Kaiserslautern 2005
- [27] Benedict G.H., Kelly B.W.: Instantaneous Coefficients of Gear Tooth Friction. ASLE trans. 4 (1961)
- [28] Naruse C., Haizuka S., Nemoto R.: Influences of Tooth Profiles upon Limiting Load for Scoring and Frictional Loss of Spur Gear, Bull. of JSME Vol. 27 (1984) S. 576- 583
- [29] Ohlendorf H.: Verlustleistung und Erwärmung von Stirnrädern. Diss. TU München 1958
- [30] Eiselt H.: Beitrag zur experimentellen und rechnerischen Bestimmung der Fresstragfähigkeit von Zahnradgetrieben unter Berücksichtigung der Zahnflankenreibung, Diss., TH Dresden, 1966
- [31] Rodermund H.: Beitrag zur elasto-hydrodynamischen Schmierung von Evolventenzahnrädern, Diss., TU Clausthal, 1975
- [32] Wallinger M.: Zur Berechnung von Schmierfilmdicke und Reibung in Evolventenverzahnungen mittels der elasto-hydrodynamischen Theorie, Diss., 1983
- [33] Johnson, K. L., Greenwood, J. A.: Thermal Analysis of an Eyring Fluid in Elastohydrodynamic Traction, Wear, Vol. 61, (1980), S. 353- 374

- [34] Tevaarwerk J. L.: The Shear of Elastohydrodynamic Oil Films, Ph. D. Thesis, Cambridge, 1976
- [35] Bair S., Winer W. O.: Rheological Response of Lubricants in EHD Contacts, Proc. of the 5th Leeds- Lyon Symposium 1978
- [36] Conry T. F.: Thermal Effects on Traction in EHD Lubrication, Applied Mechanics Division Vol. 39, (1980) S. 135- 150
- [37] Jacobson B. O., Hamrock B. J.: Non- Newtonian Fluid Model Incorporated into Elastohydrodynamic Lubrication of Rectangular Contacts, Trans. ASME J. Tribology, 106, (1984) S. 221-238
- [38] Houpert L.: Fast Numerical Calculations of EHD Sliding Traction Forces, Application to Rolling Bearings, Trans. ASME Vol. 107, (1985) S. 234- 240
- [39] DIN 3990: Grundlagen für die Tragfähigkeitsberechnung von Gerad- und Schrägstirnrädern
- [40] Leitner M.: Lebensdauererhöhung und Kostensenkung durch die Ermittlung der optimalen Einsatzhärtetiefe an Zahnrädern infolge experimenteller und numerischer Untersuchungen, Diplomarbeit, Montanuniversität Leoben, 2009
- [41] Gódor I.: Verzahnungskorrekturen, Unveröffentlichte Arbeit, , Montanuniversität Leoben, 2009

