

Zur Fresstragfähigkeit von Kegelrad- und Hypoidgetrieben

Markus Michael Klein

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

Doktor-Ingenieurs

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr.-Ing. K. Stahl

Prüfer der Dissertation: 1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. B.-R. Höhn, i. R.
2. Univ.-Prof. Dr.-Ing. M. Zäh

Die Dissertation wurde am 27.02.2012 bei der Technischen Universität
München eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen
am 13.06.2012 angenommen.

VORWORT

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Maschinenelemente und Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau (FZG) der Technischen Universität München. Grundlage dieser Arbeit bildete das von der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. und der AIF finanzierte Forschungsvorhaben „Bestimmung der Fresstragfähigkeit von Kegelrad- und Hypoidverzahnungen“.

Mein Dank gilt allen, die mich während der Entstehung dieser Dissertation begleitet und zu deren erfolgreichem Abschluss beigetragen haben, insbesondere

meinem Doktorvater, Herrn Prof. i.R. Dr.-Ing. B.-R. Höhn, für die wohlwollende Betreuung dieser Arbeit und sein bemerkenswertes Engagement für die Antriebstechnik im Allgemeinen sowie die FZG im Speziellen,

Herrn Prof. Dr.-Ing. M. Zäh für die Durchsicht der Arbeit sowie die Übernahme des Co-Referats und Herrn Prof. Dr.-Ing. K. Stahl für den Prüfungsvorsitz,

meinem Forschungsgruppenleiter, Herrn Dr.-Ing. K. Michaelis, für seine überaus wertvolle fachliche und persönliche Führung, die maßgeblich zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen hat, sowie für die immerwährende Offenheit und Diskussionsbereitschaft und das mir entgegen gebrachte Vertrauen,

den Mitarbeitern der Werkstatt, des Prüffelds, des Laborbereichs sowie des Sekretariats für die stetige vielfältige Unterstützung,

allen Kollegen für die vielen fachlichen Diskussionen und das angenehme, freundschaftliche Arbeitsklima, insbesondere meinem Vorgänger Herrn Dr.-Ing. Christian Wirth für seine herausragende Vorarbeit auf dem Gebiet der Kegelrad- und Hypoidverzahnungen und die immerwährende gute Zusammenarbeit, sowie meinen Kollegen Thomas Frühe, M. Hombauer, J. Mayer, J.-P. Stemplinger und Ivan Boiadjev für die gute Zusammenarbeit, die vielen hilfreichen Diskussionen und die stete Hilfsbereitschaft. Danken möchte ich auch allen Studenten, die mir während meiner Zeit an der FZG mit ihrer Arbeit sehr geholfen haben.

den Mitgliedern der FVA-Arbeitskreise „Kegelräder“ und „Schmierstoffe und Tribologie“ für die fachliche Betreuung der Arbeit und die guten Anregungen. Besonderer Dank gilt auch den Herren Dr.-Ing. J. Thomas, Dr.-Ing. R. Heß und Dr.-Ing. Hans-Jürgen Trapp für ihre vielfältige Unterstützung und Begleitung sowie den Herren Dr.-Ing. A. Doleschel und Dr.-Ing. R. Annast, die mich schon während des Studiums an die Themen Tribologie und Kegelradtragfähigkeit herangeführt und damit meinen Weg wesentlich geprägt haben.

Ein ganz besonderer Dank gilt auch meiner Familie für den Rückhalt, den sie mir immer, insbesondere während meiner Ausbildung, zukommen ließ, sowie allen meinen Freunden für Ihre immerwährende Begleitung in allen Lebenslagen.

München, im Juli 2012

INHALT

1 Einleitung	1
1.1 Problemstellung.....	1
1.2 Zielsetzung und Lösungsweg	3
2 Stand des Wissens	5
2.1 Modellvorstellung der Schadensform Fressen	5
2.2 Grundlagen der Fresstragfähigkeitsberechnung	7
2.3 Berechnung der Fresstragfähigkeit von Stirnradverzahnungen	9
2.3.1 Kontakttemperatur nach Blok – DIN 3990, ISO/TR 13989, AGMA 925	9
2.3.2 Integraltemperaturansatz nach Michaelis – DIN 3990, ISO/TR 13989	14
2.3.3 Kontaktzeitmethode nach Collenberg	16
2.3.4 Kontaktzeit-Temperaturmethode nach Schlenk	19
2.4 Berechnung der Fresstragfähigkeit von Kegelrad- und Hypoidverzahnungen	20
2.4.1 Allgemeines	20
2.4.2 Kontakttemperatur nach Coleman – ISO/TR 13989-1	20
2.4.3 Integraltemperatur nach Richter – DIN 3991, ISO/TR 13989-2	22
2.5 Vergleich der Reibungszahlgleichungen aus DIN und ISO sowie neuere Ansätze ..	25
2.6 Höherwertige Rechenverfahren für Stirn- und Kegelräder	30
2.7 Berechnung der Flankentragfähigkeit von Kegelrad- und Hypoidverzahnungen nach Wirth / FVA 411	31
2.8 Berechnung der Massentemperatur nach Oster/Otto.....	33
2.9 Testverfahren zur Bestimmung der Fress-Grenztemperatur	34
3 Experimentelle Untersuchungen	35
3.1 Prüfstände.....	35
3.1.1 Scheiben-Prüfstände (ZSP / 3SP)	35
3.1.2 Stirnrad-Verspannungsprüfstände	38
3.1.3 Kegelrad-Verspannungsprüfstände	40
3.2 Prüfverzahnungen	41
3.2.1 Stirnrad-Testverzahnungen	41
3.2.2 Kegelrad- und Hypoid-Prüfverzahnungen.....	42
3.2.3 Werkstoff / Wärmebehandlung / Metallografie	45
3.2.4 Verzahnungsqualität / Vermessung	46
3.3 Versuchsschmierstoffe	49
3.4 Prüfverfahren und Versuchsdurchführung.....	50
3.4.1 Stirnrad-Fresstests nach DIN/ISO und FVA 243.....	50
3.4.2 Wirkungsgradtest nach FVA 354	51
3.4.3 FZG-Hypoid-Fresstest A mod	52
3.4.4 Testverfahren für die Kegelrad- und Hypoid-Prüfverzahnungen.....	53

4 Versuchsergebnisse und -auswertung	55
4.1 Grundlagenuntersuchungen zur lokalen Reibungszahl im Verzahnungskontakt	55
4.1.1 Überblick über die Untersuchungen zur lokalen Reibungszahl	55
4.1.2 Definitionen	56
4.1.3 Gemessene Schmierfilmdicken im Zwei-Scheiben-Prüfstand	59
4.1.4 Gemessene Reibungszahlen im Zwei-Scheiben-Prüfstand	62
4.1.5 Gemessene Reibungszahlen im Drei-Scheiben-Prüfstand	67
4.1.6 Lokale Schmierfilmdicke bei Stirnradverzahnungen	69
4.1.7 Ansatz zur Berechnung der lokalen Reibungszahl	79
4.2 Reibungsverhalten der Versuchsschmierstoffe (FZG-Wirkungsgradtest)	87
4.3 Fresstragfähigkeit der Versuchsschmierstoffe	89
4.4 Massentemperaturen der Kegelrad-Prüfverzahnungen	93
4.5 Fresstragfähigkeit der Kegelrad-Prüfverzahnungen	97
4.5.1 Überblick über die Untersuchungen zur Fresstragfähigkeit	97
4.5.2 Einfluss eines Einlaufs	97
4.5.3 Einfluss der Achsversetzung	99
4.5.4 Einfluss der Tragbildgröße	100
4.5.5 Einfluss der Tragbildlage	102
4.5.6 Einfluss der Treibart	104
4.5.7 Zusammenfassung der Versuchsergebnisse	105
5 Lokales Rechenverfahren	107
5.1 Annahmen und Randbedingungen	107
5.2 Lokale Beanspruchungen und Geschwindigkeiten	108
5.2.1 Pressung	108
5.2.2 Gleit- und Summengeschwindigkeit	109
5.2.3 Schliffrichtung	111
5.2.4 Lokale Schmierfilmdicke	113
5.3 Reibungszahl	114
5.4 Auftretende Kontakttemperatur	114
5.4.1 Massentemperatur	115
5.4.2 Blitztemperatur	115
5.5 Zulässige Kontakttemperatur	117
5.5.1 Grenztemperatur nach Testverfahren	117
5.5.2 Kontakttemperatureinfluss	120
5.5.3 Kontaktzeiteinfluss	121
5.6 Lokale Sicherheit gegen Fressen	122
5.7 Ergebnisse	122
5.7.1 Nachrechnung der Prüfstandsversuche	123
5.7.2 Nachrechnung von Schadensfällen aus Praxisanwendungen	130
5.7.3 Anwendung des lokalen Rechenverfahrens auf Stirnräder	133

6 Normfähiges Rechenverfahren	137
6.1 Allgemeines.....	137
6.2 Ersatz-Stirnradverzahnung.....	138
6.3 Beanspruchungen und Geschwindigkeiten	148
6.3.1 Umfangskraft und Krafftaktoren	148
6.3.2 Pressung.....	149
6.3.3 Gleit- und Summengeschwindigkeit.....	152
6.3.4 Schmierfilmdicke.....	155
6.3.5 Reibungszahl	155
6.4 Auftretende Kontakttemperatur	156
6.5 Zulässige Kontakttemperatur	156
6.6 Sicherheit gegen Fressen	158
6.7 Ergebnisse	158
6.7.1 Nachrechnung der Prüfstandsversuche.....	158
6.7.2 Nachrechnung von Schadensfällen aus Praxisanwendungen	160
7 Zusammenfassung und Ausblick	163
8 Literatur.....	167
8.1 Normen und Richtlinien	167
8.2 Bücher, Zeitschriftenaufsätze, Dissertationen, Programmsysteme	168
Anhang A: Prüfstand und Prüfverzahnungen	
Anhang B: Versuchsdaten	
Anhang C: Diskussion des Ansatzes zur Berechnung der Verzahnungsverlustleistung nach Wech	

1

EINLEITUNG

Kegelrad- und Hypoidverzahnungen werden zur Leistungsübertragung zwischen nicht parallelen Achsen eingesetzt, die in der Praxis meistens einen Winkel von 90° einschließen. Wenn sich die Achsen nicht schneiden, also windschief angeordnet sind, spricht man von achsversetzten Kegelrädern bzw. Hypoidverzahnungen. Kegelrad- und Hypoidverzahnungen werden in großer Stückzahl beispielsweise im Automobilbau verwendet, vor allem in den Achsgetrieben von heck- und allradgetriebenen Fahrzeugen. Aber auch bei Schienenfahrzeugen, Schiffen, Hubschraubern und im allgemeinen Maschinen- und Anlagenbau werden Kegelradgetriebe in den verschiedensten Anwendungen in größeren Stückzahlen eingesetzt.

Die Vorteile von Hypoidverzahnungen im Vergleich zu den nicht achsversetzten Kegelrädern liegen vor allem im besseren Geräuschverhalten, weshalb sie besonders im Automobilbau bevorzugt eingesetzt werden. Ein weiterer Vorteil besteht darin, dass mit steigendem Achsversatz bei gleich bleibender Übersetzung und gleich bleibendem Tellerraddurchmesser der Durchmesser des Ritzels größer wird, was eine höhere übertragbare Leistung vor allem im Hinblick auf Zahnfußbruch bedeutet. Gleichzeitig wird jedoch das Gleiten in Zahnhöhenrichtung von einer mit steigender Achsversetzung größer werdenden Komponente in Zahn längsrichtung überlagert. Diese höhere Gleitgeschwindigkeit wirkt sich negativ auf den Verzahnungswirkungsgrad sowie die Tragfähigkeit gegen Oberflächenschäden wie Grauflecken, Grübchen und insbesondere Fressen aus.

1.1 Problemstellung

Fressen ist ein spontan auftretender Oberflächenschaden, der bei metallischen Gleit- und Wälzkontakten auftritt, wenn der Schmierfilm und die tribologische Schutzschicht bei hohen Pressungen und Relativbewegungen versagen und dadurch ein direkter metallischer Kontakt auftritt. Bei ausreichend hohen Temperaturen können die Oberflächen kurzzeitig verschweißen, bevor sie anschließend durch die Relativbewegung sofort wieder getrennt werden. Die mit einem Fresser verbundene Schädigung der Oberflächen hat eine weiter ansteigende Temperatur, größere dynamische Zahnkräfte und damit eine stärkere akustische Anregung und meistens Folgeschäden wie z.B. Grübchen zur Folge.

Spezielle Getriebeöle mit EP (Extreme Pressure) - Additiven für eine höhere Fresstragfähigkeit können Fressen und die damit verbundenen Folgeschäden zwar verhindern, haben aber wiederum negative Auswirkungen auf Buntmetalle (z.B. in Lagerkäfigen) oder Elastomere (Dichtungen). Gleichzeitig können sie die Funktion von Synchronisierungen und Kupplungen negativ beeinflussen. Aus diesen Gründen wird ein möglichst niedriger Additivgehalt angestrebt. Die optimale Auslegung des tribologischen Systems aus Verzahnung und Schmierstoff zur Vermeidung von Fressern und den daraus resultierenden Folgeschäden hat deshalb eine große Bedeutung bei der Getriebeentwicklung.

Für die Berechnung der Fresstragfähigkeit sind aktuell die in Tabelle 1-1 gezeigten Normen und Rechenvorschriften gebräuchlich. Sie gehen alle von der Flankentemperatur als maßgeblicher Beanspruchung aus, wobei jedoch zwei unterschiedliche Ansätze, die Methoden der Kontakt- sowie der Integraltemperatur, parallel verwendet werden. Alle Berechnungsverfahren haben den Nachteil, dass sie nur für eine bestimmte Verzahnungsart gelten und im Falle der Kegel- und Hypoidräder den Einfluss der Achsversetzung auf die Fresstragfähigkeit nicht korrekt wiedergeben. Neuere Berechnungsansätze sowie Modifikationen der bestehenden Verfahren, z.B. von Collenberg [Coll] und Schlenk [Schl], sind bislang noch nicht berücksichtigt.

	Verzahnungsart			
	Stirnräder	Kegelräder	Hypoidräder	Schneckenräder
AGMA 925-A03	KT	-	-	-
DIN 3990	KT + INT	-	-	-
DIN 3991	-	INT	-	-
DIN 3996	-	-	-	INT
DNV No. 41.2	KT	KT	-	-
ISO/TR 13989	KT + INT	KT + INT	KT + INT	-
Niemann/Winter III	INT	INT	INT	INT

*Tabelle 1-1: Berechnungsverfahren zur Bestimmung der Fresstragfähigkeit
(KT = Kontakttemperaturverfahren, INT = Integraltemperaturverfahren)*

Des Weiteren hat sich in der Vergangenheit gezeigt, dass Fressen in verschiedenen Anwendungen von Kegelradgetrieben (z.B. Schiffsgetrieben) und Hypoidgetrieben (z.B. Bahn- und PKW-Getrieben) immer wieder auftrat, obwohl die Berechnungen nach den in Tabelle 1-1 gezeigten Verfahren ausreichende Sicherheitswerte auswiesen. Oft ließen sich diese Schäden auf ein nicht adäquates Tragbild zurückführen. Der Einfluss der realen Tragbildgröße und -lage wird bislang jedoch noch in keinem Berechnungsverfahren berücksichtigt, sodass eine gesicherte Aussage zur Fresstragfähigkeit in Abhängigkeit vom Tragbild nicht möglich ist.

Höherwertige Verfahren wie z.B. BECAL [*Beca*], die anhand einer Herstellsimulation sowie einer Zahnkontaktanalyse die Beanspruchungen auf Basis von Finite-Element-Methoden (FEM) ermitteln, können sehr genau die auftretenden mechanischen und thermischen Beanspruchungen ermitteln, es stehen jedoch keine experimentell abgesicherten Grenzwerte zum Vergleich zur Verfügung. Diese Defizite der aktuellen Methoden zur Fresstragfähigkeitsberechnung zeigen, dass Bedarf an einem die neueren Erkenntnisse einschließenden Rechenverfahren besteht, das sowohl den Einfluss der Achsversetzung als auch den des Tragbilds repräsentativ wiedergibt.

1.2 Zielsetzung und Lösungsweg

In der vorliegenden Arbeit soll ein neues Rechenverfahren zur Bestimmung der Fresstragfähigkeit von Kegelrad- und Hypoidverzahnungen entwickelt werden, das auch stetig auf gerad- und schrägverzahnte Stirnräder übertragen werden kann. Dieses Verfahren soll sowohl auf Basis einer lokalen Beanspruchungsrechnung als auch auf Normbasis anwendbar sein. Beim „lokalen Verfahren“ werden die maßgeblichen Beanspruchungen mithilfe einer Zahnkontaktanalyse unter Last mit BECAL [*Beca*] bestimmt, beim „normfähigen Verfahren“ anhand einer virtuellen Ersatzverzahnung ähnlich bestehender Normen wie z.B. der ISO 10300 [*I103*]. Für beide Verfahren sollen dieselben Grenztemperaturen verwendet werden. Dabei muss geklärt werden, inwieweit die aktuell angewandten, verschiedenen Testverfahren zur Bestimmung der Grenztemperatur vergleichbar sind.

In das neue Rechenverfahren sollen neuere Erkenntnisse zur Fresstragfähigkeit, ermittelt an Stirnrädern, integriert werden: Otto [*Otto*] hat im Rahmen seiner Untersuchungen den Ansatz zur Berechnung der Massentemperatur von Stirnrädern nach Oster [*NW2*] weiterentwickelt und um den Einfluss der Eintauchtiefe und Drehrichtung der Verzahnungen ergänzt. Die im Verzahnungskontakt entstehende Temperatur ist maßgeblich von den dort herrschenden Reibungsbedingungen abhängig. Auf Basis von Grundlagenuntersuchungen zur lokalen Schmierfilmdicke und Reibungszahl wird deshalb ein neuer einfacher Reibungszahlansatz entwickelt. Dabei wird auch auf das von Doleschel [*Dole*] entwickelte neue Testverfahren zur Ermittlung der Schmierstoffeigenschaften hinsichtlich Reibungsverhalten zurückgegriffen. Zur Grenztemperatur wurden von Collenberg [*ColI*] und Schlenk [*Schl*] neue Ansätze aufgestellt, welche die Kontaktzeit- und Kontakttemperaturabhängigkeit der Grenztemperatur berücksichtigen. Für das normfähige Verfahren wird die von Wirth [*Wirt*] entwickelte Ersatz-Stirnradverzahnung herangezogen, welche die Eingriffsverhältnisse von Kegelrad- und Hypoidverzahnungen repräsentativ abbildet.

Die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Versuche an Kegelrad- und Hypoidverzahnungen zur systematischen Untersuchung der Einflüsse auf die Fresstragfähigkeit dienen dabei als Basis zur Validierung des zu entwickelnden Rechenverfahrens. Für die Versuche werden für zwei Achsversetzungsvarianten jeweils zwei Tragbildvarianten ausgelegt, mit denen sowohl der Einfluss der Achsversetzung als auch der Tragbildgröße und -lage untersucht werden kann. Darüber hinaus wird über eine Variation von Dreh- und Drehmomentrichtung der Einfluss der Treibart untersucht.

2

STAND DES WISSENS**2.1 Modellvorstellung der Schadensform Fressen**

Umfangreiche Grundlagenuntersuchungen zur Klärung der maßgeblichen Einflussgrößen der Schadensform Fressen wurden beispielsweise von Lechner [Lech] und Michaelis [Mich] durchgeführt. Beide kommen übereinstimmend zu dem Schluss, dass es aufgrund einer zu hohen Energiedichte im Kontakt zweier Wälzpartner zu einer Verbindung der Metallgitter kommt, also zu einem Verschweißen der Oberflächen, was auch durch metallografische Untersuchungen der Fresszonen gezeigt werden konnte [Mich]. Durch die Relativbewegung werden die verschweißten Oberflächen sofort wieder getrennt, wodurch die in Bild 2-1 beispielhaft gezeigten charakteristischen Riefen und Fresser entstehen.

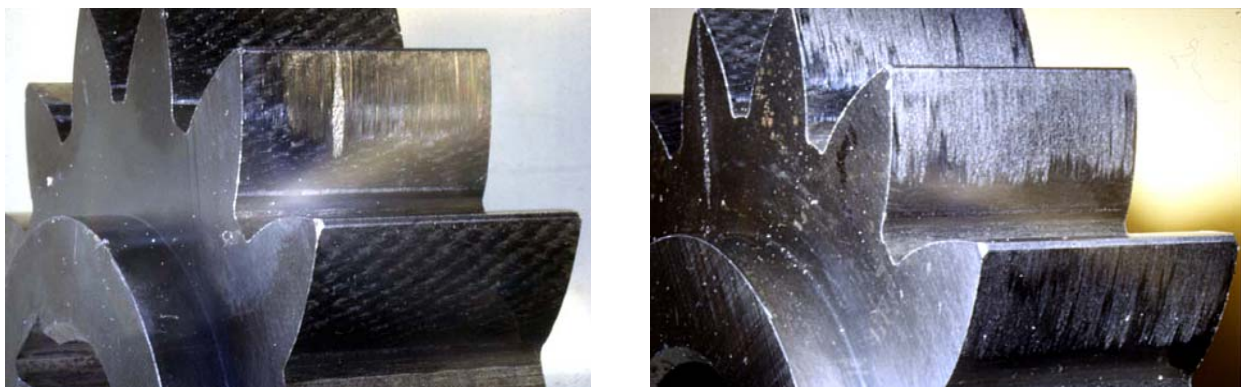


Bild 2-1: Riefen mit einem Fressstrich (links) und Fresser über der gesamten Flanke (rechts) an Ritzeln der FZG-Testverzahnung Typ A20

Die durch das Verschweißen und Trennen der Oberflächen entstehenden Riefen und Fresser sind immer in Richtung der Relativbewegung orientiert, also in Richtung der Gleitgeschwindigkeit, was bei Stirn- und Kegelrädern der Profilrichtung entspricht (Bild 2-1 und Bild 2-2 links). Bei achsversetzten Kegelrädern und Schneckenrädern, die zusätzlich eine Gleitgeschwindigkeitskomponente in Zahnbreitenrichtung aufweisen, verlaufen die Fresser quer über die Flanke in einem Bogen zum Zahnkopf bzw. -fuß (Bild 2-2 rechts).