## Bildverzeichnis

Bild 3.1 Bezeichnungen und Maße der Stirnradverzahnung [1].....	6
Bild 3.2 Verzahnungsmaße der Stirnradpaarung (Evolventenverzahnung) [1].....	7
Bild 3.3 a) Geschwindigkeiten der Flankenberührungspunkte b) Gleitrichtung und Wälzrichtung [1].....	8
Bild 4.1 a), b) Anteile der Gesamtverlustleistung; c), d) relative Verlustleistung [1] .....	12
Bild 4.2 Zahnradleerlaufverluste bei Einspritzschmierung a), b) Einfluss des Moduls;b) c) Einfluss der Zahnbreite; c) d) Einfluss der Betriebsviskosität [1] .....	13
Bild 4.3 Annahmen zur Berechnung der Zahnverlustleistung [1] .....	14
Bild 4.4 Relative Zahnverlustleistung [1] .....	14
Bild 4.5 Verlauf der Reibzahl über dem Zahneingriff [10].....	15
Bild 4.6 Leerlaufverluste für Einspritzschmierung nach FZG [1] .....	16
Bild 5.1 Zahnradprüfstand mit mechanischem Leistungskreislauf [2] .....	18
Bild 5.2 Prüfstands Aufbau zur Verlustleistungsmessung (schematisch) [2] .....	18
Bild 5.3 Gemessenes Gesamtgetriebeverlustmoment an der Radwelle [2] .....	19
Bild 5.4 Gesamte Leerlaufverluste bei 10 m/s [2] .....	20
Bild 5.5 Gesamte Getriebeverlustleistung [2] .....	20
Bild 5.6 Lastabhängige Verzahnungsverluste [2] .....	22
Bild 5.7 Quasistationäre Differenztemperatur bei treibendem Ritzel/Rad .....	23
Bild 5.8 Lastabhängige Verzahnungsverlustleistung beider Getriebekästen [2] .....	24
Bild 5.9 Lastabhängige Verzahnungsverluste der Zahnform A und C [2].....	25
Bild 5.10 Unterschiede für die beiden Zahnverlustfaktoren, links unkorrigierte Geradverzahnung, rechts höherballig korrigierte Schrägverzahnung [13].....	26
Bild 5.11 Einfluss der Öleinspritztemperatur auf die Reibungszahl [2] .....	27
Bild 5.12 Reibungszahlmessungen am Zweiseibenprüfstand [12].....	28
Bild 5.13 Reibungszahl in Abhängigkeit der Summengeschwindigkeit [12] .....	29
Bild 5.14 Reibungszahlen in Abhängigkeit von der Pressung für Mineralöl und auch verschieden Andere [12] .....	30
Bild 5.15 Nach verschiedenen Ansätzen rechnerisch ermittelte Reibungszahlen für ein Turbinengetriebe [2] .....	31
Bild 5.16 Reibungskenngrößen nach Stöbel [5].....	33
Bild 5.17 Charakteristischer Verlauf des Leerlauf-Verlustmoments [3] .....	35
Bild 5.18 Kontakt der Rauheitsspitzen [4] .....	36
Bild 5.19 Druckverteilung und Deformation im elastohydrodynamischen Kontakt [4].....	37
Bild 5.20 Reibwert bei elastohydrodynamischen Kontakt [4] .....	37
Bild 6.1 Zweiseibenprüfstand FZG [12] .....	40
Bild 6.2 Verspannungsprüfstand FZG [2].....	41
Bild 8.1 Reibungszahlverlauf über den Eingriff .....	45
Bild 8.2 Links Reibungsverlauf graphisch, Rechts Reibungsverlauf graphisch vereinfacht ...	46
Bild 9.1 Tangentialgeschwindigkeiten entlang der Eingriffsstrecke .....	49
Bild 9.2 Summengeschwindigkeit entlang der Eingriffsstrecke .....	50
Bild 9.3 Gleitgeschwindigkeit entlang der Eingriffsstrecke .....	50
Bild 9.4 Schlupf entlang der Eingriffsstrecke .....	51
Bild 9.5 Reibungskoeffizient nach Godór [15] entlang der Eingriffsstrecke.....	52
Bild 9.6 Verlauf der Normalkraft entlang der Eingriffsstrecke .....	53
Bild 9.7 Blitztemperatur entlang der Eingriffsstrecke .....	53
Bild 9.8 Schmierstalthöhe nach Grubin entlang der Eingriffsstrecke .....	54
Bild 9.9 Blitztemperatur über die Eingriffsstrecke bei verschiedener Profilverschiebung.....	55

Bild 9.10 Optimum bei Profilverschiebung $x_1=0,2119$ .....	56
Bild 9.11 Schmierpalhöhe nach Grubin über die Eingriffsstrecke bei verschiedener Profilverschiebung .....	56
Bild 9.12 Optimum bei Profilverschiebung $x_1=0,3532$ .....	57
Bild 9.13 Reibungszahl nach Godór über die Eingriffsstrecke bei verschiedener Profilverschiebung .....	57
Bild 9.14 Optimum bei Profilverschiebung $x_1=0,1766$ .....	58
Bild 9.15 Gleitgeschwindigkeit nach Nieman [1] über die Eingriffstrecke in Abhängigkeit der Profilverschiebung .....	59
Bild 9.16 Optimum der Gleitgeschwindigkeiten bei $x_1=0,1413$ .....	59
Bild 9.17 Zusammenhang zwischen Verlustleistung und Profilverschiebung nach Ohlendorf [21] .....	60
Bild 10.1 Auftretende Kräfte und Momente .....	61
Bild 10.2 Freigemachte obere Scheibe .....	62
Bild 10.3 Analyse von Lagerreaktionen .....	64
Bild 10.4 Prüfkonzept mit verschiebbaren Schlitten .....	66
Bild 10.5 Konzept mit verschiebbarer Welle .....	67
Bild 10.6 Weiterentwicklung des Konzeptes .....	68
Bild 10.7 Druck-Kraft Diagramm EB-165-65 .....	71
Bild 11.1 Prüfstand komplett .....	73
Bild 12.1 Prüfstand und analytische Berechnung .....	82



## **Anhang**