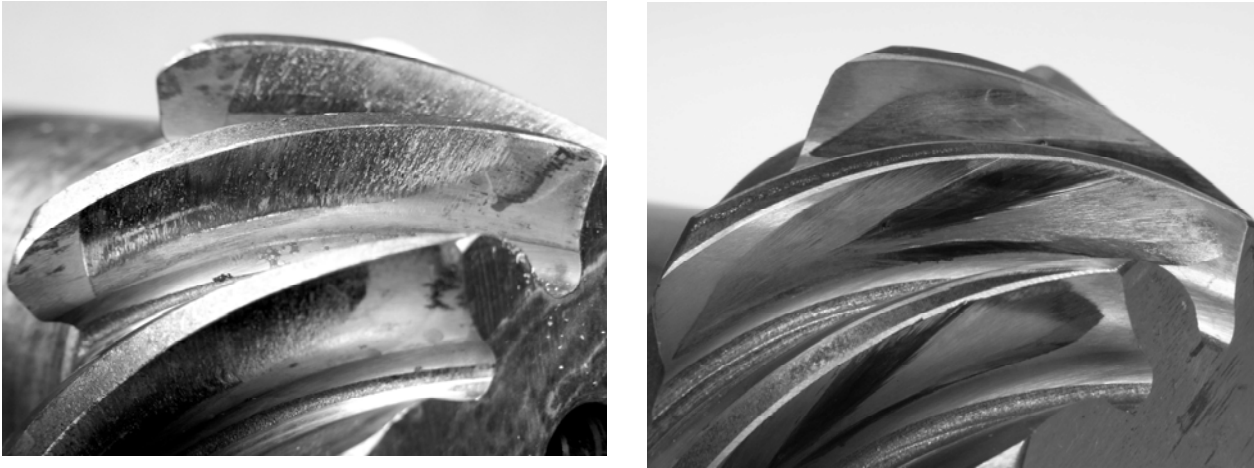


Bild 2-2: Fresser an einer Kegelritzelzflanke (links) und einer Hypoidritzelzflanke (rechts)

Neben der Tatsache, dass Fresser immer in Richtung der Relativbewegung orientiert sind, charakterisieren die folgenden typischen Merkmale einen Fressschaden:

1. Aufgrund des Verschweißens der Oberflächen treten Fresser immer in korrespondierenden Flankenbereichen von Ritzel und Rad auf. Es kommt zu Materialübertrag bzw. -abtrag (Bild 2-3). In der in Bild 2-4 (rechts) gezeigten REM-Aufnahme ist ebenfalls ein Beispiel einer gefressenen Flanke mit Materialübertrag gezeigt.
2. Bei gleichmäßiger Pressungsverteilung über der Eingriffsstrecke treten Fresser meistens im Bereich der maximalen Gleitgeschwindigkeit auf, bei üblichen Auslegungen im Bereich des Ritzelkopfs = Radfuß (Bild 2-1 und Bild 2-2 links).
3. Im Schliiffbild senkrecht zur Oberfläche ist an der Oberfläche Reibmartensit zu erkennen, der auf die hohe Temperatureinwirkung und anschließende schnelle Abkühlung schließen lässt. Knapp unterhalb der Oberfläche ist Anlassgefüge zu erkennen (Bild 2-4).

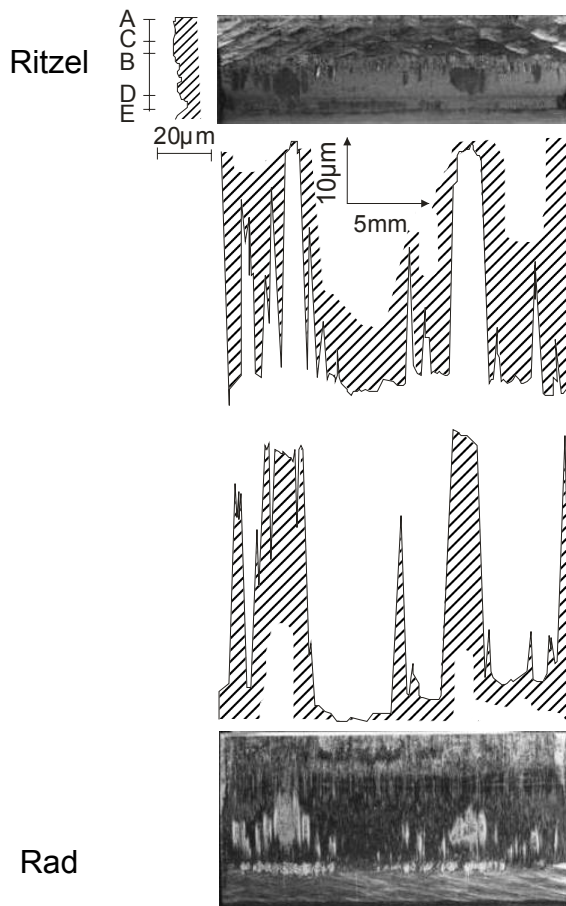


Bild 2-3: Fresser in korrespondierenden Flankenbereichen von Ritzel und Rad (nach [Coll])

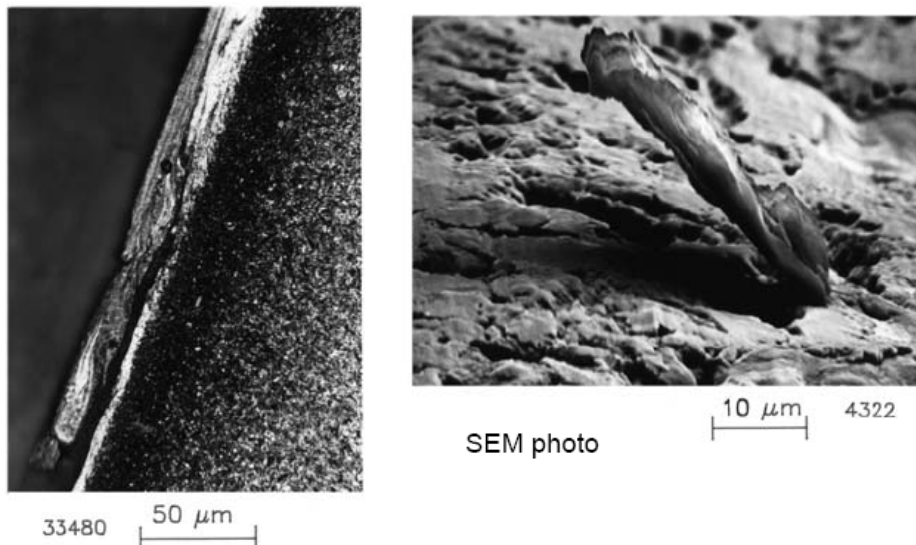


Bild 2-4: REM-Aufnahmen (aus [Coll]) eines Schnitts senkrecht zur Flanke (links) bzw. der Oberfläche eines gefressenen Flankenbereichs (rechts)

2.2 Grundlagen der Fresstragfähigkeitsberechnung

Die verschiedenen bisher entwickelten Verfahren zur Berechnung der Fresstragfähigkeit von Getrieben lassen sich entsprechend der zu Grunde liegenden physikalischen Modellbildung im Wesentlichen in vier Gruppen einteilen, die auch eine historische Entwicklung repräsentieren: Dies sind Rechenansätze auf Basis einer Schmierfilmdicke, eines Energiekriteriums, einer Grenzpressung und einer Grenztemperatur. Die Verfahren wurden in erster Linie für und an Stirnradgetrieben entwickelt und z.T. auf Kegelrad- und Hypoidgetriebe sinngemäß übertragen.

Das Verfahren auf der Basis der Schmierfilmdicke wurde in Deutschland von Bartz [Bar1, Bar2] publiziert. Die rechnerische Schmierfilmdicke nach Dowson/Higginson [DoHi] wird verglichen mit einer maßgeblichen Oberflächenrauheit. Richtwerte für einen schadensfreien Betrieb werden von Bartz [Bar1, Bar2] und Wellauer/Holloway [WeHo] angegeben. Die Methode ist nur bei Schmierung mit unlegierten Mineralölen direkt anwendbar. Bei Schmierung mit EP-Ölen im Bereich der Misch- und Grenzreibung wird Fressen vorwiegend durch die Bildung tribologischer Schutzschichten vermieden, die Filmdicke spielt nur eine untergeordnete Rolle.

Ein Verfahren auf Basis eines Energiekriteriums wurde von Almen [Alme] vorgestellt, der geschädigte und ungeschädigte Kegelradgetriebe in Automobilgetrieben untersucht und daraus einen Rechenansatz abgeleitet hat. Dem Almen-Faktor, zunächst als Produkt aus Hertzscher Pressung und Gleitgeschwindigkeit und später unter Einbeziehung der Kopfeingriffsstrecke definiert, wird für jedes Öl ein konstanter Grenzwert zugewiesen. Matveevsky [Matv] definiert einen Reibintensitätsfaktor als flächenbezogene Reibleistung, Bell und Dyson [BeDy] stellen dafür in Scheibenversuchen einen konstanten Wert bei Bedingungen des Fressens fest.

Das Verfahren auf Basis einer Stribeckschen Grenzpressung geht auf Niemann [*Niem*] zurück und wurde von Lechner [*Lech*] weiterentwickelt. Die Methode geht davon aus, dass sich auf der Zahnflanke ein Schutzfilm ausbildet, dem eine gewisse Druckfestigkeit zugeordnet werden kann. Für einen schadensfreien Betrieb darf die auftretende Pressung die zulässige Druckaufnahmefähigkeit des Schmierstoffes nicht überschreiten. Der Festigkeitswert für ein Öl wird aus einem genormten Fresstest A/8,3/90 nach DIN 51354 [*D513*] entnommen und auf die Verhältnisse des Praxisgetriebes umgerechnet. Lechner [*Lech*] weist auf die Bedeutung der Zahnflankendauertemperatur als maßgebliche Einflussgröße hin, was auch von Seitzinger [*Seif*] bestätigt wird. Ebenfalls auf Basis des Verfahrens nach Niemann [*Niem*] entwickelt Langenbeck [*Lang*] eine Methode zur Berechnung der Fress-Grenzlast für Kegelrad- und Hypoidverzahnungen. Er überträgt den Ansatz für Stirnräder auf eine Ersatz-Stirnradverzahnung und ermittelt damit eine gute Übertragbarkeit der an Stirnrädern ermittelten Fress-Grenzlasten auf Schraubrad- sowie Kegelrad- und Hypoidgetriebe, wenn die unterschiedlichen Gleitgeschwindigkeitsverhältnisse berücksichtigt werden. Grekousis [*Grek*] definiert ebenfalls einen Fresslast-Kennwert aus dem Produkt der Hertzschen Pressung für Punktkontakt und der Wurzel der Eingriffsstrecke, welche die Gleitgeschwindigkeit repräsentiert. Der Verlauf dieses Kennwerts über der mittleren Gleitgeschwindigkeit hängt dabei nur von den Schmierstoffeigenschaften ab.

Die Berechnungsverfahren auf der Basis einer Temperatur haben in der Anwendung die größte Bedeutung erlangt. Als grundlegend wichtiger Ansatz ist das Blitztemperaturkriterium von Blok [*They*] zu nennen. Danach ist ein Fressschaden dann zu erwarten, wenn eine momentane lokale Kontakttemperatur an der Zahnflanke überschritten wird. Diese Grenztemperatur hängt nach Blok [*They*] nur von der Werkstoff-/Schmierstoff-Paarung, nicht jedoch von den Betriebsbedingungen ab. Die Methode gilt damit ursprünglich nur für unlegierte Mineralöle und wurde in der Folge von vielen Autoren abgewandelt auch für legierte Öle angewendet, z.B. von Collenberg [*Coll*] und Schlenk [*Schl*]. In Ergänzung zum Originalansatz von Blok [*They*] definiert Collenberg [*Coll*] eine kontaktzeitabhängige Grenztemperatur, die berücksichtigt, dass sich die Additivschutzschicht bei hohen Geschwindigkeiten (= niedrigen Kontaktzeiten) erst bei höheren Kontakttemperaturen zersetzt. Schlenk [*Schl*] erweitert diesen Ansatz um eine Kontakttemperaturabhängigkeit der Grenztemperatur, da Additive erst bei höheren Kontakttemperaturen ihre volle Wirksamkeit erreichen. Basierend auf systematischen Untersuchungen der Schadensform Fressen an Scheiben und Zahnrädern definiert Michaelis [*Mich*] eine mittlere gewichtete Flankentemperatur als maßgeblich für den Fressschaden. Diese berechnet sich aus der Blitztemperatur nach Blok [*They*] und wird mit einer aus einem Zahnradtest abgeleiteten Grenztemperatur verglichen. Dieser Ansatz wird von Richter [*Rich*] aufgegriffen und für Kegelrad- und Hypoidverzahnungen, also für Punktkontakt und unterschiedlich orientierte Oberflächengeschwindigkeiten, anwendbar gemacht. Sowohl die Kontakt- als auch die Integraltemperaturmethode werden in verschiedenen nationalen und internationalen Normen beschrieben, z.B. DIN 3990 [*D390*], DIN 3991 [*D391*] und ISO/TR 13989 [*ITR13*].

2.3 Berechnung der Fresstragfähigkeit von Stirnradverzahnungen

2.3.1 Kontakttemperatur nach Blok – DIN 3990, ISO/TR 13989, AGMA 925

Die Blitztemperaturhypothese von Blok [They] aus dem Jahr 1937 stellt die Grundlage für die meisten weiteren Ansätze zur Berechnung der Fresstragfähigkeit auf Temperaturbasis dar. Das dazugehörige Berechnungsverfahren ist den Normen DIN 3990 [D390], ISO/TR 13989-1 [ITR13] und AGMA 925 [A925] für die Anwendung bei Stirnrädern mit un- bzw. mild legierten Mineralölen festgelegt.

Das Rechenverfahren basiert auf dem Modell einer sich über einen Körper bewegenden Wärmequelle, die Wärmeenergie in die Oberfläche des Körpers abgibt. Die Wärmequelle entspricht dabei dem Hertzschen Kontakt mit der Breite $2b_H$, in dem durch Reibung (senkrechte Kraftkomponente auf die Oberfläche und Relativbewegung) Wärmeenergie erzeugt wird. Zur Berechnung dieser Wärmemenge q wird von einer halb-elliptischen Verteilung der Hertzschen Pressung p über der Kontaktbreite $2b_H$ ausgegangen.

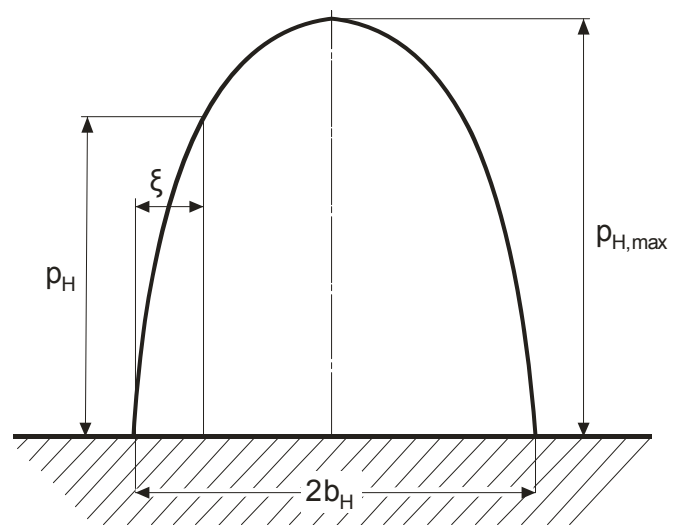


Bild 2-5: Verteilung der Hertzschen Pressung über der Kontaktbreite $2b_H$

$$p = p_{max} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{\xi}{b_H} - 1\right)^2} \quad (1)$$

p	[N/mm ²] Verteilung der Hertzschen Pressung	b_H	[mm] halbe Hertzsche Kontaktbreite
		ξ	[mm] lokale Variable über der Hertzsche Kontaktbreite

Der durch die Gleitgeschwindigkeit $v_g = w_{t1} - w_{t2}$ sowie die Hertzsche Pressung p entstehende flächenbezogene Wärmestrom q ergibt sich zusammen mit der Reibungszahl μ zu:

$$q = \mu \cdot v_g \cdot p = \mu \cdot |w_{t1} - w_{t2}| \cdot p_{max} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{\xi}{b_H} - 1\right)^2} \quad (2)$$

q	[W/mm ²] Wärmestromdichte	w_t	[m/s] Oberflächengeschwindigkeit
μ	[-] Reibungszahl	p	[N/mm ²] Hertzsche Pressung

Zur Bestimmung der Kontakttemperatur muss die Verteilung des ermittelten Wärmestroms q auf die beiden Zahnflanken ermittelt werden. Außerdem ist die sich einstellende Oberflächentemperatur orts- und zeitabhängig. Dies kann durch eine nichtstationäre dreidimensionale Differentialgleichung ausgedrückt werden. Da sich bei schneller Bewegung der Wärmequelle über die Oberfläche der Wärmetransport näherungsweise nur senkrecht zur Flanke (y -Richtung) vollzieht, wird zur Vereinfachung angenommen, dass das beschriebene Wärmetransportphänomen nur eindimensional ist:

$$\frac{\rho \cdot c}{\lambda} \cdot \frac{\partial \vartheta}{\partial t} = \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial z^2} \Rightarrow \frac{\rho \cdot c}{\lambda} \cdot \frac{\partial \vartheta}{\partial t} = \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial y^2} \quad (3)$$

ρ	[kg/mm ³] Dichte	ϑ	[K] lokale Temperatur
c	[Nm/(kg·K)] Wärmekapazität	t	[s] Zeit
λ	[N/(s·K)] Wärmeleitfähigkeit	x, y, z	[mm] Koordinaten

Als Lösung der Differenzialgleichung ergibt sich die Temperaturverteilung in y -Richtung mit der Wärmeintensität Q :

$$\vartheta_t = \frac{1}{\sqrt{\pi}} \cdot \frac{Q}{\sqrt{B_M \cdot t}} \cdot e^{-y^2/4at} \quad \text{mit } a = \lambda/\rho c \text{ und } B_M = \lambda \rho c \quad (4)$$

ϑ	[K] Temperatur	B_M	[N ² · m / (K ² · mm ³ · s)]
Q	[J/mm ²] Wärmeintensität		thermischer Kontaktkoeffizient (= $\lambda \cdot \rho \cdot c$)

Die Oberflächentemperatur ϑ ergibt sich demnach für $y = 0$ zu:

$$\vartheta_t(y = 0) = \frac{Q}{\sqrt{\pi \cdot B_M \cdot t}} \quad (5)$$

Ein beliebiger Berührungspunkt befindet sich die Zeit t im Kontakt, welche die Wärmequelle mit der Intensität Q und der Geschwindigkeit w_t benötigt, um die Kontaktbreite $2b_H$ zu überfahren. Die Wärmequelle wirkt also aufgrund der Kontaktbreite $2b_H$ nicht nur blitzartig in einem bestimmten Punkt der Oberfläche, sondern über den Zeitraum t hinweg. Der Kontakt der Wärmequelle wird deshalb in mehrere, infinitesimal kleine Wärmestöße zerlegt, die in der Zeit t in den Berührungspunkt einwirken:

$$d\vartheta = \frac{q}{\sqrt{\pi \cdot B_M \cdot t}} dt \quad (6)$$

Die Zeit t , in der die Wärmequelle den betrachteten Punkt berührt, ergibt sich in Abhängigkeit von der Oberflächengeschwindigkeit w_t :

$$t = \frac{x - \xi}{w_t} \Rightarrow dt = -\frac{d\xi}{w_t} \quad (7)$$

Damit ergibt sich für die infinitesimal kleinen Wärmestöße $d\vartheta$:

$$d\vartheta = -\frac{q}{\sqrt{\pi B_M}} \cdot \frac{d\xi}{\sqrt{w_t \cdot (x - \xi)}} \quad (8)$$

Der Verlauf der Blitztemperatur ϑ_x in Richtung der Berührlinienbreite (x-Richtung) errechnet sich als Integral der Wärmestöße $d\vartheta$ über der Kontaktbreite $2b_H$:

$$\vartheta_x = -\frac{1}{\sqrt{\pi B_M w_t}} \cdot \int_0^x \frac{q(\xi) d\xi}{\sqrt{x - \xi}} \quad (9)$$

Da sich die Wärmemenge q auf beide Zahnflanken aufteilt und die Temperatur im Kontakt für beide Flanken gleich sein muss, können die Ausdrücke für die Temperaturen der beiden Flanken gleichgesetzt werden:

$$-\frac{1}{\sqrt{\pi B_{M1} w_{t1}}} \cdot \int_0^x \frac{q_1(\xi) d\xi}{\sqrt{x - \xi}} = -\frac{1}{\sqrt{\pi B_{M2} w_{t2}}} \cdot \int_0^x \frac{q_2(\xi)}{\sqrt{x - \xi}} \quad (10)$$

Da sich die Wärmemengen q_1 und q_2 aus physikalischen Gründen nur um einen konstanten Faktor unterscheiden können, ergeben sich aus den obigen Integralen die konstanten Wärmemengen q_1 und q_2 :

$$\frac{q_1(\xi)}{\sqrt{B_{M1} w_{t1}}} = \frac{q_2(\xi)}{\sqrt{B_{M2} w_{t2}}} \quad (11)$$

Mit $q = q_1 + q_2$ können die beiden Unbekannten q_1 und q_2 berechnet werden:

$$q_{1,2} = \frac{\sqrt{B_{M1,2} w_{t1,2}}}{\sqrt{B_{M1} w_{t1}} + \sqrt{B_{M2} w_{t2}}} \cdot \mu \cdot p_{max} \cdot |w_{t1} - w_{t2}| \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{\xi}{b_H} - 1\right)^2} \quad (12)$$

Zur Berechnung der Temperatur ϑ_x im Hertzschen Kontakt werden die Wärmemengen q_1 und q_2 in die Gleichung eingesetzt und diese dann bis $x = 2b_H$ integriert. Durch Differenzieren der resultierenden Gleichung erhält man den Maximalwert der Blitztemperatur ϑ_{fla} über der Hertzschen Kontaktbreite:

$$\vartheta_{fla} = 0,873 \cdot \mu \cdot p_{max} \cdot \sqrt{2b_H} \cdot \frac{|w_{t1} - w_{t2}|}{\sqrt{B_{M1}w_{t1} + \sqrt{B_{M2}w_{t2}}}} \quad (13)$$

ϑ_{fla} [K] Blitztemperatur
 μ [-] Reibungszahl
 p [N/mm²] Hertzsche Pressung

b_H [mm] halbe Hertzsche Kontaktbreite
 w_t [m/s] Oberflächengeschwindigkeit
 B_M thermischer Kontaktkoeffizient
 [N² · m / (K² · mm³ · s)]

Durch Einsetzen der Formeln für die Hertzsche Pressung p und die Kontaktbreite $2b_H$ und unter Annahme gleicher Materialien für beide Verzahnungen ergibt sich:

$$\vartheta_{fla} = 0,62 \cdot \mu \cdot w^{3/4} \cdot \left(\frac{E'}{\rho_{ers}} \right)^{1/4} \cdot \frac{|w_{t1} - w_{t2}|}{\sqrt{B_{M1}w_{t1} + \sqrt{B_{M2}w_{t2}}}} \quad (14)$$

ϑ_{fla} [K] Blitztemperatur
 μ [-] Reibungszahl
 E' [N/mm²] Ersatz E-Modul
 w [N/mm] Linienlast

B_M thermischer Kontaktkoeffizient
 [N² · m / (K² · mm³ · s)]
 ρ_{ers} [mm] Ersatzkrümmungsradius
 w_t [m/s] Oberflächengeschwindigkeit

Bei der von Blok [They] postulierten Annahme einer konstanten Grenztemperatur ist die maximale Kontakttemperatur, die sich aus der Massentemperatur und dem Maximalwert der Blitztemperatur über der Eingriffsstrecke ergibt (Bild 2-6), maßgeblich für die Fresstragfähigkeit einer Verzahnung. Der Ort der maximalen Blitztemperatur hängt dabei hauptsächlich von der Last- und Gleitgeschwindigkeitsverteilung ab, also von der Geometrie der Verzahnung.

Blok [They] gibt für die Massentemperatur nur grobe Anhaltswerte an. Für die Reibungszahl nimmt er einen konstanten Wert an bzw. verweist auf andere Veröffentlichungen.

Darüber hinaus ist die Blitztemperaturhypothese nur auf die Anwendung für unlegierte Mineralöle beschränkt, da nur für diese die Annahme einer konstanten zulässigen Kontakttemperatur gültig ist. Aus diesen Gründen ist der Blitztemperaturansatz in seiner Originalform für heutige Getriebe- bzw. Schmierstoffanwendungen nicht geeignet.

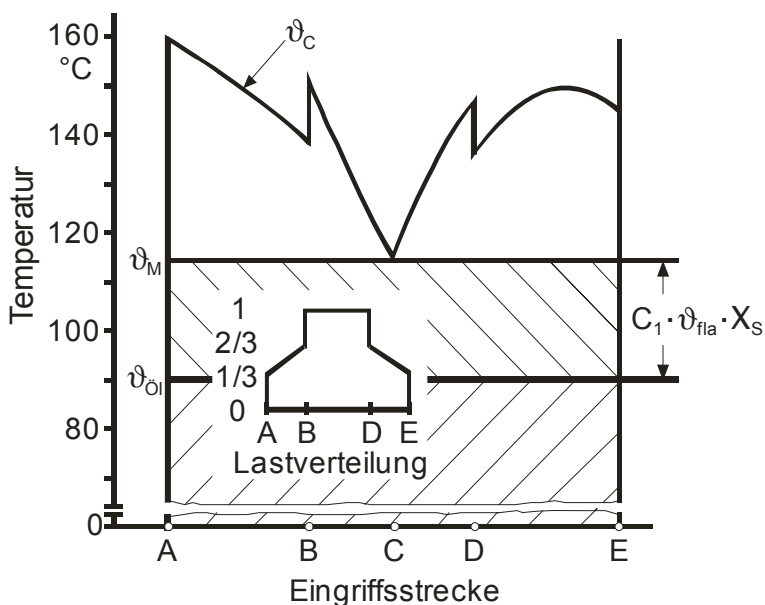


Bild 2-6: Schematischer Verlauf der Kontakttemperatur über der Eingriffsstrecke am Beispiel der FZG-Testverzahnung Typ C

Die Blitztemperaturmethode nach Blok [They] wurde u.a. in die DIN 3990 Teil 4 [D390] übernommen. Im Gegensatz zur Originalversion beinhaltet die in der DIN vorgeschlagene Methode jedoch Ansätze für die Berechnung der Verzahnungsreibungszahl und der Mas-
sentemperatur sowie für die zulässige Kontakttemperatur, die sich in Abhängigkeit von
einem Fresstests bestimmt. Damit können auch mild legierte Schmierstoffe berücksichtigt
werden.

Die Fresssicherheit wird als Verhältnis der zulässigen zur auftretenden maximalen Kon-
takttemperatur, jeweils abzüglich der Öltemperatur, definiert:

$$S_{S,C} = \frac{\vartheta_S - \vartheta_{Oil}}{\vartheta_{C,max} - \vartheta_{Oil}} \quad (15)$$

$S_{S,C}$	[-]	Fresssicherheit	ϑ_C	[°C]	zulässige Kontakttemperatur
ϑ_{Oil}	[°C]	Öltemperatur	$\vartheta_{C,max}$	[°C]	maximale Kontakttemperatur

Die maßgebliche Kontakttemperatur $\vartheta_{C,max}$ berechnet sich näherungsweise aus der Mas-
sentemperatur ϑ_M und der maximalen Blitztemperatur $\vartheta_{fla,max}$ über dem Eingriff:

$$\vartheta_{C,max} = \vartheta_M + \vartheta_{fla,max} \leq \vartheta_S \quad (16)$$

mit:

$$\vartheta_M = \vartheta_{Oil} + 0,47 \cdot \vartheta_{fla,max} \quad (17)$$

$$\vartheta_{fla} = \mu \cdot X_M \cdot X_B \cdot X_{\alpha\beta} \cdot X_{\Gamma} \frac{w_{Bt}^{3/4} \cdot v^{1/2}}{a^{1/4}} \quad (18)$$

ϑ_C	[°C]	Kontakttemperatur	X_M		Blitzfaktor in [K N ^{-3/4} s ^{1/2} m ^{-1/2} mm]
ϑ_M	[°C]	Massentemperatur	X_B	[-]	Geometriefaktor
ϑ_{fla}	[K]	Blitztemperatur	$X_{\alpha\beta}$	[-]	Winkelfaktor
ϑ_{Oil}	[°C]	Öltemperatur	X_{Γ}	[-]	Kraftaufteilungsfaktor
ϑ_S	[°C]	zulässige Kontakttemperatur	w_{Bt}	[N/mm]	maßgebende Linienlast im Stirnschnitt (incl. Lastfaktoren K)
μ	[-]	Reibungszahl	v	[m/s]	Umfangsgeschwindigkeit am Teilkreis
			a	[mm]	Achsabstand

Die Einflussfaktoren enthalten dabei jeweils die folgenden Größen bzw. Umrechnungen:

- Blitzfaktor X_M \Rightarrow enthält E-Modul und thermische Kontaktkoeffizienten
- Geometriefaktor X_B \Rightarrow Umrechnung des Achsabstands auf den Ersatzkrümmungs-
radius sowie der Umfangsgeschwindigkeit auf die Oberflä-
chengeschwindigkeiten
- Winkelfaktor $X_{\alpha\beta}$ \Rightarrow enthält Eingriffs- und Schrägungswinkel
- Kraftaufteilungsfaktor X_{Γ} \Rightarrow Umrechnung der Umfangskraft auf mehrere im Eingriff be-
findliche Zahnpaare

Die zulässige Kontakttemperatur berechnet sich nach DIN 3990 Teil 4 [D390] in Abhängigkeit von der in einem Standard-Fresstest A/8,3/90 ermittelten Schadenskraftstufe bzw. von dem dazugehörigen Ritzeldrehmoment des verwendeten Schmierstoffs. Sie setzt sich aus einem Anteil Massentemperatur im Test ϑ_{MT} und der maximalen Blitztemperatur im Test $\vartheta_{fla,max,T}$ zusammen. Für den FZG-Standardtest A/8,3/90 ergibt sich nach DIN 3990 Teil 4 [D390] folgender formelmäßiger Zusammenhang, der Annahmen zur Abhängigkeit der Massentemperatur vom Ritzeldrehmoment sowie die Umrechnung des Ritzeldrehmoments auf die Blitztemperatur für die Geometrie der Testverzahnung Typ A20 beinhaltet:

$$\vartheta_S = \vartheta_{MT} + X_{WrelT} \cdot \vartheta_{fla,max,T} = 80 + 0,23 \cdot T_{1T} + X_{WrelT} \cdot 0,12 \cdot T_{1T}^{1,2} \cdot \left(\frac{100}{\nu_{40}} \right)^{\nu_{40}^{-0,4}} \quad (19)$$

ϑ_{MT}	[°C]	Massentemperatur im Test	T_{1T}	[Nm]	Ritzeldrehmoment der Schadenskraftstufe
X_{WrelT}	[-]	Gefügefaktor	ν_{40}	[cSt]	kin. Viskosität bei Öltemperatur 40°C
$\vartheta_{fla,max,T}$	[K]	max. Blitztemperatur im Test			

Dieser Ansatz zur Berechnung der zulässigen Kontakttemperatur enthält den Reibungszahlansatz nach DIN 3990 Teil 4 [D390] und ist deshalb auch nur zum Vergleich mit dieser Reibungszahl berechneter Kontakttemperaturen geeignet.

Die Blitztemperaturmethode nach Blok ist ähnlich der DIN 3990 Teil 4 auch in anderen Normen (z.B. ISO/TR 13989-1 [ITR13] und AGMA 925 [A925]) festgehalten. Im Wesentlichen unterscheiden sich diese in den jeweils verwendeten Reibungszahlansätzen. Eine vergleichende Auflistung dieser verschiedenen Ansätze erfolgt in 2.5.

2.3.2 Integraltemperaturansatz nach Michaelis – DIN 3990, ISO/TR 13989

Die Kontakttemperatur auf Basis der Blitztemperaturhypothese von Blok [They] als für die Fresstragfähigkeit maßgebliche thermische Beanspruchung deckt sich in einigen Forschungsarbeiten nicht mit den experimentellen Ergebnissen, z.B. Lechner [Lech] und Seitzinger [Seif]. Von diesen Autoren wird deshalb eine mittlere Oberflächentemperatur für den Fressschaden verantwortlich gemacht. Eine weitere Kritik am Blitztemperaturverfahren war, dass die für die lokale Rechnung notwendigen Größen nicht immer bekannt (z.B. lokale Reibungszahl) oder schwer zu bestimmen sind (z.B. lokale Beanspruchung incl. dynamischer Zusatzlasten). Untersuchungen von Michaelis [Mich] haben gezeigt, dass sich verschiedene Fressschäden an Praxisgetrieben nicht mit der Blitztemperaturmethode nach DIN 3990 Teil 4 [D390] erklären ließen, insbesondere bei Verzahnungen mit einer Kopfrücknahme oder einem Eingriff nahe am Grundkreis. Außerdem werden mit der DIN-Methode teilweise deutlich zu hohe Reibungszahlen und damit unrealistisch hohe Kontakttemperaturen berechnet (siehe Michaelis [Mich]).

Das auf Basis dieser Erkenntnisse von Michaelis [Mich] vorgeschlagene Integraltemperaturverfahren, für Stirnräder ebenfalls genormt in der DIN 3990 Teil 4 [D390], basiert auf der Blitztemperatur nach Blok [They], die jedoch über der Eingriffsstrecke g_α integriert und mit einer Konstanten C_2 gewichtet wird (Bild 2-7). Die Integration erfolgt dabei über die Aufsummierung des linearisierten Verlaufs der Blitztemperatur nach Blok über der Eingriffsstrecke (\Rightarrow Überdeckungsfaktor X_ϵ).

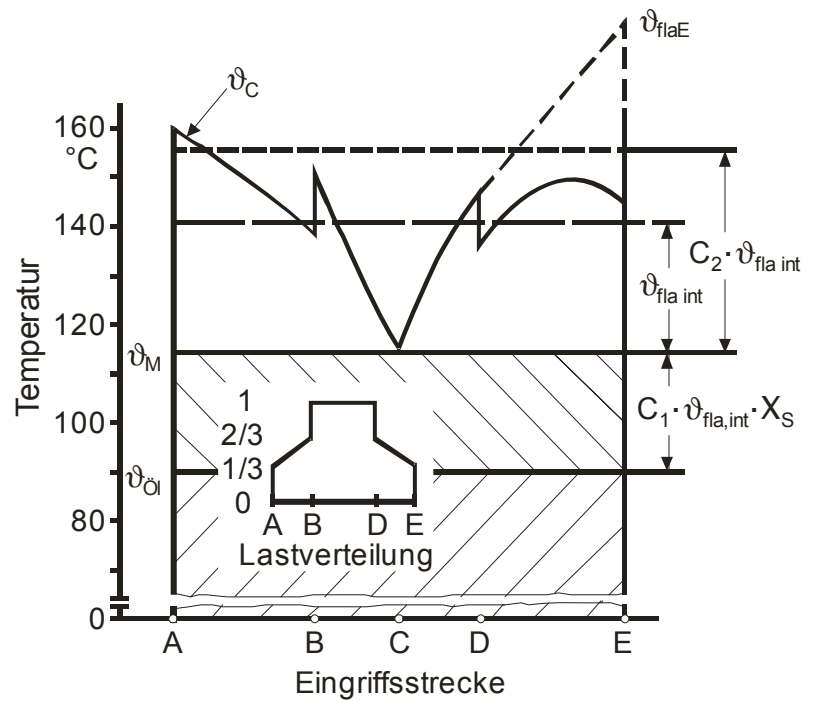


Bild 2-7: Berechnung der Integraltemperatur am Beispiel der FZG-Testverzahnung Typ C

Mit dem Überdeckungsfaktor X_ϵ wird die Blitztemperatur im Punkt E (bei Annahme $\epsilon_\alpha = 1,0$) auf die mittlere Flankentemperatur umgerechnet. Die Blitztemperatur berechnet sich dabei analog der Kontakttemperaturmethode, jedoch unter Annahme einer mittleren Reibungszahl (berechnet im Wälzpunkt C) und der Geometrie Größen im Punkt E (Geometriefaktor X_{BE}). Zusätzlich werden von Michaelis [Mich] Einflussfaktoren zur Berücksichtigung der Einflüsse von Einlauf (X_E), Treibrichtung (X_Q) und Kopfrücknahme (X_{Ca}) vorgeschlagen:

$$v_{int} = v_M + C_2 \cdot \frac{1}{g_\alpha} \cdot \int_0^{g_\alpha} v_{fla}(x) dx = v_M + C_2 \cdot v_{fla,int} = v_M + C_2 \cdot v_{fla,E} \cdot X_\epsilon \quad (20)$$

mit

$$v_M = v_{Oil} + 0,70 \cdot v_{fla,int} \quad (21)$$

$$v_{fla,E} = \mu_{mC} \cdot X_M \cdot X_{BE} \cdot X_{\alpha\beta} \frac{w_{Bt}^{3/4} \cdot v^{1/2}}{a^{1/4}} \cdot \frac{X_E}{X_Q \cdot X_{Ca}} \quad (22)$$

v_{int}	[°C]	Integraltemperatur	w_{Bt}	[N/mm]	maßgebende Linienlast im Stirnschnitt (incl. Lastfaktoren K)
v_M	[°C]	Massentemperatur	v	[m/s]	Umfangsgeschwindigkeit am Teilkreis
C_2	[-]	Gewichtungsfaktor ($C_2 = 1,5$)	a	[mm]	Achsabstand
$v_{fla,int}$	[K]	mittl. Flankentemperatur	X_M		Blitzfaktor in $[K N^{-3/4} s^{1/2} m^{-1/2} mm]$
$v_{fla,E}$	[K]	Blitztemperatur im Punkt E	X_{BE}	[-]	Geometriefaktor im Punkt
v_{Oil}	[°C]	Öltemperatur	$X_{\alpha\beta}$	[-]	Winkelfaktor
μ_{mC}	[-]	mittl. Reibungszahl im Punkt C (siehe 0)	X_E	[-]	Einlauffaktor
			X_Q	[-]	Treibrichtungsfaktor
			X_{Ca}	[-]	Kopfrücknahmefaktor

Die so berechnete Integraltemperatur wird wiederum mit einer aus einem Fressstest abgeleiteten zulässigen Integraltemperatur verglichen. Damit kann eine Fresssicherheit ausgegeben werden:

$$S_{S,int} = \frac{\vartheta_{S,int}}{\vartheta_{int}} \quad (23)$$

mit:

$$\vartheta_{S,int} = \vartheta_{MT} + C_2 \cdot X_{WrelT} \cdot \vartheta_{fla,int,T} = 80 + 0,23 \cdot T_{1T} + X_{WrelT} \cdot 0,08 \cdot T_{1T}^{1,2} \cdot \left(\frac{100}{\nu_{40}} \right)^{\nu_{40}^{-0,4}} \quad (24)$$

$S_{S,int}$	[-]	Fresssicherheit	ϑ_{MT}	[°C]	Massentemperatur im Test
$\vartheta_{S,int}$	[°C]	zulässige Integraltemperatur	$\vartheta_{fla,int,T}$	[K]	Integraltemperatur im Test
ϑ_{int}	[K]	Integraltemperatur	X_{WrelT}	[-]	Gefügefaktor
C_2	[-]	Gewichtungsfaktor ($C_2 = 1,5$)	T_{1T}	[-]	Ritzeldrehmoment im Test
			ν_{40}	[°C]	kin. Viskosität bei 40°C Öltemperatur

2.3.3 Kontaktzeitmethode nach Collenberg

Auf der Basis umfangreicher experimenteller Untersuchungen bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten ($v_t > 20$ m/s) kommt Collenberg [Coll] zu dem Schluss, dass der u.a. auch von Lechner [Lech] und Seitzinger [Seit] schon beobachtete Wiederanstieg der Fresslast-Geschwindigkeits-Kurve auf eine Verkürzung der Kontaktzeit bei steigenden Geschwindigkeiten zurückzuführen ist. Die Erklärung des Phänomens der steigenden Grenztemperatur bei größeren Umfangsgeschwindigkeiten liegt laut Collenberg [Coll] in der Kinetik der Additiv-Reaktionen an der Zahnflanke. Dabei wird davon ausgegangen, dass sich chemische Schutzschichten erst bei höheren Temperaturen, also höheren Belastungen, wieder zersetzen, wenn diese Temperaturen nur sehr kurz wirksam sind.

Die Reaktion zwischen dem Additiv A und dem Eisen Fe der Zahnradflanke ist reversibel. Deshalb kann die Reaktion folgendermaßen beschrieben werden:



Fe	[-]	Eisen	a, b, x	[-]	auf die Kontaktfläche bezogene Anzahl an A- und FeA-Molekülen bzw. der reagierenden Moleküle zum Zeitpunkt $t=t_0$
A	[-]	Additiv	$k_{1,2}$	[-]	Reaktionsgeschwindigkeitskonstanten
FeA	[-]	Eisen-Additiv-Verbindung			

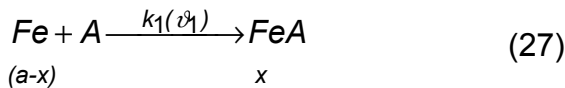
Die Geschwindigkeit der Hin- bzw. Rückreaktion ist abhängig von den Reaktionsgeschwindigkeitskonstanten k_1 bzw. k_2 , die wiederum von der Temperatur abhängen. Zur Beschreibung der Reaktionsgeschwindigkeitskonstanten k wird die Arrheniusgleichung herangezogen:

$$k = A \cdot e^{-\frac{E_A}{R \cdot \vartheta}} \tag{26}$$

k	[-]	Reaktionsgeschwindigkeitskonstanten	E_A/R	[-]	Konstanten
A	[-]	Konstante	ϑ	[-]	Reaktionstemperatur

Die Konstanten A und E_A/R sind empirisch ermittelt und für Hin- und Rückreaktion unterschiedlich. Bei mittleren Temperaturen liegt das Gleichgewicht auf Seite von FeA ($k_1 < k_2$), bei höheren auf der Seite von Fe + A ($k_1 > k_2$).

Da die realen Reaktionspartner und ihre spezifischen Konstanten nicht bekannt sind, wird das vereinfachte Modell einer irreversiblen Reaktion herangezogen: Unterhalb einer unteren Grenztemperatur ϑ_0 findet keine Reaktion statt, oberhalb ϑ_0 reagieren Fe und A zu FeA ($k_1 > 0, k_2 = 0$). Über einer oberen Grenztemperatur ϑ_G liegt das Gleichgewicht auf der Seite der Ausgangsprodukte Fe und A, d.h. FeA zerfällt wieder ($k_1 = 0, k_2 > 0$). Die beiden Teilreaktionen können damit getrennt betrachtet werden:



Der Aufbau der Reaktionsschicht findet bei mittleren Temperaturen $\vartheta_0 < \vartheta_C < \vartheta_G$ mit der Geschwindigkeit dx/dt statt, wobei x die Anzahl der entstehenden Moleküle darstellt:

$$\frac{dx}{dt} = k_1 \cdot (a - x) \Rightarrow x = a \cdot (1 - e^{-k_1 \cdot t_1}) \tag{28}$$

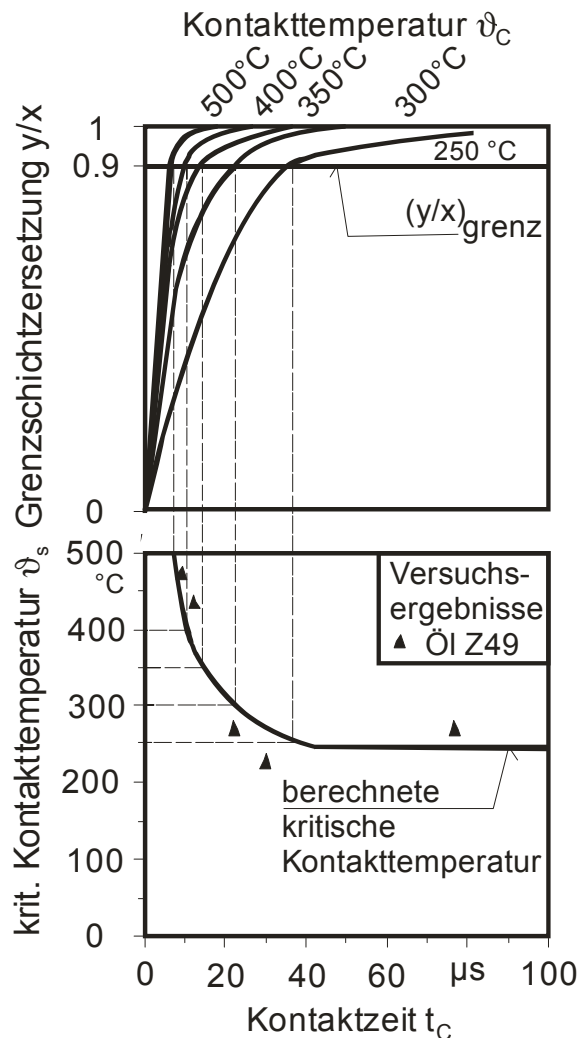


Bild 2-8: Abhängigkeit der kritischen Kontakttemperatur von der Kontaktzeit (nach Collenberg [Coll])

Bei höherer Kontakttemperatur $\vartheta_C > \vartheta_G$ findet erneut eine Zersetzung der Reaktionsschicht statt:



Die Zahl der zersetzten Moleküle y ist dabei:

$$y = x \cdot (1 - e^{-k_2 \cdot t_2}) \tag{30}$$

Um ein Verschweißen der Oberflächen zu verhindern muss das Verhältnis aus zersetzten und entstehenden Molekülen $y/x < 1$ sein. Dieses Verhältnis wird als Zersetzungsrate bezeichnet. Collenberg [Col/] definiert auf Basis sinnvoller Annahmen für die kritische Zersetzungsrate ($y/x = 0,9$) und die Konstanten der Arrheniusgleichung einen Zusammenhang zwischen der Kontaktzeit t_C und der Kontakttemperatur ϑ_C , der sich gut mit den Ergebnissen der Fressversuche bei unterschiedlichen Umfangsgeschwindigkeiten (= Kontaktzeiten) deckt.

Für die praktische Fresstragfähigkeitsberechnung wird der in Bild 2-8 gezeigte Verlauf der Grenztemperatur über der Kontaktzeit linear angenähert (Bild 2-9). Oberhalb einer vom Schmierstoff abhängigen kritischen Kontaktzeit t_K wird eine konstante Grenztemperatur $\vartheta_{S,DIN}$ angenommen, welche der in einem Fressstest bei Standardbedingungen ermittelten entspricht. Unterhalb dieser kritischen Kontaktzeit wird die Grenztemperatur mit der ebenfalls vom Schmierstoff abhängigen Steigung C_S linear hochgerechnet. Die schmierstoffabhängigen Parameter t_K und C_S werden dabei aus drei Fressstests bei unterschiedlichen Umfangsgeschwindigkeiten abgeleitet oder durch die folgenden Konstanten angenähert (siehe [Col/]):

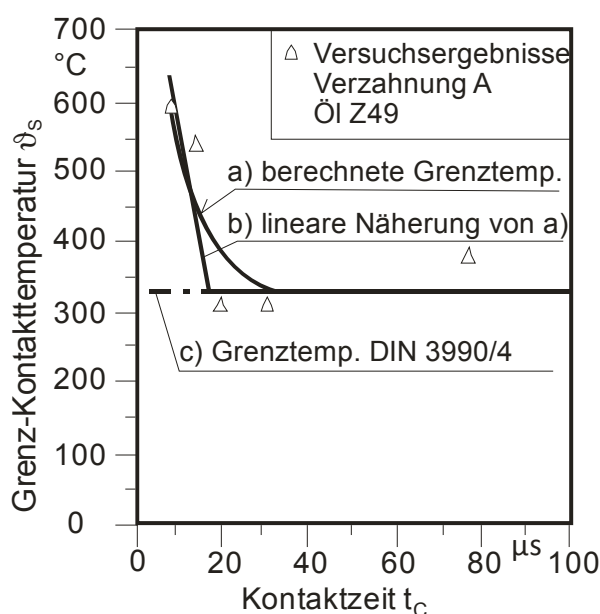


Bild 2-9: Berechnung der Grenztemperatur (nach Collenberg [Col/])

$$\vartheta_S = \begin{cases} \vartheta_{S,DIN} & \text{für } t_C > t_K \\ \vartheta_{S,DIN} + C_S(t_K - t_C) & \text{für } t_C < t_K \end{cases} \tag{31}$$

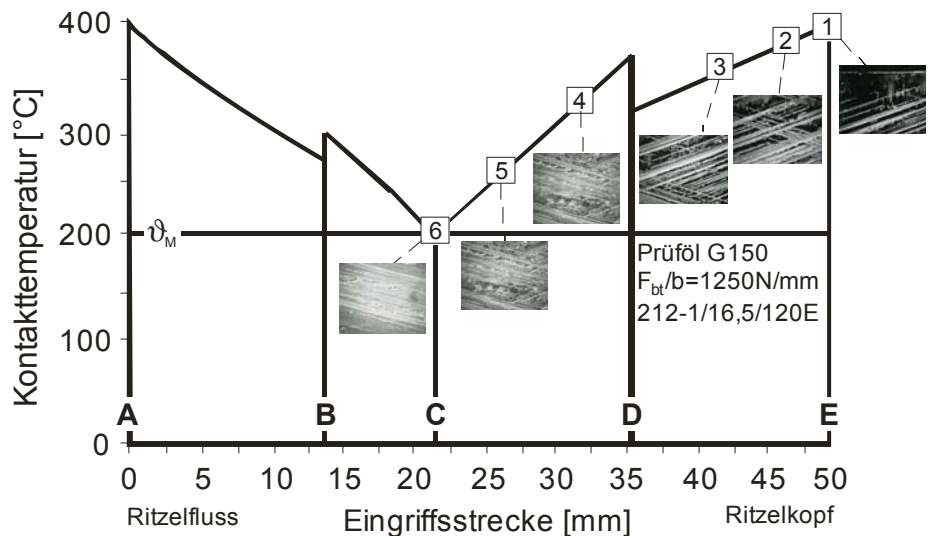
ϑ_S	[°C]	zulässige Kontakttemperatur	t_C	[µs]	Kontaktzeit
$\vartheta_{S,DIN}$	[°C]	zulässige Kontakttemperatur nach DIN 3990 Teil 4	t_K	[µs]	kritische Kontaktzeit (falls nicht aus Tests bekannt: $t_K = 18 \mu s$)
C_S	[-]	Steigung der Grenztemperatur (falls nicht bekannt: $C_S = 18$)			

Die so lokal für jeden Punkt der Eingriffsstrecke ermittelte Grenztemperatur wird mit der lokalen Kontakttemperatur nach DIN 3990 Teil 4 [D390] verglichen und damit eine lokale Fresssicherheit ausgegeben.

2.3.4 Kontaktzeit-Temperaturmethode nach Schlenk

Bei Versuchen mit unterschiedlichen Öl- und damit Massentemperaturen wurde festgestellt, dass die Fresstragfähigkeit mit höherer Öl- und damit Massentemperatur gleich bleibt, meist sogar zunimmt. Dies widerspricht ebenfalls der Annahme von Blok, wonach die für Fressen relevante Grenztemperatur konstant ist. Eine Erklärung dafür sieht Schlenk [Sch/] in der größeren Reaktionsfreudigkeit der Additive bei höheren Flankentemperaturen. Dieser Zusammenhang

konnte auch durch Oberflächenanalysen von Flanken gezeigt werden, die bei unterschiedlichen Temperaturen gelaufen waren: Je höher die Temperatur, desto flächendeckender war die Schichtbelegung auf der Flanke (Bild 2-10).



Aufbauend auf diesen Erkenntnissen entwickelte Schlenk [Sch/]

Bild 2-10: Schichtbelegung der Oberfläche über der Eingriffsstrecke (nach Schlenk [Sch/])

ein Verfahren zur Berücksichtigung dieses Zusammenhangs. Dabei handelt es sich um ein örtliches Rechenverfahren, das auf der Kontaktzeitmethode von Collenberg [Col/] basiert. Modifizierte Einflussfaktoren und eine angepasste Reibungszahlgleichung berücksichtigen die speziellen Bedingungen bei Großgetrieben mit großen Moduln und damit den Einfluss der Zahnradwärmerung. Außerdem führt Schlenk einen Temperaturfaktor X_T zur Modifizierung der Grenztemperatur ein, der Baugröße und Öltemperatur berücksichtigt (Bild 2-11):

$$v_{SK} = \begin{cases} v_{Cmt} + (X_T - 1) \cdot C_{Tn} & \text{für } X_T \leq 1,0 \\ v_{Cmt} + (X_T - 1) \cdot C_{Th} & \text{für } X_T > 1,0 \end{cases} \quad (32)$$

mit

$$X_T = 0,45 \cdot \left(\frac{v_{\dot{O}l}}{v_{\dot{O}l,REF}} \right) \cdot \left(\frac{X_S}{1,0} \right) \cdot \left(\exp \frac{a_{REF}}{a} \right)^{0,8} \quad (33)$$

v_{SK}	[°C]	Grenztemperatur	$v_{\dot{O}l}$	[°C]	Öltemperatur
v_{Cmt}	[°C]	Grenztemperatur bei mittl. Öltemperatur	$v_{\dot{O}l,REF}$	[°C]	Referenz-Öltemperatur (= 90°C)
X_T	[-]	Temperaturfaktor	X_S	[-]	Schmierungsfaktor
C_{Tn}	[-]	Steigung der Grenztemperatur bei $X_T < 1$	a	[mm]	Achsabstand
C_{Th}	[-]	Steigung der Grenztemperatur bei $X_T > 1$	a_{REF}	[mm]	Referenz-Achsabstand (= 91,5 mm)

Die so ermittelte Grenztemperatur v_{SK} wird anschließend anstelle von $v_{S,DIN}$ in die Grenztemperatur-Gleichung nach Collenberg [Col/] eingesetzt.

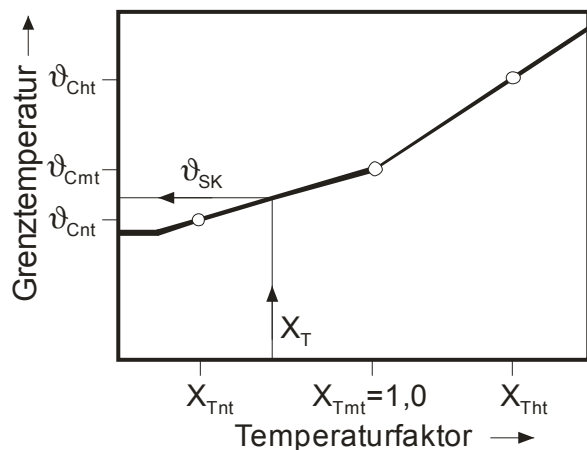


Bild 2-11: Berechnung der Grenztemperatur nach Schlenk [Schl]

Der Temperaturfaktor X_T gibt an, ob die Betriebsbedingungen des nachzurechnenden Getriebes bezüglich des Temperaturniveaus ober- oder unterhalb der Bedingungen des Fresstests liegen. Für die Referenzbedingungen (Öltemperatur = 90°C und Achsabstand = $91,5\text{ mm}$) wird $X_T = 1,0$. Die Steigungen C_{Tn} bei $X_T < 1$ und C_{Th} bei $X_T > 1$ werden anhand dreier Fresstests bei unterschiedlichen Öltemperaturen ermittelt (siehe Schlenk [Schl]).

2.4 Berechnung der Fresstragfähigkeit von Kegelarad- und Hypoidverzahnungen

2.4.1 Allgemeines

Die Tragfähigkeitsberechnung von Kegelarad- und Hypoidverzahnungen erfolgt aus verschiedenen Gründen üblicherweise an so genannten Ersatzverzahnungen: Zum einen ist die Bestimmung der realen Geometrie der Kegelarad- und Hypoidverzahnungen nur über eine Herstellsimulation möglich, da sie maßgeblich von den Maschineneinstellenden der Verzahnungsfertigung abhängt. Zum anderen stehen für Kegelarad- und Hypoidverzahnungen nur eingeschränkt Festigkeitswerte für einen Tragfähigkeitsnachweis zur Verfügung. Aus diesen Gründen wurden von verschiedenen Autoren Methoden zur Umrechnung der Kegelarad- bzw. Hypoidgeometrie auf eine Ersatzverzahnung vorgeschlagen (Beschreibung und kritische Bewertung siehe u.a. bei Wirth [Wirt]), wobei für die Berechnung der Grübchen- und Zahnfußbruchtragfähigkeit meist Stirnradverzahnungen, für die Fresstragfähigkeit Schraubradverzahnungen herangezogen werden. Ziel der Umrechnung ist jeweils die möglichst genaue Abbildung der Eingriffsverhältnisse der Kegelaräder, um die an Stirn- bzw. Schraubrädern ermittelten Festigkeitswerte mit den Beanspruchungen der Kegelaradverzahnungen vergleichen zu können.

2.4.2 Kontakttemperatur nach Coleman – ISO/TR 13989-1

Eine Übertragung der Blitztemperaturmethode nach Blok [They] auf Kegelarad- und Hypoidverzahnungen wurde 1967 von Coleman [Cole] vorgeschlagen. Der ursprünglich für zylindrische Körper mit parallelen Drehachsen (Linienkontakt) entwickelte Ansatz wurde dabei auf den allgemeinen Fall eines elliptischen Kontakts mit gekreuzten Drehachsen, also unterschiedlich orientierten Oberflächengeschwindigkeiten, erweitert (Bild 2-12).

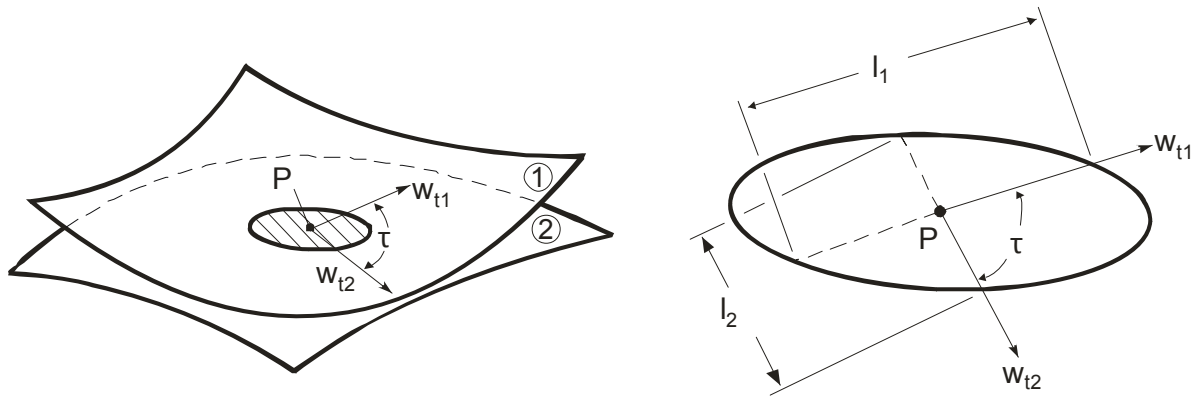


Bild 2-12: Kontaktbedingungen für den allgemeinen Fall eines Punktkontakts bei unterschiedlich orientierten Oberflächengeschwindigkeiten nach Coleman [Cole]

Im Gegensatz zum Linienkontakt mit parallel orientierten Oberflächengeschwindigkeiten muss im allgemeinen Kontaktfall die Zeit, die sich ein Oberflächenelement im Kontakt befindet und in der die im Kontakt entstehende Wärmemenge in die Oberflächen abgeführt wird, für beide Körper individuell bestimmt werden. Sie ergibt sich aus der Oberflächengeschwindigkeiten $w_{t1,2}$ und den dazugehörigen Strecken $d_{1,2}$ entlang der Geschwindigkeitsvektoren. Außerdem muss die Gleitgeschwindigkeit aus der Differenz der Oberflächengeschwindigkeitsvektoren berechnet werden. Mit diesen beiden Änderungen im Vergleich zum Ansatz nach Blok [They] ergibt sich die Blitztemperatur zu:

$$v_{fla} = \frac{\sqrt{\pi}}{2} \cdot \mu \cdot p_H \cdot \frac{|v_g|}{\sqrt{B_{M1} \frac{w_{t1}}{d_1} + B_{M2} \frac{w_{t2}}{d_2}}} \quad (34)$$

v_{fla}	[K]	Blitztemperatur	$B_{M1,2}$	thermischer Kontaktkoeffizient [N ² · m / (K ² · mm ³ · s)]
μ	[-]	Reibungszahl	w_t	[m/s] Oberflächengeschwindigkeit
p_H	[N/mm ²]	Hertz'sche Pressung	d	[mm] Kontaktbreite in Richtung w_t
v_g	[m/s]	Gleitgeschwindigkeit		

Zur Berechnung der Flankenbeanspruchung wählte Coleman [Cole] eine Stirnrad-Ersatzverzahnung im mittleren Normalschnitt der Kegelradverzahnung (Bild 2-13 links). Die maßgeblichen Geschwindigkeiten werden dagegen an der Originalverzahnung bestimmt (Bild 2-13 links). Zur Massentemperatur werden von Coleman [Cole] keine Angaben gemacht. Zur Berechnung der Reibungszahl wird nur ein einfacher, von der Geschwindigkeit und der Flankenrauheit abhängiger Ansatz vorgeschlagen.

In der ISO/TR 13989 – 1 [ITR13] ist ein ähnlicher Ansatz zur Berechnung der Fresstragfähigkeit von Kegelrad- und Hypoidverzahnungen auf Basis der Blitztemperatur nach Blok [They] genormt. Dabei werden jedoch Ersatz-Schraubradverzahnungen zur Berechnung der maßgeblichen Beanspruchungsgrößen herangezogen.

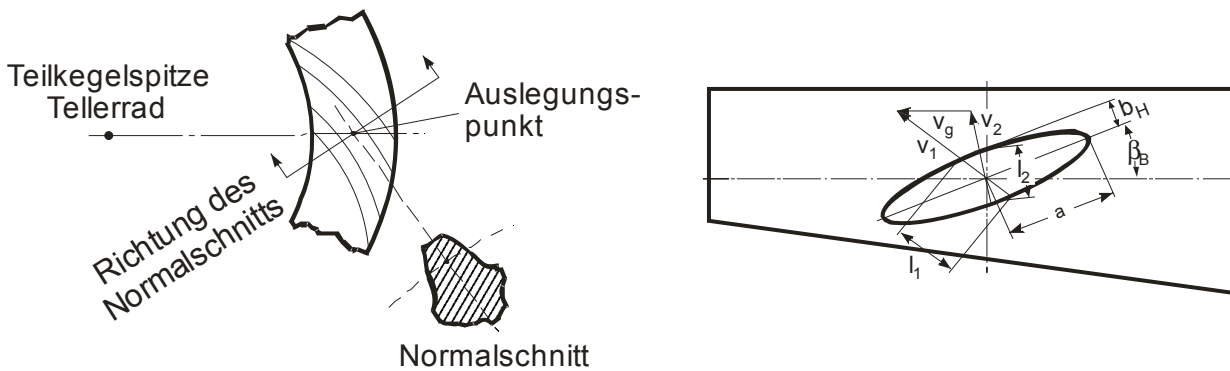


Bild 2-13: Ersatzverzahnung (links) und Kontaktellipse mit lokalen Flankengeschwindigkeiten (rechts) nach Coleman [Cole]

2.4.3 Integraltemperatur nach Richter – DIN 3991, ISO/TR 13989-2

Richter [Rich] führte Versuche zum Einfluss der Kegelradgeometrie, insbesondere der Achsversetzung, auf den Wirkungsgrad und die Fresstragfähigkeit durch. Die Auswertung der Fressversuche mit den damals gängigen Rechenverfahren brachte nur in begrenzten Bereichen eine ausreichende gute Übereinstimmung. Aus diesem Grund griff Richter auf

die Erkenntnisse von Lechner [Lech], Seitzinger [Seit] und Michaelis [Mich] zurück und entwickelte ein Rechenverfahren auf Grundlage einer gewichteten, mittleren Flankentemperatur. Dieses Rechenverfahren basiert auf der Blitztemperatur nach Blok [They], angewandt für Punkt- bzw. Ellipsenkontakt und unterschiedlich orientierte Oberflächengeschwindigkeiten, analog Coleman [Cole]. Die über der Eingriffsstrecke veränderlichen Größen Oberflächen- und Gleitgeschwindigkeit werden nach Grekoussis [Grek] an infinitesimal schmalen Ersatz-Schraubradverzahnungen entlang der Bahn des Berührungspunkts auf der Flanke bestimmt (Bild 2-14).

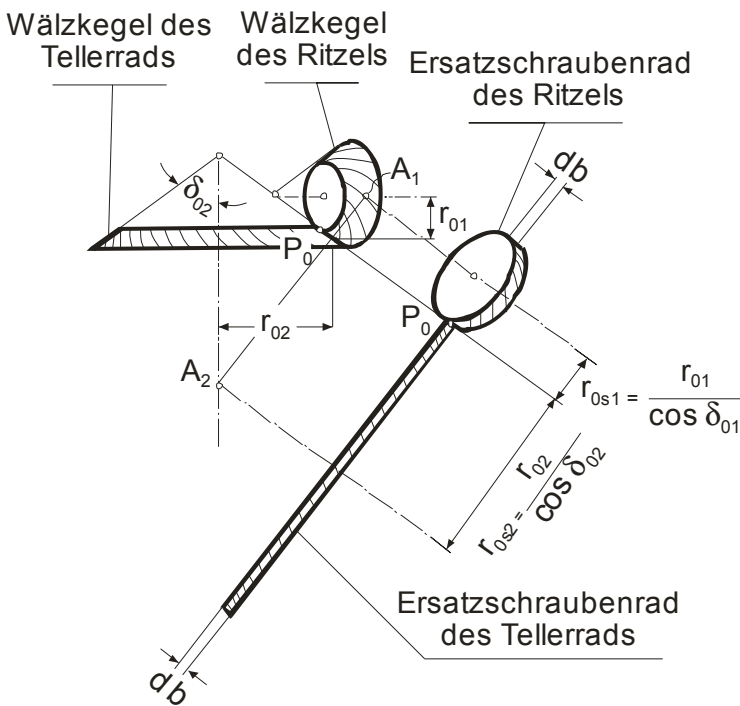


Bild 2-14: Ersatz-Schraubradverzahnung zur Berechnung der lokalen Pressung und Oberflächengeschwindigkeiten nach Richter [Rich]

Die Blitztemperatur wird dann analog Michaelis [Mich] über der Eingriffsstrecke integriert. Die Schwierigkeit liegt dabei in der sich kontinuierlich ändernden Pressung sowie der veränderlichen Geschwindigkeiten samt deren Richtungen. Bild 2-15 zeigt den Verlauf der nach Richter [Rich] berechneten Blitztemperatur über der Eingriffsstrecke. Da ihr Verlauf in erster Näherung nur von der relativen Gleitgeschwindigkeit abhängt, vereinfacht Richter

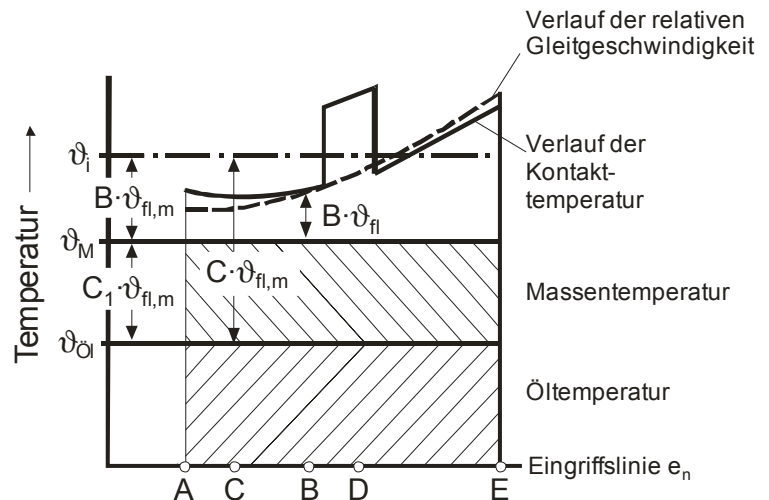


Bild 2-15: Verlauf der Blitztemperatur über der Eingriffsstrecke der Ersatz-Schraubradverzahnungen nach Richter [Rich]

[Rich] die Integration, indem er sie entlang des parabelförmigen Verlaufs der Gleitgeschwindigkeit durchführt. Damit ergibt sich eine Gleichung für die Integraltemperatur, in der alle Geometriegrößen im Geometriefaktor X_G , alle aus der Integration resultierenden Größen im Integrationsfaktor X_ϵ (vgl. Überdeckungsfaktor nach DIN) zusammengefasst werden. Die Massentemperatur ist dabei anteilig in der Gewichtungskonstante C enthalten. Zur Berechnung der mittleren Reibungszahl verweist Richter [Rich] auf Untersuchungen von Stöbel [Stoe] am Zwei-Scheiben-Prüfstand.

$$v_{int} = v_{\text{Öl}} + C \cdot \frac{1}{e_n - e_{n2}} \int_{e_{n1}}^{e_n} v_{fla}(x) d e_n = v_{\text{Öl}} + \frac{C \cdot \sqrt{E'/2\pi}}{\sqrt{6\pi \cdot B_M}} \cdot \mu_m \cdot \sqrt{F_N \cdot v_1} \cdot X_G \cdot X_\epsilon \tag{35}$$

mit den Materialkonstanten von Stahl:

$$v_{int} = v_{\text{Öl}} + 275 \cdot \mu_m \cdot \sqrt{F_N \cdot v_1} \cdot X_G \cdot X_\epsilon$$

v_{int}	[°C]	Integraltemperatur	μ_m	[-]	mittlere Reibungszahl
$v_{\text{Öl}}$	[°C]	Öltemperatur	F_N	[N]	Zahnnormalkraft
C	[-]	Gewichtungsfaktor (C = 2,5)	v_1	[m/s]	Ritzel-Umfangsgeschwindigkeit
E'	[N/mm ²]	Ersatz-E-Modul	X_G	[1/mm ^{1/2}]	Geometriefaktor
B_M	[-]	thermischer Kontaktkoeffizient	X_ϵ	[-]	Integrationsfaktor

Dieser Ansatz für die Integraltemperatur wird von Richter [Rich] auch auf Kegelrad-, Schraubrad- und Stirnradgetriebe angewendet, indem der Geometrie- und der Integrationsfaktor an die spezifischen Gegebenheiten dieser Verzahnungen angepasst werden. Insgesamt ergibt sich damit für alle Verzahnungsarten eine gute Übereinstimmung der Berechnungs- mit den Versuchsergebnissen, d.h. eine Übertragbarkeit der Versuchsergebnisse von einer auf eine andere Verzahnungsart ist gegeben.

Das Rechenverfahren nach Richter [Rich] wurde auch von Niemann/Winter [NW3] übernommen und für Kegelräder in der DIN 3991 [D391], für Kegelrad- und Hypoidverzahnungen in der ISO/TR 13989 [ITR13] genormt. Für Kegelräder wird dabei eine Ersatz-Stirnradverzahnung, für Hypoidverzahnungen eine Ersatz-Schraubradverzahnung gebildet:

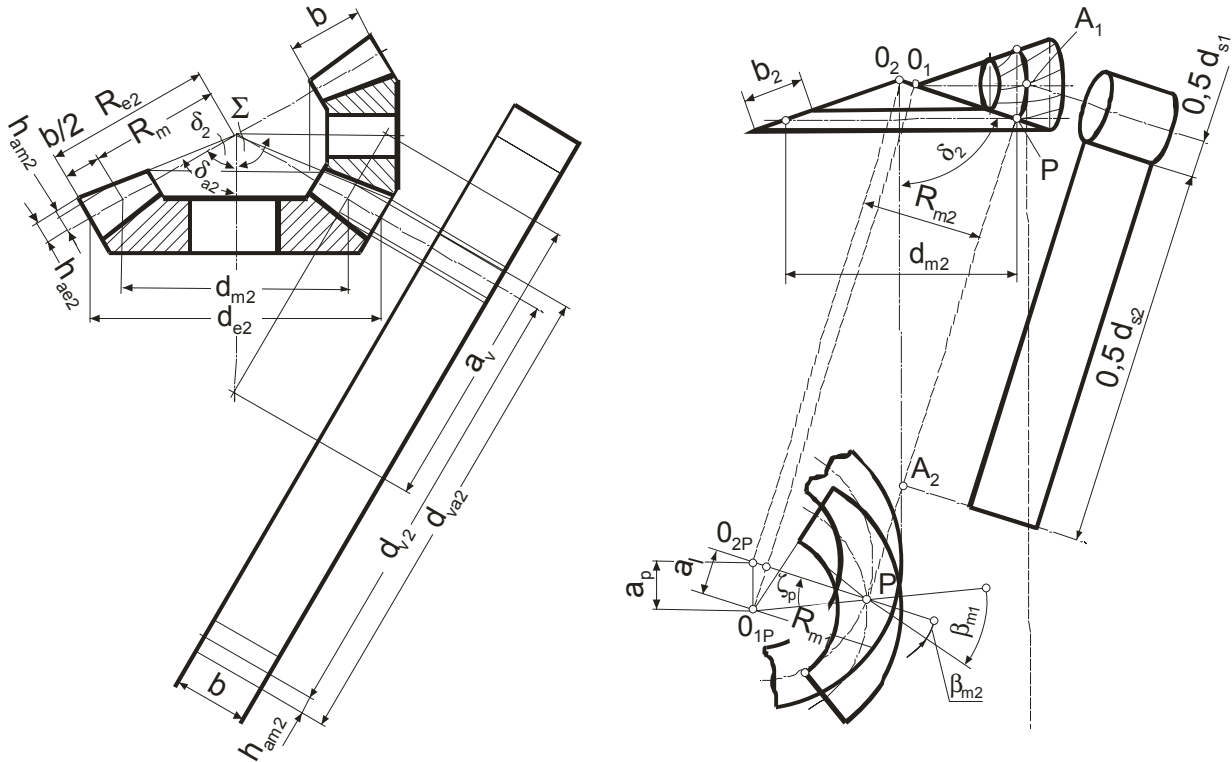


Bild 2-16: Ersatz-Stirnradverzahnung (links) und Ersatz-Schraubradverzahnungen (rechts) nach DIN 3991 [D391] bzw. ISO/TR 13989 [ITR13]

Die auftretende Integraltemperatur wird an diesen Ersatzverzahnungen berechnet, wobei die jeweiligen spezifischen Kontaktbedingungen über den Geometrie- und den Integrationsfaktor berücksichtigt werden. Dementsprechend unterscheiden sich die Ansätze für Kegelrad- und Hypoidverzahnungen hauptsächlich in diesen beiden Faktoren sowie im Gewichtungsfaktor C_2 für $a = 0$ bzw. C_{2H} für $a \neq 0$ mm:

$$v_{int} = v_M + C_2 \cdot v_{fla,int} = v_M + C_{2(H)} \cdot v_{fla,int} \tag{36}$$

mit

$$v_M = v_{\dot{O}_I} + 0,70 \cdot v_{fla,int} \tag{37}$$

$$\text{für } a = 0 \text{ mm: } v_{fla,int} = \mu_m \cdot X_M \cdot X_{BE} \cdot X_{\alpha\beta} \frac{(K \cdot F_{mt} / b_{eH})^{3/4} \cdot v_{mt1}^{1/2}}{a_v^{1/4}} \cdot \frac{X_E \cdot X_\epsilon}{X_Q \cdot X_{Ca}} \tag{38}$$

$$\text{für } a \neq 0 \text{ mm: } v_{fla,int} = 110 \cdot \mu_m \cdot X_G \cdot \sqrt{F_N \cdot K \cdot v_{mt1}} \cdot \frac{X_E \cdot X_\epsilon}{X_Q \cdot X_{Ca}}$$

ϑ_{int}	[°C]	Integraltemperatur	a_v	[mm]	Achsabstand der Ersatzverzahnung
ϑ_M	[°C]	Massentemperatur	b_{eH}	[mm]	effektive Zahnbreite
$C_{2(H)}$	[-]	Gewichtungsfaktor ($C_2 = 1,5$; $C_{2H} = 1,8$)	X_M		Blitzfaktor in $[K N^{-3/4} s^{1/2} m^{-1/2} mm]$
$\vartheta_{fla,int}$	[K]	mittl. Flankentemperatur	X_{BE}	[-]	Geometriefaktor (Kegelräder)
ϑ_{Ol}	[°C]	Öltemperatur	X_G	[-]	Geometriefaktor (Hypoids)
μ_{mC}	[-]	mittl. Reibungszahl	$X_{\alpha\beta}$	[-]	Winkelfaktor
F_{mt}	[N]	mittlere Umfangskraft	X_ϵ	[-]	Integrationsfaktor
F_N	[N]	mittlere Normalkraft	X_E	[-]	Einlauffaktor
K	[-]	Lastfaktoren $K = K_A \cdot K_V \cdot K_{B\beta} \cdot K_{B\alpha} \cdot K_{B\gamma}$	X_Q	[-]	Treibrichtungsfaktor
v	[m/s]	Umfangsgeschwindigkeit am Teilkreis	X_{Ca}	[-]	Kopfrücknahmefaktor

Die so berechnete Integraltemperatur wird wiederum mit einer aus einem Fresstest abgeleiteten zulässigen Integraltemperatur verglichen und so eine Fresssicherheit ausgegeben. Die Unterschiede bei der Formel für die zulässige Integraltemperatur nach DIN 3991 [D391] und DIN 3990 [D390] (siehe 2.3.2) liegen in den unterschiedlichen Reibungszahlansätzen begründet.

$$S_{intS} = \frac{\vartheta_{intS}}{\vartheta_{int}} \quad (39)$$

mit:

$$\vartheta_{intS} = \vartheta_{MT} + C_2 \cdot X_{WrelT} \cdot \vartheta_{fla,int,T} = 80 + 0,23 \cdot T_{1T} + X_{WrelT} \cdot 0,20 \cdot T_{1T} \cdot \left(\frac{100}{v_{40}} \right)^{0,02} \quad (40)$$

S_{intS}	[-]	Fresssicherheit	ϑ_{MT}	[°C]	Massentemperatur im Test
ϑ_{intS}	[°C]	zulässige Integraltemperatur	$\vartheta_{fla,int,T}$	[K]	Integraltemperatur im Test
ϑ_{int}	[K]	Integraltemperatur	X_{WrelT}	[-]	Gefügefaktor
C_2	[-]	Gewichtungsfaktor ($C_2 = 1,5$)	T_{1T}	[Nm]	Ritzeldrehmoment im Test
			v_{40}	[cSt]	kin. Viskosität bei 40°C Öltemperatur

2.5 Vergleich der Reibungszahlgleichungen aus DIN und ISO sowie neuere Ansätze

Neben dem grundsätzlichen Unterschied der Kontakt- und Integraltemperaturmethode, der in den unterschiedlichen Annahmen zur für einen Fressschaden maßgeblichen Flankentemperatur besteht, unterscheiden sich die in den vorangegangenen Kapiteln beschriebenen Rechenverfahren auch in der Bestimmung der Reibungszahl und damit in der jeweils angenommenen zulässigen Grenztemperatur. Die Rechenverfahren auf Basis einer Integraltemperatur nehmen eine mittlere Reibungszahl im Zahnkontakt an, üblicherweise bestimmt für die Geometrie- und Geschwindigkeitsbedingungen im Wälzpunkt C. Die Verfahren auf Grundlage einer Kontakttemperatur gehen von einer veränderlichen Reibungszahl aus, wobei normalerweise ein globaler Reibungszahlansatz lokal in den betrachteten charakteristischen Punkten der Eingriffsstrecke mit den dortigen Geometrie- und Geschwindigkeitsdaten angewendet wird. Michaelis [Mich] vergleicht Reibungszahlansätze verschiedener Autoren und stellt fest, dass die Unterschiede untereinander sowie im Vergleich zu Versuchsergebnissen teilweise erheblich sind (Bild 2-17):

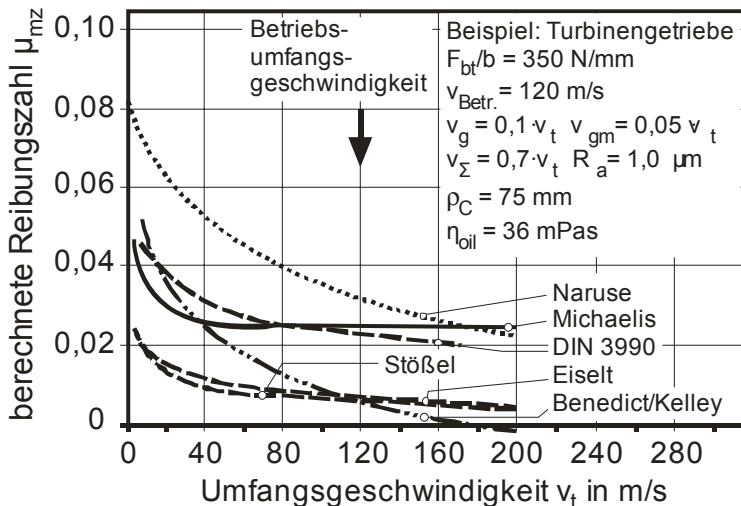


Bild 2-17: Vergleich verschiedener Reibungszahlansätze am Beispiel eines Turbinengetriebes nach Michaelis [Mich]

Ansätze auf Basis von Untersuchungen an Scheiben-Prüfständen (z.B. Stößel [Stoe], Eiselt [Eise]) weisen tendenziell zu niedrige Reibungszahlen auf, da sie die schlechten Schmierbedingungen am Eingriffsbeginn der Zahnräder nicht berücksichtigen. Der Ansatz von Benedict und Kelley [BeKe] weist für niedrige Lasten und hohe Geschwindigkeiten sogar negative, also physikalisch unsinnige Werte auf.

Des Weiteren ist der Ansatz

für Gleitgeschwindigkeiten gegen 0 nicht anwendbar, da die Gleitgeschwindigkeit im Nenner der Gleichung auftritt. Mit dem Ansatz nach Ohlendorf [Ohle] werden tendenziell zu hohe Reibungszahlen berechnet: Für reale Einsatzbedingungen liegt die Reibungszahl immer im Bereich von ca. 0,060 [Mich]. Durch die Aufteilung der Reibungszahl in einen Festkörperreibungs- und einen EHD-Reibungsanteil berücksichtigt der Ansatz jedoch als Einziger einen Wiederanstieg der Reibungszahl mit zunehmenden Geschwindigkeiten aufgrund der steigenden Scherreibung im Schmier-spalt. Dieser Ansatz wird im Grundsatz von verschiedenen Autoren weiter verfolgt, z.B. von Doleschel [Dole]. Michaelis [Mich] modifiziert auf Basis zahlreicher eigener Versuchsergebnisse den Ansatz der DIN 3990 [D390], indem er die Konstante reduziert und die Exponenten (v.a. der Viskosität) anpasst. In Tabelle 2-1 sind die in den verschiedenen Normen zur Berechnung der Fresstragfähigkeit vorgeschlagenen Reibungszahlansätze formelmäßig gegenüber gestellt: Die AGMA 925 [A925] verwendet den Ansatz von Benedict und Kelley [BeKe] mit dem Hinweis, dass dieser bei Gleitgeschwindigkeit 0 am Wälzpunkt nicht angewendet werden kann und dort eine Reibungszahl angenommen werden muss. In der DIN 3990 [D390] wird bei der Integraltemperaturmethode eine mittlere empirische Reibungszahl mit den Parametern im Wälzpunkt C berechnet. Derselbe Ansatz wird bei der Kontakttemperaturmethode auf der Eingriffsstrecke lokal angewendet. Die DIN 3991 [D391] verwendet die Reibungszahl nach Michaelis [Mich] in ihrer Originalversion, die in der ISO/TR 13989-2 [ITR13] bezüglich des Rauheitsfaktors modifiziert und mit einem Schmierstofffaktor ergänzt wurde. Schlenk [Schl] verändert diesen Ansatz wiederum bezüglich des Rauheitsfaktors, indem er die Rauheit nicht mehr relativ zur Baugröße, sondern absolut einsetzt und die Konstante der Gleichung entsprechend leicht angepasst. Die ISO/TR 13989-1 [ITR13] verwendet einen ähnlichen Ansatz, der sich im Vergleich zu Schlenk [Schl] in der Konstante unterscheidet.

<p>AGMA 925 (Benedict & Kelley)</p>	$\mu_{m,i} = 0,0127 \cdot C_R \cdot \left(\frac{29700 X_{\Gamma,i} \cdot w_n}{\eta_M \cdot v_{g,i} \cdot v_{\Sigma,i}^2} \right)$ <p>mit: C_R [-] Rauheitsfaktor X_{Γ} [-] Lastaufteilungsfaktor η_M [mPas] kin. Viskosität bei Massentemperatur $v_{g,i}$ [m/s] Gleitgeschwindigkeit v_{Σ} [m/s] Summengeschwindigkeit</p> <p style="text-align: right;">(41)</p>
<p>DIN 3990</p>	<p>Kontakttemperatur: $\mu_{my} = 0,12 \cdot \left(\frac{w_{Bt}}{\eta_M \cdot v_{\Sigma}} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{Ra}{\rho_{red}} \right)^{0,25}$ (42)</p> <p>Integraltemperatur: $\mu_{mC} = 0,12 \cdot \left(\frac{w_{Bt}}{\eta_{oil} \cdot v_{\Sigma C}} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{Ra}{\rho_{redC}} \right)^{0,25}$ (43)</p> <p>mit: w_{Bt} [N/mm] Linienlast incl. Lastfaktoren η [mPas] kin. Viskosität bei Massen- bzw. Öltemperatur v_{Σ} [m/s] Summengeschwindigkeit Ra [μm] arith. Mittenrauhwert (Mittelwert von Ritzel und Rad) ρ_{red} [mm] Ersatzkrümmungsradius</p>
<p>DIN 3991</p>	$\mu_{mC} = 0,045 \cdot \left(\frac{w_{Bt}}{v_{\Sigma C} \cdot \rho_{Cn}} \right)^{0,20} \cdot \eta_{\dot{O}l}^{-0,05} \cdot 3,8 \left(\frac{Ra}{d_{v1}} \right)^{0,25}$ <p>mit: w_{Bt} [N/mm] Linienlast incl. Lastfaktoren v_{Σ} [m/s] Summengeschwindigkeit im Wälzpunkt C ρ_{Cn} [mm] Ersatzkrümmungsradius im Normalschnitt $\eta_{\dot{O}l}$ [mPas] kin. Viskosität bei Öltemperatur Ra [μm] arith. Mittenrauhwert (Mittelwert von Ritzel und Rad) d_{v1} [mm] Ritzel-Teilkreisdurchmesser der Ersatz-Stirnradverzahnung</p> <p style="text-align: right;">(44)</p>
<p>ISO/TR 13989</p>	<p>Kontakttemperatur:</p> $\mu_m = 0,060 \cdot \left(\frac{w_{Bt}}{v_{\Sigma C} \cdot \rho_{redC}} \right)^{0,20} \cdot \eta_{\dot{O}l}^{-0,05} \cdot X_L \cdot Ra^{0,25}$ (45) <p>Integraltemperatur:</p> $\mu_{mC} = 0,045 \cdot \left(\frac{w_{Bt}}{v_{\Sigma C} \cdot \rho_{redC}} \right)^{0,20} \cdot \eta_{\dot{O}l}^{-0,05} \cdot X_L \cdot 2,2 (Ra / \rho_{redC})^{0,25}$ (46) <p>Modifikation nach Schlenk [Schl]:</p> $\mu_{mC} = 0,048 \cdot \left(\frac{w_{Bt}}{v_{\Sigma C} \cdot \rho_{redC}} \right)^{0,20} \cdot \eta_{\dot{O}l}^{-0,05} \cdot X_L \cdot Ra^{0,25}$ <p>mit: w_{Bt} [N/mm] Linienlast incl. Lastfaktoren $v_{\Sigma C}$ [m/s] Summengeschwindigkeit im Wälzpunkt C ρ_{Cn} [mm] Ersatzkrümmungsradius im Wälzpunkt C $\eta_{\dot{O}l}$ [mPas] kin. Viskosität bei Öltemperatur X_L [-] Schmierstofffaktor Ra [μm] arith. Mittenrauhwert (Mittelwert von Ritzel und Rad)</p>

Tabelle 2-1: Gegenüberstellung der wichtigsten bei der Fresstragfähigkeitsberechnung verwendeten Reibungszahlansätze

Von Wech [Wech] wurden an einem Verspannungsprüfstand umfangreiche Versuche zum Einfluss der Geometrie sowie der Betriebsbedingungen auf die Verlustleistung von Kegelrad- und Hypoidverzahnungen durchgeführt. Ausgehend von diesen Messungen wurde ein Reibungszahlansatz entwickelt, der im Gegensatz zu den existierenden Ansätzen für Stirnräder die Schlupfverhältnisse (Gleitfaktor K_{gm}) berücksichtigt. Für Stirnräder wurde dieser Ansatz durch die Modifikation der Konstanten sowie des Lastexponenten ebenfalls anwendbar gemacht (siehe Tabelle 2-2).

Wech	Kegelrad- und Hypoidverzahnungen:	
	$\mu_{mZ} = 0,054 \cdot V_R \cdot V_S \cdot V_Z \cdot V_L \cdot \frac{(F_{bt2}/b_2)^{0,05}}{K_{gm}^{0,6} \cdot \rho_n^{0,2} \cdot v_{\Sigma m}^{0,35}} \quad (47)$	
	Stirnräder:	
$\mu_{mZ} = 0,033 \cdot V_R \cdot V_S \cdot V_Z \cdot V_L \cdot \frac{(F_{bt}/b_2)^{0,08}}{K_{gm}^{0,6} \cdot \rho_n^{0,2} \cdot v_{\Sigma m}^{0,35}} \quad (48)$		
mit:		V_R [-] Rauheitsfaktor = $3,8 (Ra / d_{s1})^{0,25}$ V_S [-] Schmierungsfaktor V_Z [-] Viskositätsfaktor = $(\eta / 10)^{-1/\eta}$ für $4\text{mPas} \leq \eta \leq 10 \text{ mPas}$ $= (\eta / 10)^{-0,05}$ für $\eta > 10 \text{ mPas}$ V_L [-] Schmierstofffaktor F_{bt} [N] Normalkraft im Stirnschnitt (für Hypoidverzahnungen am Tellerrad) K_{gm} [-] Gleitfaktor = v_{gm} / v_{t1} ρ_n [mm] Ersatzkrümmungsradius der Ersatz-Schraubräder im Schraubpunkt $v_{\Sigma m}$ [m/s] mittlere Summengeschwindigkeit

Tabelle 2-2: Berechnung der Verzahnungsreibungszahl für Stirnrad- sowie Kegelrad- und Hypoidverzahnungen nach Wech [Wech]

All den beschriebenen Verfahren ist gemein, dass sie aufgrund ihres einfachen Aufbaus die realen Schmierstoffeigenschaften und Schmierzustände im Zahnkontakt nicht oder nur unzureichend berücksichtigen. Deshalb wurden von verschiedenen Autoren Reibungszahlansätze auf Basis der EHD-Theorie aufgestellt. Diese bestimmen das Reibungsverhalten eines Schmierstoffs in beliebigen tribologischen Kontakten auf Basis eines physikalischen Schmierstoffmodells, das entweder von einem rein viskosen oder einem visko-elastischen Scherverhalten des Schmierstoffs ausgeht. Nachteile dieser Methoden sind zum einen die Beschränkung auf vollständig getrennte Wälzkörper und zum anderen die zahlreichen notwendigen Schmierstoffparameter, die üblicherweise nicht zur Verfügung stehen (kritische Bewertung siehe z.B. Michaelis [Mich]). Graswald [Gras] veröffentlicht einen allgemeinen Reibungszahlansatz auf Basis eines rheologischen Schmierstoffmodells, das anhand von Reibungszahlmessungen in einem Zwei-Scheiben-Prüfstand kalibriert wird. Durch diese Messungen werden indirekt alle notwendigen Schmierstoffparameter für den verwendeten Schmierstoff ermittelt. Das Modell ist jedoch weiterhin auf Kontakte mit EHD-Bedingungen, also auf vollständig getrennte Oberflächen beschränkt.

Im Rahmen aktueller Forschungsvorhaben wird versucht, Reibungszahlansätze auf Basis eines physikalischen Schmierstoffmodells auch für Grenz- und Mischreibungsbedingungen und damit technische Oberflächen anwendbar zu machen (z. B. [Redl, Solo] und [Wald]). Bislang können damit jedoch noch nicht alle Oberflächen sicher abgebildet werden. Des Weiteren sind auch für diese Modellansätze zahlreiche Schmierstoffparameter notwendig, die nur durch umfangreiche Zusatzuntersuchungen ermittelt werden können, was eine praktische Anwendung schwierig macht.

Von Doleschel [Dole] wurde ein Berechnungsverfahren auf Grundlage eines praxisnahen Öltests (FZG-Wirkungsgradtest) entwickelt, mit dem für Stirnräder eine mittlere Verzahnungsreibungszahl in Abhängigkeit von den Schmierungsbedingungen berechnet werden kann. Die Reibungszahl setzt sich aus einem Anteil Festkörper- und einem Anteil EHD-Reibungszahl zusammen (Bild 2-18). Die Gewichtung der beiden Anteile erfolgt über die relative Schmierfilmdicke λ , wodurch die Schmierungsbedingungen im Zahnkontakt berücksichtigt werden. Die beiden Anteile Festkörper- und EHD-Reibungszahl werden separat mit den für das verwendete Öl im FZG-Wirkungsgradtest ermittelten Konstanten berechnet.

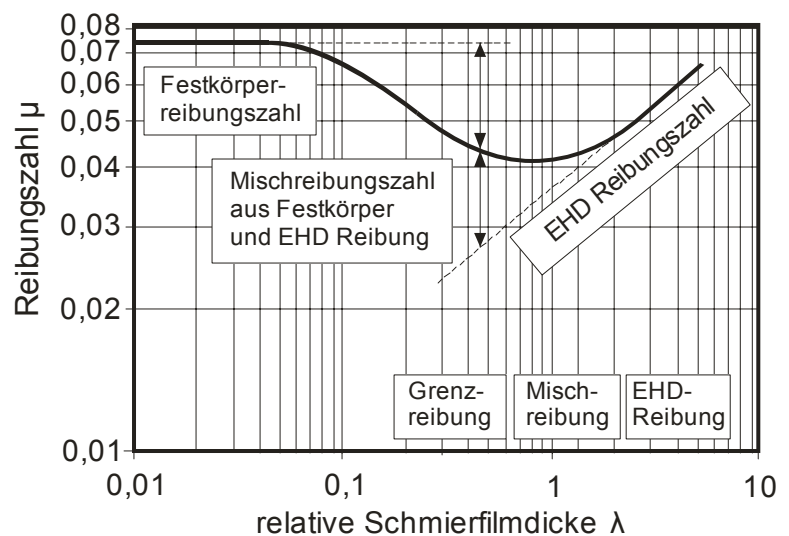


Bild 2-18: Schematischer Verlauf der Reibungszahl in Abhängigkeit von der relativen Schmierfilmdicke nach Doleschel [Dole]

Der Reibungszahlansatz nach Doleschel [Dole] für die Anwendung an Stirnrädern entwickelt und berücksichtigt deshalb den Einfluss des Schlupfs nur indirekt über die an der verwendeten Testverzahnung herrschenden Gleitverhältnisse. Bei Hypoidverzahnungen können diese jedoch deutlich abweichen.

$$\mu_m = (1 - \xi) \cdot \mu_F + \xi \cdot \mu_{EHD} \quad (49)$$

mit:

$$\mu_F = \mu_{F,REF} \left(\frac{\sigma_H}{\sigma_{H,REF}} \right)^{\alpha_F} \cdot \left(\frac{v_\Sigma}{v_{REF,F}} \right)^{\beta_F} \quad (50)$$

$$\mu_{EHD} = \mu_{EHD,REF} \left(\frac{\sigma_H}{\sigma_{H,REF}} \right)^{\alpha_{EHD}} \cdot \left(\frac{v_\Sigma}{v_{REF,EHD}} \right)^{\beta_{EHD}} \cdot \left(\frac{\eta_{\text{Öl}}}{\eta_{REF}} \right)^{\gamma_{EHD}} \quad (51)$$

$$\begin{aligned} \xi &= 1 - (1 - 0,5 \cdot \lambda)^2 && \text{für } \lambda < 2 \\ \xi &= 1 && \text{für } \lambda > 2 \end{aligned} \quad (52)$$

μ_m	[-]	mittlere Verzahnungsreibungszahl	$\mu_{F,REF}$	[-]	Referenz-Festkörperreibungszahl
μ_F	[-]	Festkörperreibungszahl	$\mu_{EHD,REF}$	[-]	Referenz-EHD-Reibungszahl
μ_{EHD}	[-]	EHD-Reibungszahl	α_F		
ξ	[-]	EHD-Reibungsanteil	β_F	[-]	Exponenten der Festkörperreibungszahl
σ_H	[N/mm ²]	Hertzsche Pressung	α_{EHD}		
$\sigma_{H,REF}$	[N/mm ²]	Referenzwert = 1000 N/mm ²	β_{EHD}	[-]	Exponenten der EHD-Reibungszahl
v_Σ	[m/s]	Summengeschwindigkeit	γ_{EHD}		
$v_{REF,F}$	[m/s]	Referenzwert = 0,2 m/s			
$v_{REF,EHD}$	[m/s]	Referenzwert = 8,3 m/s			
η_{OI}	[mPas]	dyn. Viskosität bei Öltemperatur			
η_{REF}	[mPas]	Referenzwert = 20 mPas			

⇒ alle Konstanten werden aus dem FZG-Wirkungsgradtest [Dole] durch multiple Regression abgeleitet

Da die Reibungszahl bei der Berechnung der Fresstragfähigkeit sowohl auf der Seite der auftretenden als auch der zulässigen Temperatur auftritt, relativieren sich zu hoch oder zu niedrig bestimmte Werte. Der Absolutbetrag der Reibungszahl ist demnach in erster Näherung irrelevant. Bei der Berechnung der Verlustleistung und/oder der Flankentemperatur, die direkt proportional zur Reibungszahl ist, spielt deren Absolutbetrag dagegen eine wesentliche Rolle. Aus diesem Grund sollte im Sinne einer einheitlichen Berechnungsgrundlage für Tragfähigkeit und Verlustleistung ein neuer Ansatz für Stirn- und Kegelräder für möglichst realistische Reibungszahlen entwickelt werden.

2.6 Höherwertige Rechenverfahren für Stirn- und Kegelräder

Die Berechnungsverfahren auf Basis einer Kontakttemperatur (z.B. Collenberg [Coll] und Schlenk [Schl]) können prinzipiell auch in höherwertige, lokale Berechnungsmethoden integriert werden. Der Vorteil solcher Methoden besteht in der genaueren Abbildung der realen Beanspruchungen lokal aufgelöst über den Zahnflanken unter Berücksichtigung des Verzahnungsumfelds. Dies bedeutet, dass fertigungsbedingte Flankenformabweichungen und Verformungen, die aus dem Welle-Lager-System sowie aus dem Gehäuse resultieren, direkt eingerechnet werden können.

Ein weit verbreitetes Berechnungsprogramm für die Berechnung der Lastverteilung von Stirnrädern ist das an der FZG entwickelte FVA-Programm RIKOR [Riko]. Es bietet die Möglichkeit, mittels topologischer (3-dimensionalen) Betrachtungsweise (= Berücksichtigung der lokalen Steifigkeiten) die Flanken- und Fußbeanspruchungen für den gesamten Eingriff zu ermitteln. Mit den so ermittelten Beanspruchungen können in RIKOR [Riko] die lokale Grübchen-, Grauflecken- und Zahnfußtragfähigkeit ermittelt werden. Dabei werden u.a. die folgenden Einflüsse erfasst:

- Verformungen der Zähne durch Biegung, Schub und Hertzsche Abplattung
- Elastische Verformungen der Wellen einschließlich der Radkörper
- Fertigungsabweichungen
- Wellenverlagerungen
- Form und Lage der Gehäusebohrungen

Für die Berechnung der lokalen Flanken- und Fußbeanspruchungen von Kegelrad- und Hypoidverzahnungen steht beispielsweise das am IMM, TU Dresden, entwickelte FVA-Programm BECAL [Beca] zur Verfügung. Es simuliert mithilfe eines Flankengenerators den Herstellprozess und generiert so die Verzahnungsgeometrie. Des Weiteren ist es möglich, eine gemessene Flankentopografie als Basis der Flankengenerierung zu verwenden. Die Flankenpunkte werden durch mathematische Ausgleichsflächen (Polynomfunktionen) angenähert. Durch die Ableitung dieser Funktionen können sehr einfach und schnell die für die Pressungsberechnung notwendigen lokalen Krümmungsradien bestimmt werden. Über eine lastfreie Kontaktanalyse werden dann die Ease-Off-Funktion und damit das lastfreie Tragbild der Verzahnung bestimmt. Die Kontaktanalyse unter Last erfolgt mithilfe der Einflusszahlenmethode unter Berücksichtigung folgender Einflüsse:

- Verformungen der Zahnkörper durch Biegung, Schub und Hertzsche Abplattung
- Verformungen des Welle-Lager-Systems
- Fertigungsabweichungen
- Einbaumaßabweichungen

Mit der ermittelten Lastverteilung über der Flanke bzw. der Zahnfußgeometrie können anschließend die lokalen Flankenpressungen und Zahnfußspannungen berechnet werden. Dies geschieht abschnittsweise über die Zahnbreite mit den jeweiligen lokalen geometrischen Verhältnissen.

Im Rahmen des FVA-Vorhabens Nr. 411 (Dissertation Wirth [Wirt]) wurde für die mit BECAL bestimmten lokalen Beanspruchungen Festigkeitsfunktionen auf Basis der DIN/ISO-Festigkeitswerte definiert, die mithilfe neuer bzw. modifizierter Einflussfaktoren an die lokalen Bedingungen hinsichtlich der Festigkeit angepasst werden. Dadurch wurde eine lokale Tragfähigkeitsrechnung hinsichtlich Grübchen und Zahnfußbruch ermöglicht.

2.7 Berechnung der Flankentragfähigkeit von Kegelrad- und Hypoidverzahnungen nach Wirth / FVA 411

Die von Wirth [Wirt] im Rahmen des FVA-Forschungsvorhabens Nr. 411 durchgeführten Untersuchungen zur Tragfähigkeit von Kegelrad- und Hypoidverzahnungen lieferten neue Erkenntnisse zum Einfluss der Achsversetzung und der damit verbundenen geometrischen und kinematischen Besonderheiten dieser Verzahnungsarten. Diese Erkenntnisse flossen in die Entwicklung neuer, lokaler Rechenverfahren sowie in die Weiterentwicklung der genormten Verfahren nach ISO 10300 [1103] zur Grübchen- und Zahnfußtragfähigkeit ein. Die Rechenverfahren zur Flankentragfähigkeit stellen die Grundlage für das im Rahmen dieser Arbeit zu entwickelnde lokale sowie das normfähige Rechenverfahren zur Fresstragfähigkeit dar. Aus diesem Grund wird der prinzipielle Aufbau des Rechenverfahrens nach Wirth [Wirt] im Folgenden kurz skizziert:

Die Versuche zur Grübchentragfähigkeit haben einen maßgeblichen Einfluss der lokalen Geschwindigkeitsverhältnisse auf die ertragbare Flankenpressung gezeigt. Diese sinkt mit steigender Achsversetzung und damit wachsendem Gleitgeschwindigkeitsanteil parallel zur Berührlinie nach Erreichen eines Optimums deutlich ab. Die steigende Gleitgeschwindigkeit erhöht die Kontakttemperatur und hat damit u.a. negative Auswirkungen auf die lokalen Schmierungsbedingungen. Um diesen Einfluss zu berücksichtigen, führt Wirth [Wirt] einen Hypoidfaktor ein. Außerdem wird ein Schlupffaktor zur Berücksichtigung des Einflusses von negativem bzw. positivem spezifischen Gleiten (= Schlupf) aufgestellt. Dieser berechnet sich in Abhängigkeit des Schlupfes senkrecht zur Berührlinie und weist den Flankenbereichen mit positivem Schlupf eine höhere ertragbare Flankenpressung zu als denen mit negativem Schlupf.

Das auf Basis dieser Erkenntnisse entwickelte lokale Rechenverfahren verwendet die mithilfe einer Zahnkontaktanalyse mit BECAL [Beca] ermittelten lokalen Beanspruchungen und stellt ihnen lokale Festigkeiten gegenüber. Diese berechnen sich auf Grundlage der DIN/ISO-Festigkeitskennwerte, die über Einflussfaktoren auf die lokalen Gegebenheiten auf den Kegelrad- bzw. Hypoidflanken umgerechnet werden. Für die lokalen Einflussfaktoren werden die Geschwindigkeitsverhältnisse auf den Flanken benötigt, die ebenfalls mithilfe der Zahnkontaktanalyse mit BECAL [Beca] ermittelt werden. Zur Berechnung der lokalen Geschwindigkeiten werden die von BECAL ausgegebenen Koordinaten der Kontaktpunkte mit den entsprechenden Drehzahlen verrechnet und so die lokalen Umfangsgeschwindigkeiten ermittelt. Diese können dann wiederum in die gemeinsame Berührebene von Ritzel und Rad (Flankentangentialebene) projiziert (= Oberflächengeschwindigkeiten w_t) und dort vektoriell addiert (= Summengeschwindigkeit v_{Σ}) bzw. subtrahiert (= Gleitgeschwindigkeit v_g) werden. Über die Neigung der Berührlinie zur Flankenrichtung können diese Geschwindigkeiten in Komponenten senkrecht und parallel zur Berührlinie aufgeteilt werden. Zusammen mit der von BECAL [Beca] berechneten lokalen Pressung stehen damit alle für eine lokale Tragfähigkeitsberechnung notwendigen Größen zur Verfügung. Die Nachrechnungen der Versuchsergebnisse zur Grübchentragfähigkeit zeigen eine sehr gute Übereinstimmung. Dies gilt nicht nur für die Vorhersage der Tragfähigkeit bzw. Lebensdauer, sondern auch für die Vorhersage des Schadensorts. Die Verhältnisse bezüglich lokaler Beanspruchung und lokaler Festigkeit sind demnach sehr gut abgebildet.

Im zweiten Schritt wurde von Wirth [Wirt] auch ein normfähiges Rechenverfahren zur Grübchentragfähigkeit entwickelt. Es basiert auf der in der ISO 10300 [1103] vorgeschlagenen Methode, allerdings erweitert auf achsversetzte Kegelräder mittels modifizierter Ersatzverzahnung, neuen Definition des Eingriffsfelds sowie der neu entwickelten Einflussfaktoren zum Schlupf- und Hypoideinfluss. Die Ersatzverzahnung, an der die maßgeblichen Kräfte samt deren Verteilung auf mehrere im Eingriff befindliche Zähne bestimmt werden, wird direkt aus der Hypoidgeometrie abgeleitet. Alle anderen Größen, z.B. Krümmungsradien und Geschwindigkeiten, werden direkt an der Hypoidverzahnung berechnet.

Der Vergleich der anhand der Ersatzverzahnung ermittelten Beanspruchungen mit den in einer Zahnkontaktanalyse ermittelten Beanspruchungen zeigt sehr gute Übereinstimmungen. Die Ersatzverzahnung bildet die geometrischen und kinematischen Verhältnisse von Kegelrad- und Hypoidverzahnungen demnach sehr gut ab.

2.8 Berechnung der Massentemperatur nach Oster/Otto

Eine maßgebliche Größe bei der Berechnung der Flankentemperatur im Zahnkontakt ist die Temperatur der Zahnflanken kurz vor dem Kontakt (= Massentemperatur). Sie stellt sich in Abhängigkeit der im Kontakt zugeführten und der anschließend an den Schmierstoff wieder abgeführten Wärmemenge ein und ist demnach bei stationären Betriebsbedingungen konstant.

Im Rahmen seiner Untersuchungen zur Flankentragfähigkeit von Stirnradverzahnungen bei reduzierter Ölmenge stellte Otto [Otto] einen neuen Ansatz zur Bestimmung der Mas-

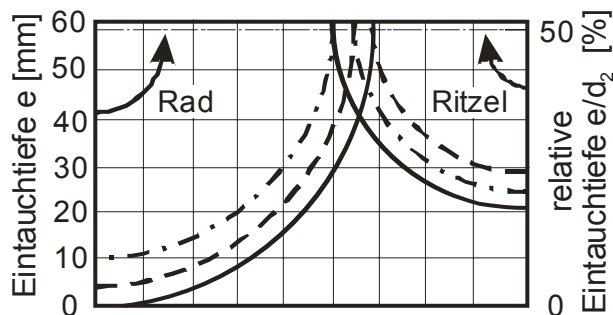


Bild 2-19: Relative Eintauchtiefe und Treibrichtung nach Otto [Otto]

sentemperatur in Abhängigkeit von der Eintauchtiefe der Verzahnungen auf. Dieser basiert auf dem Ansatz von Oster, beschrieben bei Niemann/Winter [NW2], der die Massentemperatur in Abhängigkeit der Verzahnungsverlustleistung (= Maß für die zugeführte Wärmemenge) und der Baugröße (= Maß für die abgeführte Wärmemenge) berechnet.

Otto [Otto] modifiziert den in diesem Ansatz enthaltenen Schmierungsfaktor X_S in Abhängigkeit der relativen Eintauchtiefe und der Treibrichtung. Mit steigender Eintauchtiefe steigt die abgeführte Wärmemenge, wodurch sich die Massentemperatur reduziert. Gleiches gilt für eine Treibrichtung, bei der das Öl aus dem Sumpf direkt in den Kontakt gefördert wird (Bild 2-19).

$$\vartheta_M = \vartheta_0 + 7400 \cdot \left[\frac{P_{VZP}}{a \cdot b} \right]^{0,72} \cdot \frac{X_S}{1,2 X_{Ca}} \quad (53)$$

mit:

$$0,3 < X_S = 0,35 \cdot \left[\frac{e}{d_{e2}} \right]^{-D} < 3,7 = \text{Schmierungsfaktor} \quad (54)$$

ϑ_M	[°C]	Massentemperatur	X_{Ca}	[-]	Kopfrücknahmefaktor nach DIN 3990 [D390]
ϑ_0	[°C]	Leerlauf-Massentemperatur	X_S	[-]	Schmierungsfaktor
P_{VZP}	[kW]	lastabhängige Verzahnungsverlustleistung	e/d_a	[-]	Eintauchtiefe / Kopfkreisdurchmesser
a	[mm]	Achsabstand	D	[-]	Drehrichtungsfaktor
b	[mm]	Zahnbreite	D = 0,50 bei direktem Öltransport wie in Bild 2-19 D = 0,75 bei indirektem Öltransport		

2.9 Testverfahren zur Bestimmung der Fress-Grenztemperatur

Höhn, Michaelis und Doleschel [HMDo] konnten zeigen, dass sich einfache Verfahren zur Bestimmung der Fressstragfähigkeit von Getriebeölen, die an Kugeln, Scheiben, Rollen, Wälzlageringen und Stiften durchgeführt werden, für die Übertragung auf Zahnräder nicht eignen. Verfahren zur Bestimmung der Fressstragfähigkeit von Industriegetriebeölen, wie der IAE Test [IAET], der Ryder Gear Test [Ryde] oder der weltweit sehr häufig eingesetzte FZG-Test [D513] reichen nicht aus, um hochlegierte Hypoidgetriebeöle differenzierend zu prüfen.

Für die Bestimmung der Fressstragfähigkeit von hochtragfähigen Hypoidgetriebeölen nach API GL 5 [API] wurden zunächst Tests in Hypoidgetrieben entwickelt. Hier ist der CRC L42 Test [API] zu nennen, bei dem die Hinterachse eines Transporters (Spicer Model 44-1 der Firma Dana) mehrere Male auf Vor- und Rückflanke einer Schockbelastung bei hoher Geschwindigkeit ausgesetzt wird und danach die Flanken auf das Auftreten von Fressern hin beurteilt werden. Hauptproblem für die Durchführung des Tests ist die Verfügbarkeit der Versuchsverzahnungen in gleich bleibender Qualität, da die Achse kommerziell nicht mehr gebaut wird. Darüber hinaus ist es bei dem Test schwierig, ein konstantes und reproduzierbares Drehmoment als Schocklast aufzubringen. Die Testmaschine ist groß, aufwändig und teuer und steht damit nur an wenigen Stellen weltweit zur Verfügung.

Langenbeck [Lang] entwickelt an einem Hypoid-Verspannungsprüfstand ein Testverfahren für Öle, das ähnlich dem Standard-Stirnradtest [D513] eine stufenweise Steigerung der Last bis zum Eintritt eines Fressschadens vorsieht.

Eine verschärfte Form dieses Tests mit erweitertem Lastbereich unter Verwendung einer Verzahnung erhöhter Achsversetzung und bei Betrieb auf der Schubflanke wird heute noch eingesetzt. Langenbeck [Lang] zeigt in vergleichenden Versuchen mit Stirnrad- und Hypoidgetrieben auch, dass die Ergebnisse von Stirnrädern gut auf die Verhältnisse von Hypoidgetrieben übertragen werden können.

Seitzinger [Seit] stellt 1972 den FZG L42 Test vor, der an einem Stirnradverspannungsprüfstand mit Achsabstand $a = 140$ mm die amerikanischen Referenzöle RGO 108 und 110 für GL5 Öle differenzieren kann. Das Verfahren wurde von Michaelis [Mich] weiterentwickelt und über 20 Jahre erfolgreich angewendet. In mehreren Forschungsvorhaben der FVA wird in der Folge versucht, eine Methode zur Bestimmung der Fressstragfähigkeit von hochlegierten EP-Ölen zu erarbeiten, die auf dem FZG-Standard-Verspannungsprüfstand mit Achsabstand $a = 91,5$ mm durchgeführt werden kann. Von diesem Prüfstand stehen weltweit bei Forschungsinstituten und in der Industrie etwa 800 Exemplare zur Verfügung. Von Eberspächer und Schlenk [F243-1] und von Graswald [F243-2] wurden die Stufentests A10/16,6R/90 und A10/16,6R/120 bei 90°C und 120°C Ölanfangstemperatur für Schaltgetriebeöle nach API GL4 und die Schocktests S-A10/16,6R/90 und S-A10/16,6R/120 für Hypoidgetriebeöle nach API GL4 und GL5 entwickelt und erprobt.

3**EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNGEN****3.1 Prüfstände****3.1.1 Scheiben-Prüfstände (ZSP / 3SP)**

Der Zwei- bzw. Drei-Scheiben-Prüfstand (ZSP bzw. 3SP) bietet bei vergleichsweise einfachem Aufbau die Möglichkeit, einzelne Kontaktpunkte des Eingriffs einer Verzahnung bei realistischen Belastungsbedingungen (Pressung, Geschwindigkeit, Temperatur) abzubilden. Damit können zum einen die makroskopischen Größen Reibungszahl und mittlere Schmierfilmdicke, zum anderen aber auch durch entsprechende Applikation von Dünnschichtsensoren die mikroskopischen Größen lokale Schmierfilmdicke, Pressung und Blitztemperatur schmierispaltauflösend gemessen werden. Im Rahmen dieser Arbeit wurden an den Scheibenprüfständen Grundlagenuntersuchungen zum Reibungsverhalten verschiedener Oberflächenstrukturen und -beschichtungen (ZSP1) sowie zum Einfluss unterschiedlich orientierter Oberflächengeschwindigkeiten auf Reibungszahl (3SP) und Schmierfilmdicke (ZSP2+ZSP3) durchgeführt.

Der Zwei-Scheiben-Prüfstand ZSP1 (Tabelle 3-1) besteht aus zwei übereinander angeordneten Scheiben, die auf parallelen, unabhängig voneinander angetriebenen Wellen sitzen. Die Scheiben können entweder zylindrisch oder ballig ausgeführt sein, wodurch sich Linien- oder Punktkontakt ergibt. Der Antrieb der Wellen erfolgt über jeweils einen Drehstrommotor mit stufenlos verstellbarem Reibradgetriebe zur Drehzahleinstellung. Die obere Welle sitzt in einem Schlitten, der in vertikaler Richtung durch Federbänder, in horizontaler Richtung nur durch eine Reibkraftmessdose gehalten wird. Die untere Welle ist in einer Schwinde gelagert, die über einen Stellmotor und eine Spindel gegen die obere verspannt werden kann. Die so erzeugte Normalkraft wird von einer Kraftmessdose zwischen Stellmotor und Spindel erfasst. Die Schmierung erfolgt per Einspritzschmierung direkt in den Scheibenkontakt. Die an der Einspritzdüse gemessene Öltemperatur dient der Temperaturregelung in einem externen Durchlauferhitzer.

Durch die Einstellung unterschiedlicher Drehzahlen an unterer und oberer Scheibe wird ein definierter Schlupf erzeugt, der in einer Reibkraft resultiert. Diese wird am Schlitten in horizontaler Richtung gemessen und zusammen mit der Normalkraft und den Drehzahlen von einem Messrechner aufgezeichnet. Die Messung der Reibkraft erfolgte bei quasistationären Bedingungen. Diese waren definitionsgemäß erreicht, wenn sich die gemessene Massentemperatur nicht mehr als $\Delta\vartheta_M = 0,1\text{K/min}$ änderte.

	Einheit	Daten	Aufbau
Achsabstand	mm	80	
Scheibendurchmesser	mm	80	
Scheibengeometrie	-	zylindrisch	
Scheibenbreite	mm	5	
Material	-	16MnCr5 eh	
max. Normalkraft	N	5000	
max. Hertzsche Pressung	N/mm ²	1300	
max. Reibkraft	N	500	
Summengeschwindigkeit	m/s	0 ... 16	
Öl-Einspritztemperatur	°C	40 ... 120	

Tabelle 3-1: Aufbau und technische Daten des Zwei-Scheiben-Prüfstands (ZSP1)

Im Gegensatz zum ZSP1 können am ZSP3 die Achsen gegeneinander verdreht und damit unterschiedlich orientierte Umfangsgeschwindigkeiten realisiert werden, wodurch der Liniennkontakt zweier zylindrischer Scheiben jedoch zum Punktkontakt wird. Am ZSP3 können außerdem höhere Belastungen und Geschwindigkeiten eingestellt werden. Die am ZSP3 durchgeführten Schmierfilmdickenmessungen wurden nach dem z.B. bei Kreil [Kreil] beschriebenen Messprinzip durchgeführt.

Die Schmierfilmdicke entspricht dem Abstand der beiden Scheiben, deren Kontakt als Parallelspace und damit als Kondensator aufgefasst werden kann (Bild 3-1). Die Serienschaltung dieser Kapazität C mit einer Induktivität L ergibt einen Schwingkreis, dessen Eigenfrequenz sich bei Änderung des Plattenabstands, also der Kapazität, ändert. Somit kann durch die Messung der Eigenfrequenz des Schwingkreises und ein geeignetes Modell der Kondensatorgeometrie die Schmierfilmdicke berechnet werden. Zur Isolierung des Schwingkreises vom restlichen Prüfstand muss mindestens eine der beiden Scheiben zur Welle hin elektrisch isoliert werden, was üblicherweise über eine Keramiknabe realisiert wird.

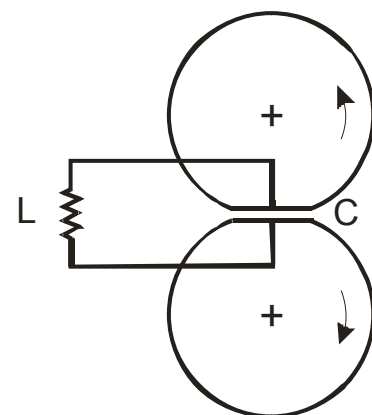


Bild 3-1: Prinzip der Schmierfilmdickenmessung

Der Drei-Scheiben-Prüfstand 3SP (Tabelle 3-2) ist ursprünglich als Modellprüfstand für einen Schneckenkontakt konzipiert (siehe auch [Steil]) und bietet ebenfalls die Möglichkeit, Reibungszahlen bei nicht parallelen Drehachsen und damit unterschiedlich orientierten Umfangsgeschwindigkeiten zu messen. Im Gegensatz zum ZSP werden am 3SP zwei zylindrische Walzen mithilfe eines Hydraulikzylinders an die Stirnseite eines Scheibenrads gepresst, wodurch sich ein Linienkontakt ergibt. Die beiden Walzen und die Scheibe werden jeweils von drehzahlregelbaren Motoren angetrieben, deren Drehzahlen unabhängig voneinander eingestellt werden können. Die beiden Motoren können um die Walzenachse geschwenkt und fixiert werden, womit ein definierter Schräglauf eingestellt werden kann. Die Öleinspritzung erfolgt direkt in die Kontakte der Walzen mit dem Scheibenrad.

	Einheit	Daten	Aufbau
Scheibendurchmesser	mm	400	
Walzendurchmesser	mm	30	
Walzengeometrie	-	zylindrisch	
Walzenbreite	mm	4	
Material Scheibenrad	-	100Cr6	
Material Walzen	-	16MnCr5 eh	
max. Normalkraft	N	10000	
max. Hertzsche Pressung	N/mm ²	800	
Summengeschwindigkeit	m/s	0 ... 4	
Öl-Einspritztemperatur	°C	40 ... 100	

Tabelle 3-2: Aufbau und technische Daten des Drei-Scheiben-Prüfstands (3SP)

Am Scheibenrad wird das aus den Reibkontakten resultierende Reibmoment gemessen. Daraus ergibt sich die Reibkraft in Umfangsrichtung des Scheibenrads, die in Richtung der Gleitgeschwindigkeit umgerechnet werden muss, um auf die tatsächlich wirksame Reibkraft und damit auf die Reibungszahl zu kommen (Bild 3-2). Die Gleitgeschwindigkeit ergibt sich wiederum als vektorielle Differenz der beiden Umfangsgeschwindigkeiten. Auch am 3SP erfolgte die Messung der Reibkraft bei quasistationären Bedingungen, die i.d.R. nach fünf Minuten erreicht waren.

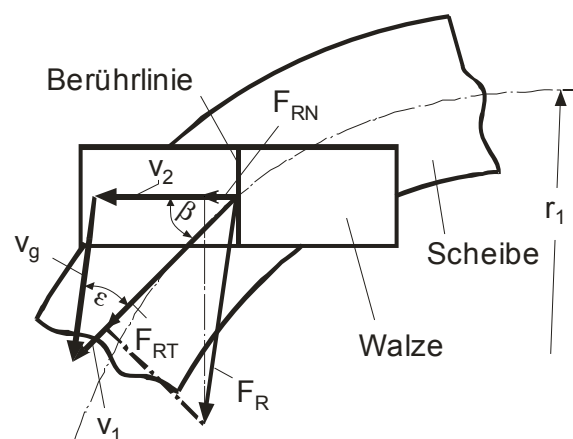


Bild 3-2: Kontaktbedingungen am 3SP

Für die Untersuchungen an den Scheiben-Prüfständen wurden gehärtete und geschliffene Scheiben aus 16MnCr5 verwendet (Ausnahme 3SP: Scheibenrad 100Cr6). Bei den Reibungszahlmessungen wurden dabei neben den Betriebsbedingungen die Rauheit, die Orientierung der Schleifriefen sowie das Finishingverfahren variiert und vergleichend gegenübergestellt. Die Schmierfilmdickenmessungen wurden an polierten, zur Ermittlung des Rauheitseinflusses auch an geschliffenen Scheiben unterschiedlicher Rauheit und Orientierung der Schleifriefen durchgeführt. Bei den Reibungszahlmessungen am Drei-Scheiben-Prüfstand wurden quer zur Geschwindigkeitsrichtung geschliffene Walzen verwendet, das Speichenrad war in Umfangsrichtung geschliffen. Vor den eigentlichen Versuchen wurden alle Scheiben einem definierten Einlauf mit dem Versuchsöl zur Glättung der Oberflächen unterzogen, um eine Veränderung der Rauheitsstruktur im anschließenden Versuch zu vermeiden. Bei den im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Versuchen (ZSP: V1, 3SP: V2) und den ebenfalls ausgewerteten Versuchen (V3) von Mayer [Mayer] wurden dabei unterschiedliche Verfahren angewendet:

	Einheit	V1 (ZSP)	V2 (3SP)	V3 (ZSP)
Öl	-	jeweiliges Versuchsöl		
Hertzsche Pressung	N/mm ²	1300	800	1200
Summengeschwindigkeit	m/s	1	1	1
Schlupf (= v_g / v_Σ)	-	0,10	0,50	0,10
Öl-Einspritztemperatur	°C	angepasst ($\lambda=0,1$)	90	100
Dauer	h	2	2	bis $\vartheta_M = \text{const.}$ (max. 1h)

Tabelle 3-3: Einlaufbedingungen für die Versuche an den Scheibenprüfständen

Sowohl vor als auch nach dem Einlauf sowie nach den Versuchen wurde die Rauheit gemessen und dokumentiert. Die Messung erfolgte dabei immer senkrecht zur Orientierung der Schleifriefen. Eine genaue Auflistung der untersuchten Prüfscheiben samt Rauheiten und Oberflächenfotos findet sich in Anhang B1.

3.1.2 Stirnrad-Verspannungsprüfstände

Die Untersuchungen an Stirnrädern wurden am FZG-Zahnrad-Verspannungsprüfstand durchgeführt. Der in der DIN/ISO 14635 [146] genormte Prüfstand basiert auf dem Prinzip des geschlossenen Leistungskreislaufs, der aus zwei über parallele Wellen verbundenen Stirnradgetrieben (Prüf- und Übertragungsgetriebe) besteht (Tabelle 3-4). Auf der zweigeteilten Ritzelwelle sitzt eine Verspannkupplung, an der durch einen Hebel und definierte Gewichte ein statisches Drehmoment in den Verspannkreis eingebracht werden kann. Dieses entspricht der Belastung der Verzahnungen und resultiert je nach Verzahnungsgeometrie in einer bestimmten Hertzschen Pressung im Zahnkontakt. Der Verspannkreis wird von außen durch einen E-Motor angetrieben, der nur die in den beiden Getrieben entstehende Verlustleistung einspeisen muss.

Für Tragfähigkeitsuntersuchungen ist im Prüfgetriebe eine für die jeweilige Schadensart speziell ausgelegte Prüfverzahnung verbaut, das Übertragungsgetriebe ist entsprechend größer dimensioniert, um einen Ausfall zu vermeiden. Bei den Fresstests erfolgt die Schmierung des Prüfgetriebes per Tauchschmierung mit Ölstand Achsmittle. Während eines Versuchs wird neben der Lastwechselzahl die sich unregelmäßig einstellende Öltemperatur im Prüfgetriebe gemessen und dokumentiert. Das Verspannmoment bzw. die Verdrehung wird über einen an der Radwelle angebrachten Nonius oder messtechnisch mittels Dehnmessstreifen und einer Telemetrie kontrolliert.

	Einheit	Daten	Aufbau
Achsabstand	mm	91,5	
Verzahnung	-	A10 bzw. A20	
max. Verspannmoment	Nm	1000	
Drehzahl Radwelle	min ⁻¹	1450 bzw. 2880	
Umfangsgeschwindigkeit	m/s	8,3 bzw. 16,6	
Schmierung	-	Tauchschmierung	
Start-Öltemperatur	°C	90	
Ölstand	-	Achsmittle	

Tabelle 3-4: Aufbau und technische Daten des FZG-Verspannungsprüfstands für Fresstragfähigkeitsuntersuchungen

Der FZG-Wirkungsgrad-Prüfstand nach FVA 345 [Dole] basiert auf dem Standard-Verspannungsprüfstand und nutzt das Prinzip des Leistungskreislaufs zur Messung der in den Getrieben entstehenden Verlustleistung. Diese wird über eine Drehmoment- und Drehzahlmessung zwischen Motor und Übertragungsgetriebe ermittelt (Tabelle 3-5). Um von diesen gemessenen Gesamtverlusten auf die Verluste eines Getriebes schließen zu können, müssen in beiden Getrieben möglichst identische Bedingungen herrschen: Dies wird realisiert durch identische Verzahnungen und Lagerungen, gleiches Öl bei gleicher Öltemperatur und gleichem Ölstand in beiden Getrieben. Für die Berechnung einer mittleren Reibungszahl aus den lastabhängigen Verlusten ist zusätzlich eine Messung unter Last und eine ohne Belastung bei denselben Drehzahlen und Temperaturen notwendig. Zusätzlich zu Verlustmoment und Drehzahl werden das Verspannmoment sowie die Öltemperaturen in beiden Getrieben gemessen. Darüber hinaus bieten die Wirkungsgradprüfstände die Möglichkeit, die Massentemperaturen im Prüfgetriebe zu messen. Die Versuchsdurchführung erfolgt halbautomatisch über einen Rechner, der Drehzahlen und Öltemperaturen vorgeben kann und gleichzeitig alle Messsignale aufzeichnet. Lediglich das Verspannmoment wird von Hand aufgebracht.

	Einheit	Daten	Aufbau
Achsabstand	mm	91,5	
Verzahnung	-	C-PT	
max. Verspannmoment	Nm	1000	
Drehzahl Radwelle	1/min	0 ... 3500	
Umfangsgeschwindigkeit	m/s	0 ... 20	
Schmierung	-	Tauchs- schmierung	
Öltemperatur	°C	40 ... 120	
Ölstand	-	20 mm unter Achsemitte	

Tabelle 3-5: Aufbau und technische Daten des FZG-Verspannungsprüfstands für Wirkungsgraduntersuchungen

3.1.3 Kegelrad-Verspannungsprüfstände

Die Kegelrad-Verspannungsprüfstände sind ebenfalls nach dem Prinzip des Standard-Verspannungsprüfstands aufgebaut (Tabelle 3-6). Durch den Achswinkel $\Sigma=90^\circ$ im Prüfgetriebe sind jedoch zwei Übertragungsgetriebe notwendig: Das Hypoid-Übertragungsgetriebe, ebenfalls mit $\Sigma=90^\circ$, sowie ein Stirnrad-Übertragungsgetriebe zur Schließung des Verspannkreises. Die Belastung des Prüfgetriebes erfolgt durch Verspannung der Kupplung auf der Übertragungsritzelwelle oder durch einen hydraulischen Verspannmotor. Das so aufgebrachte Drehmoment wird an der mit DMS beklebten Torsionswelle (= Prüfritzelwelle) gemessen. Die Anzahl der Ritzelumdrehungen und damit die Drehzahl werden über einen Näherungsschalter ermittelt. Die Schmierung des Prüfgetriebes kann entweder als Tauch- oder Einspritzschmierung erfolgen. Bei Einspritzschmierung wird das Öl am Boden des Getriebegehäuses abgesaugt und über einen Wärmetauscher wieder in den Kasten direkt in den Zahneingriff gespritzt.

	Einheit	Daten	Aufbau
Achsversetzung	mm	0 ... 44	
Verzahnung	-	G0 ... G44	
max. Verspannmoment	Nm	700	
Drehzahl Prüfritzelwelle	1/min	0 ... 4500	
Schmierung	-	Tauch- oder Einspritzschm.	
Öltemperatur	°C	90	
Ölstand	-	Ritzelachse	

Tabelle 3-6: Aufbau und technische Daten des FZG-Kegelrad-Verspannungsprüfstands für Tragfähigkeitsuntersuchungen

Das Prüfritzel ist mit Kegelrollenlagern in einem Topf gelagert, der zur Tragbildeinstellung über ein Gewinde stufenlos im Gehäuse axial verschoben und fixiert werden kann. Das Tellerrad ist auf einem Flansch montiert, der ebenfalls stufenlos auf der Tellerradwelle positioniert und mit Wellenmuttern befestigt werden kann. Die Tellerradwelle ist über ein Doppelschräggugellager und ein Zylinderrollenlager im Gehäuse spielfrei gelagert. Zusammen mit dem gegossenen Gehäuse ergibt sich so insgesamt eine sehr steife Lagerung der Verzahnung.

3.2 Prüfverzahnungen

3.2.1 Stirnrad-Testverzahnungen

In den FZG-Fresstests wird die standardisierte A-Verzahnung [146], im FZG-Wirkungsgradtest die C-PT-Verzahnung aus dem Grübchentest [F2] verwendet. Die A-Verzahnung weist aufgrund einer großen Profilverschiebung am Ritzel eine sehr hohe Gleitgeschwindigkeit am Ritzelkopf auf, wodurch sie sehr fressempfindlich ist. Die C-Verzahnung hat dagegen eine gleichmäßige Profilverschiebungs- und damit Gleitgeschwindigkeitsverteilung.

	Symbol	Einheit	Typ A10 bzw. A20		Typ C-PT	
			Ritzel	Rad	Ritzel	Rad
Achsabstand	a	mm	91,5		91,5	
Normalmodul	m_n	mm	4,5		4,5	
Zähnezahl	$z_{1,2}$	-	16	24	16	24
Zahnbreite	$b_{1,2}$	mm	10 bzw. 20		14	
Normaleingriffswinkel	α_n	°	20		20	
Schrägungswinkel	β	°	0		0	
Profilverschiebungsfaktor	$x_{1,2}$	-	0,86	-0,50	0,18	0,17
Wälzkreisdurchmesser	$d_{w1,2}$	mm	73,2	109,8	73,2	109,8
Kopfkreisdurchmesser	$d_{a1,2}$	mm	88,77	118,50	82,46	118,36
Gleitfaktor am Kopf	$K_{g1,2}$	-	0,67	0,15	0,44	0,44

Tabelle 3-7: Geometriedaten der FZG-Testverzahnungen

Beide Verzahnungen sind einsatzgehärtet (Typ A: 20MnCr5, Typ C: 16MnCr5). Die A-Verzahnung wird nach dem Härten im Maag-Kreuzschliff-Verfahren, die C-Verzahnung im 0°-Glattschliff-Verfahren geschliffen. Die im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Verzahnungen weisen die in Tabelle 3-8 gezeigten Rauheiten vor und nach dem Einlauf auf (gemessen in Zahnhöhenrichtung als Mittelwert über drei Zähne mit einer Messlänge $l_t = 4,8$ mm und einer Filterwellenlänge $\lambda = 0,8$ mm):

	Symbol	Einheit	Typ A10 bzw. A20		Typ C-PT	
			Ritzel	Rad	Ritzel	Rad
Arithm. Mittenrauhwert Neuzustand	Ra / Rz	μm	0,55 / 3,10	0,40 / 2,50	0,30 / 2,10 0,12 / 0,90*	0,35 / 2,30 0,12 / 0,90*
Arithm. Mittenrauhwert nach dem Einlauf	Ra / Rz	μm	0,46 / 2,70	0,32 / 2,00	0,20 / 1,60 0,12 / 0,90*	0,25 / 1,80 0,12 / 0,90*

*Tabelle 3-8: Flankenrauheiten der FZG-Testverzahnungen (Mittelwerte)
(* trowalisiert)*

3.2.2 Kegelrad- und Hypoid-Prüfverzahnungen

3.2.2.1 Geometriehauptdaten

Die Geometrie der Kegelrad- und Hypoid-Prüfverzahnungen wurde von den Prüfverzahnungen G0, G15 und G31,75 zur Untersuchung der Grübchentragefähigkeit aus dem FVA-Forschungsvorhaben Nr. 411 [Wirt] übernommen. Diese Verzahnungen weisen aufgrund des großen Moduls eine große Zahnhöhe und -dicke auf und sind deshalb zum einen für die lokale Differenzierung von Flankenschäden gut geeignet, zum anderen unkritisch hinsichtlich Zahnfußbruch. Bei der Auslegung der Prüfverzahnungen wurde darauf geachtet, dass sich bei Veränderung der Achsversetzung möglichst wenige andere Geometrie Größen ändern, damit der Einfluss der Achsversetzung isoliert betrachtet werden kann. Aus diesem Grund sind z.B. die Übersetzung, die Summe von Ritzel- und Radschrägungswinkel, der Profilhöhen- und Zahndickenänderungsfaktor, der Nenneingriffswinkel und der äußere Tellerraddurchmesser für alle Verzahnungen gleich. Die Geometrie der Verzahnung A44 weicht von den anderen Prüfverzahnungen ab, da sie als „Standardverzahnung“ aus dem Hypoid-Fresstest [Hypo] schon zur Verfügung stand.

Die Kegelrad- und Hypoid-Prüfverzahnungen wurden aus Rohlingen der Firma BMW gefertigt. Zunächst wurden sie von der Firma Klingelberg im weichen Zustand nach dem Semi-Completing-Verfahren tiefgeschliffen, dann bei der Firma Flender gehärtet und fertig geschliffen. Durch das Fertigungsverfahren Schleifen konnte eine größtmögliche Vergleichbarkeit der Verzahnungen bezüglich Topografie und Flankenrauheit gewährleistet werden. Die Verzahnungen A44 aus dem Hypoid-Fresstest sind ebenfalls aus Rohlingen der Firma BMW aus 16MnCr5 gefertigt, jedoch nach dem Gleason-SB-Verfahren gefräst und nach dem Härten geläppt. Die Tellerräder wurden zusätzlich phosphatiert.

	Symbol	Einheit	Ritzel	Rad	Ritzel	Rad	Ritzel	Rad	Ritzel	Rad
Verzahnung			G0		G15		G31,75		A44	
Achsversatz	a	mm	0		15		31,75		44	
Achsversetzungswinkel	ζ_m	°	0		10,74		21,65		27,44	
Zähnezahl	z	-	9	34	9	34	9	34	12	45
Übersetzung	u	-	3,78						3,75	
Normalmodul	m_{mn}	mm	3,57		3,80		4,03		3,40	
Zahnbreite am Ritzel	b_1	mm	26		27,05		31,13		33,44	
Zahnbreite am Tellerrad	b_2	mm	26						25,4	
effektiver Eingriffswinkel	$\alpha_{eD,C}$	°	20,00						22,1 / 15,9	
Grenzeingriffswinkel	α_{im}	°	0		-1,52		-4,13		-9,22	
Eingriffswinkel – Zug	α_{nD}	°	20		18,5		15,9		12,9	
Eingriffswinkel – Schub	α_{nC}	°	20		21,5		24,1		25,1	
äußerer Teilkegeldurchm.	d_e	mm	45,0	170,0	52,7	170,0	64,3	169,9	76,0	187,3
mittlerer Teilkegeldurchm.	d_m	mm	38,4	144,9	43,8	145,5	51,3	146,7	64,4	163,9
äußere Teilkegellänge	R_e	mm	87,95	87,95	80,43	90,17	76,76	95,17	109,1	101,9
mittlere Teilkegellänge	R_m	mm	74,95	74,95	66,90	77,17	61,19	82,17	92,35	89,15
Teilkegelwinkel	δ	°	14,83	75,17	19,13	70,52	24,76	63,21	20,32	66,93
mittl. Schrägungswinkel	β_m	°	33,00	33,00	38,66	27,31	44,99	21,01	50,66	21,05
gem. Schrägungswinkel	$(\beta_{m1} + \beta_{m2})/2$	°	33						35,85	
Profilverschiebungsfaktor	$x_{hm1,2}$	-	0,45 / -0,45						0,63 / -0,63	
Zahndickenänderungsf.	$x_{sm1,2}$	-	0,05 / -0,05						0,02 / -0,16	
Zahnkopfhöhe	h_{am}	mm	5,18	1,97	5,51	2,09	5,84	2,22	5,54	1,26
Zahnfußhöhe	h_{fm}	mm	2,86	6,08	3,04	6,46	3,22	6,85	2,11	6,39

Tabelle 3-9: Geometriedaten der Kegelfrad- und Hypoid-Prüfverzahnungen

3.2.2.2 Ease-Off-Auslegung

Bei der Ease-Off-Auslegung wurde eine ähnliche Tragbildauslegung für alle Prüfradvarianten G0, G15 und G31,75 angestrebt, d.h. es wurde versucht, einen ähnlichen Ease-Off und damit ein ähnliches lastfreies Tragbild für alle Varianten zu realisieren. Zur Untersuchung des Einflusses der Flankentopografie und damit der lokalen Pressungsverteilung wurden für die Prüfverzahnungen G0 und G31,75 jeweils zwei verschiedene Ease-Off-Auslegungen realisiert: Eine Variante weist praxisübliche Balligkeiten auf, die bei den geplanten Belastungen ein großes Tragbild ergeben (G0gr bzw. G31,75gr), die andere Variante weist größere Balligkeiten und damit kleinere Tragbilder auf (G0kl bzw. G31,75kl). Es wurde jeweils darauf geachtet, dass Zug- und Schubflanke ähnliche Balligkeiten aufweisen. Die verschiedenen Ease-Off-Auslegungen mit den jeweiligen Längs- (LB) und Höhenballigkeiten (HB) (= gemittelte Ease-Off-Balligkeiten aus KIMOS [Kimo] bezogen auf den mittleren Normalmodul m_{mn}) sowie die dazugehörigen lastfreien Tragbilder sind in Bild 3-3 (Zugflanken) und Bild 3-4 (Schubflanken) dargestellt. Ein Vergleich der rechnerischen Lasttragbilder mit den tatsächlichen findet sich im Anhang A3. Die Variante G15 wurde nur in der Variante „großes Tragbild“ (Ease-Off-Auslegung ähnlich zu G0gr und G31,75gr) gefertigt und zu Stichprobenversuchen verwendet.

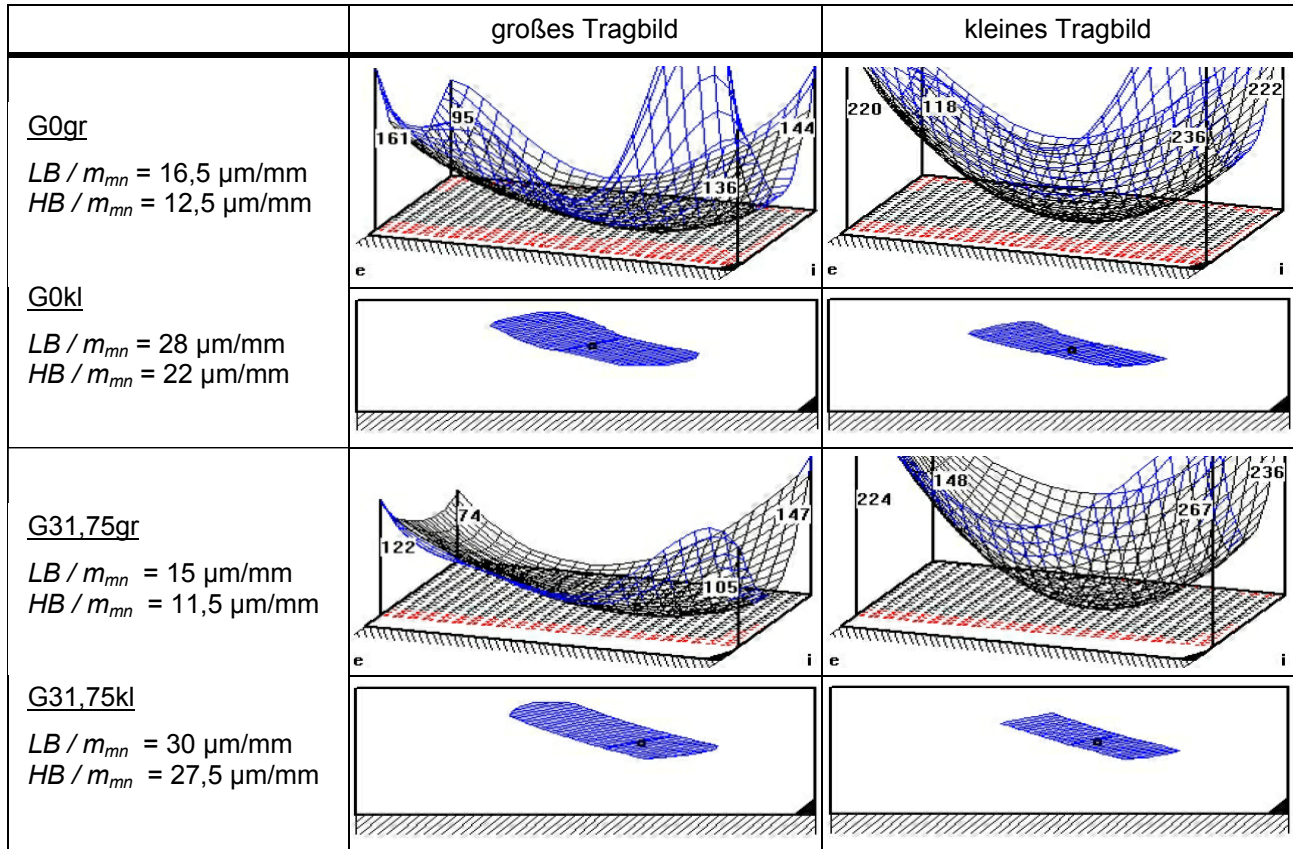


Bild 3-3: Ease-Off-Auslegung und Tragbilder der Prüfverzahnungen (Zugflanke)

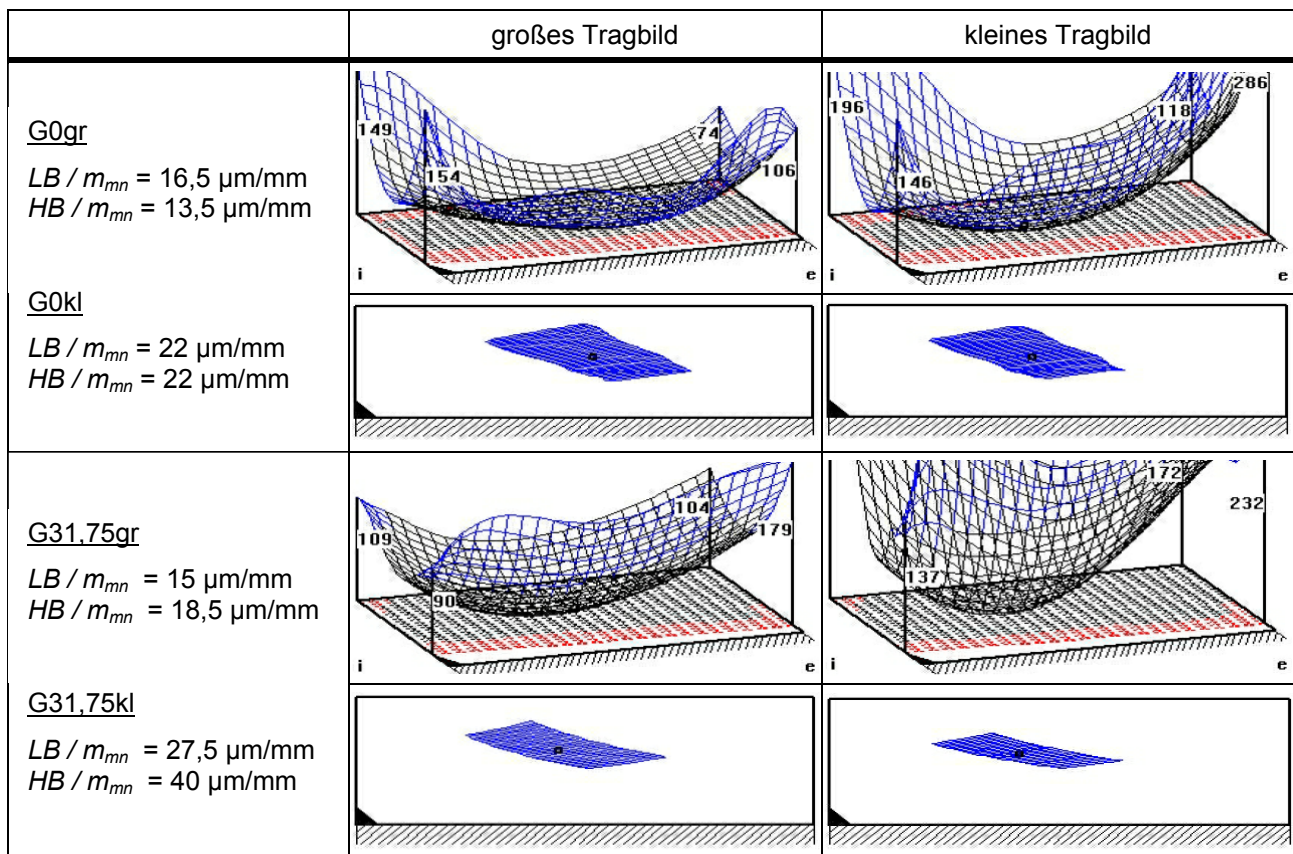


Bild 3-4: Ease-Off-Auslegung und Tragbild der Prüfverzahnungen (Schubflanke)

3.2.3 Werkstoff / Wärmebehandlung / Metallografie

Die Prüfverzahnungen wurden aus geschmiedeten Rohlingen der Firma BMW aus 16MnCr5 gedreht und weich verzahnt. Alle Ritzel und Tellerräder wurden anschließend jeweils in einer gemeinsamen Ofenreise gehärtet, um gleiche Wärmebehandlungsbedingungen zu gewährleisten. Es wurde eine Einsatzhärtungstiefe von $CHD = 0,9 + 0,15$ mm bei einer Oberflächenhärte von $59 + 3$ HRC angestrebt. Alle Verzahnungen wurden nach dem Härten reinigungsgestrahlt und anschließend geschliffen. Zur Bestimmung der für die Fresstragfähigkeit relevanten metallografischen Kennwerte wurden an den Prüfverzahnungen die Gefüge, insbesondere am Rand, sowie die Randhärten untersucht. In Bild 3-5 und Bild 3-6 ist jeweils das Gefüge einer Ritzelflanke der Verzahnungsvarianten G0gr und G31,75gr dargestellt. In der Randschicht liegt jeweils ein feines martensitisches Gefüge mit durchschnittlich 35% (Ritzel) bzw. 25% (Tellerräder) Restaustenit vor. Diese Gefügeausbildung ist typisch für den vorliegenden Werkstoff und die Wärmebehandlung. Die an der Oberfläche gemessenen Härten lagen alle von 680 ... 695 HV (= 58,5 ... 59,1 HRC) und damit im geforderten Bereich. Die Einsatzhärtungstiefe an der Flanke betrug $CHD = 1,1 \dots 1,3$ mm und war damit leicht oberhalb der geforderten CHD. Die Kernhärten lagen im Bereich von 330 bis 350 HV.



Bild 3-5: Randgefüge G0gr

Bild 3-6: Randgefüge G31,75gr

3.2.4 Verzahnungsqualität / Vermessung

3.2.4.1 Teilungsmessung

Die Teilungsqualität wurde anhand der Teilungs-Gesamtabweichung F_p nach DIN 3965 [D396] beurteilt. Dazu wurden alle Prüfverzahnungen auf einer 3D-Messmaschine (Klingenberg P40) vermessen. Bild 3-7 zeigt die Qualitätsbeurteilung der Prüfverzahnungen auf der Zugflanke (links: Ritzel, rechts: Tellerräder). Mit Qualitäten von mindestens 5 wurde die Zeichnungsvorgabe einer Qualität nach DIN 3965 [D396] von mindestens 6 für alle Verzahnungen bis auf einige Ritzel erfüllt.

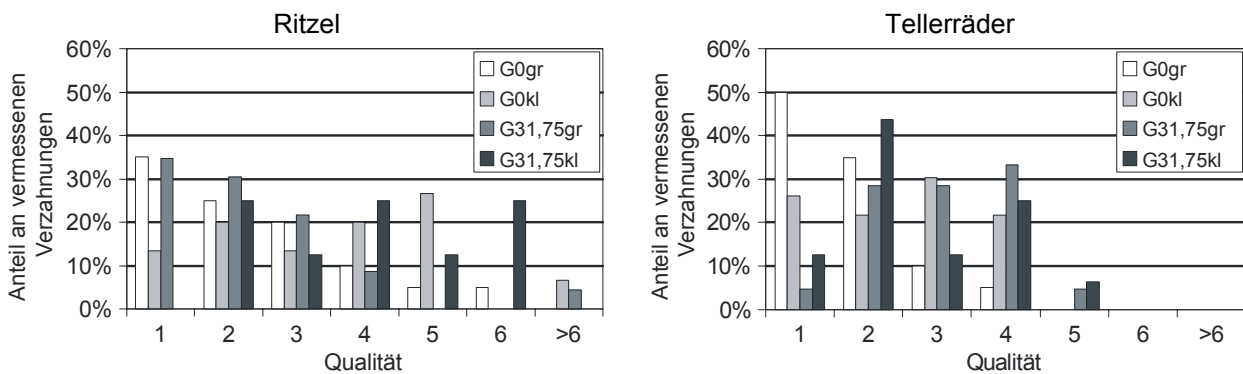


Bild 3-7: Verzahnungsqualität nach DIN 3965 für die Prüfverzahnungen (Zugflanke), beurteilt anhand der Teilungs-Gesamtabweichung F_p

In Bild 3-8 sind die Qualitätseinstufungen für die Prüfverzahnungen auf der Schubflanke dargestellt (links: Ritzel, rechts: Tellerräder). Auch hier wurde mit Qualitäten von mindestens 5 die Zeichnungsvorgabe einer Qualität nach DIN 3965 [D396] von mindestens 6 für alle Verzahnungen bis auf einige Ritzel erfüllt.

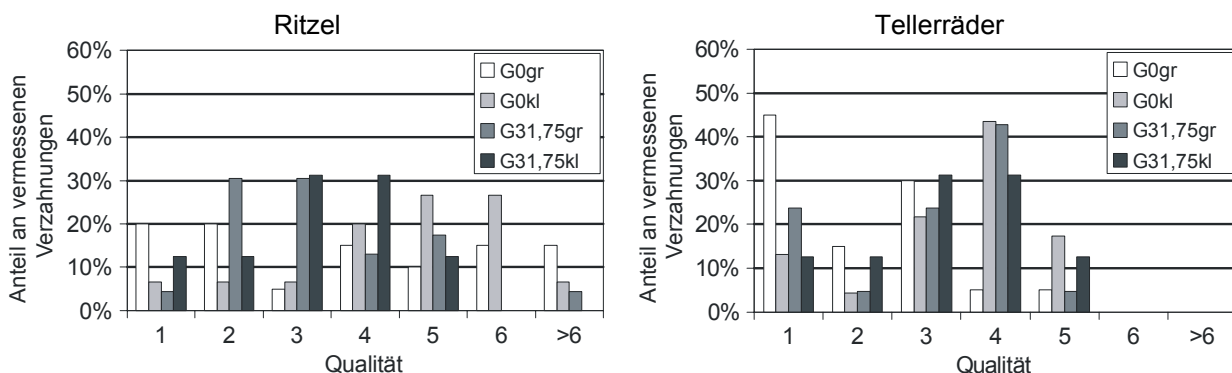


Bild 3-8: Verzahnungsqualität nach DIN 3965 für die Prüfverzahnungen (Schubflanke), beurteilt anhand der Teilungs-Gesamtabweichung F_p

3.2.4.2 Flankenformmessung

Die Flankenform der Prüfverzahnungen wurde ebenfalls an der 3D-Messmaschine (Klingenberg P40) gegenüber den Solldaten vermessen. Es wurde ein Messgitter mit einer Auflösung von 25 x 25 Gitterpunkten gewählt, womit repräsentative Aussagen zur Herstellungsqualität möglich sind. Bild 3-9 zeigt beispielhaft für die G0gr- und G31,75gr-Variante die Ergebnisse der Vermessung zweier Radsätze. Die Abweichungen an der Zug- und Schubflanke von Ritzel und Rad gegenüber den Solldaten liegen jeweils im einstelligen Mikrometerbereich und sind damit sehr gering. Darüber hinaus sind die Flankenformabweichungen sowohl qualitativ als auch quantitativ für alle Prüfverzahnungen gleichwertig, was die gute Reproduzierbarkeit zeigt, die beim Schleifen der Prüfverzahnungen erreicht wurde. Die aus den unterschiedlichen Flankenformen resultierenden Versuchsstreuungen ließen sich damit sehr klein halten, da bei gleichem Einbaumaß in den Prüfläufen ein nahezu identisches Tragbild realisiert werden konnte. Auch die Nachrechnungen von Versuchsergebnissen mit BECAL [*Beca*] unter Vorgabe der für den Schleifprozess verwendeten Maschineneinstellenden lieferten so durchwegs belastbare Ergebnisse.

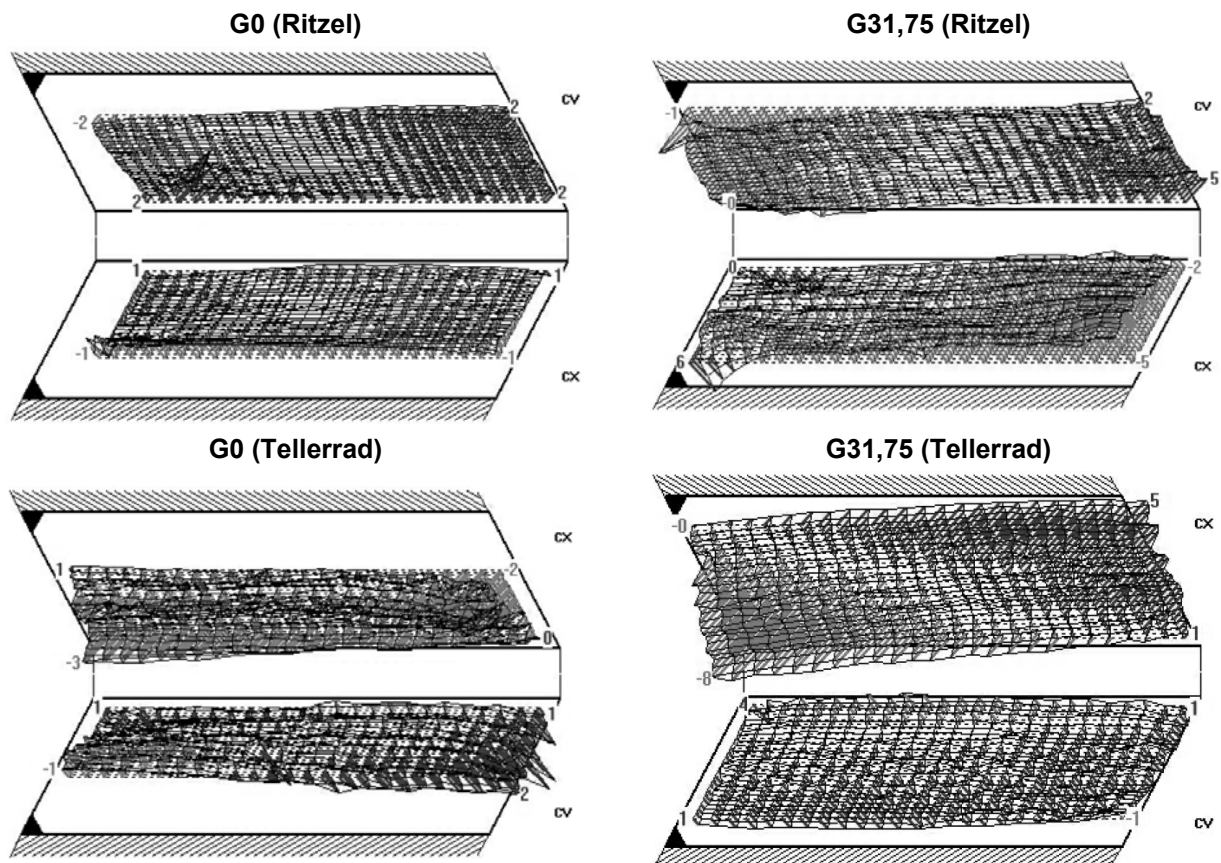
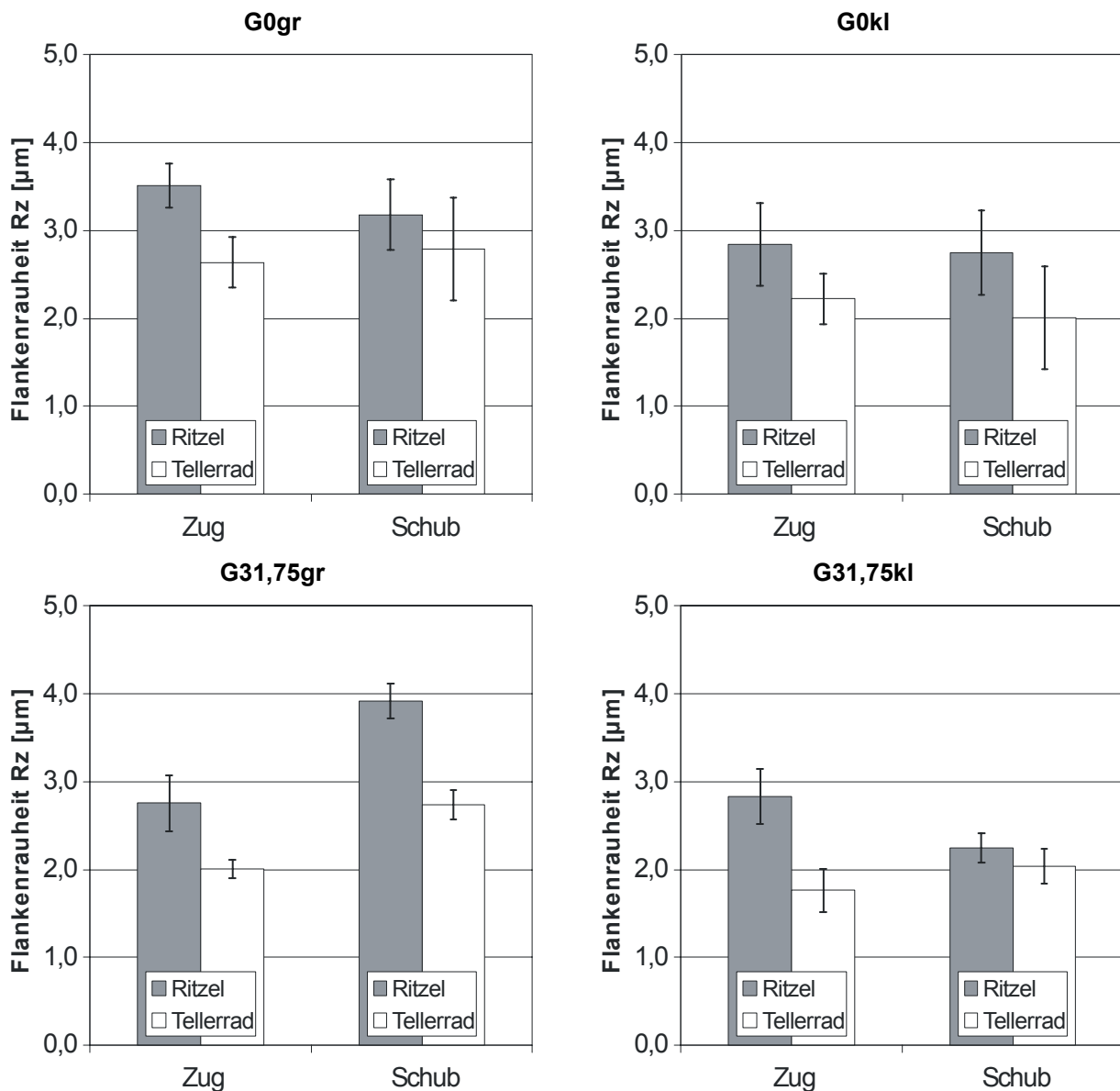


Bild 3-9: 3D-Flankenformvermessung G0gr (links) und G31,75gr (rechts)
(cv = konkave Flanke, cx = konvexe Flanke)

3.2.4.3 Rauheitsmessung

Die Flankenrauheit aller Prüfverzahnungen wurde an einer Hommel T800 Rauheitsmessmaschine gemessen. Die Messstrecke betrug immer $l_t = 4,8$ mm, die Filterwellenlänge $\lambda = 0,8$ mm. Es wurden jeweils drei Zähne über den Umfang verteilt jeweils in Zahnmitte, näherungsweise senkrecht zum Teilkegel gemessen. In Bild 3-10 sind die Ergebnisse der Messungen (Mittelwerte und Standardabweichungen) zusammengefasst:



	Symbol	Einheit	Ritzel		Tellerrad	
			Zugflanke	Schubflanke	Zugflanke	Schubflanke
G0gr	Ra / Rz	µm	0,45 / 3,50	0,35 / 3,20	0,25 / 2,60	0,25 / 2,80
G0kl	Ra / Rz	µm	0,40 / 2,80	0,30 / 2,20	0,40 / 2,70	0,24 / 2,00
G31,75gr	Ra / Rz	µm	0,36 / 2,85	0,60 / 3,90	0,26 / 2,00	0,37 / 2,70
G31,75kl	Ra / Rz	µm	0,40 / 2,80	0,45 / 2,25	0,40 / 1,80	0,28 / 2,00

Bild 3-10: Ergebnisse der Rauheitsmessungen (Mittelwerte mit Standardabweichung)

3.3 Versuchsschmierstoffe

Für die Versuche mit den Prüfverzahnungen wurde der Schmierstoff FVA3 (Mineralöl der Viskositätsklasse ISO-VG-100) mit Anglamol 99 in verschiedenen Additivkonzentrationen eingesetzt. Um zu untersuchen, mit welcher Additivierung das gewählte Grundöl versehen werden muss, um Fressschäden zu erzielen, wurde in Vorversuchen die Additivkonzentration stufenweise von 4% auf 0% Anglamol 99 reduziert. Die Voruntersuchungen haben gezeigt, dass die Hypoidvarianten G31,75gr und G31,75kl bei einer 1%igen A99-Additivierung, die Kegelradvarianten G0gr und G0kl dagegen erst bei 0% A99, also bei unadditiviertem Grundöl, ausfielen. Für einen definierten Einlauf zum Glätten der Flanken vor dem eigentlichen Versuch wurde für alle Prüfverzahnungsvarianten das Grundöl mit 4% A99 verwendet.

	Einheit	FVA3(rein)	FVA3+1%A	FVA3+4%A
Schmierstoffbasis	-	Mineralöl	Mineralöl	Mineralöl
ISO-VG	-	100		
kinematische Viskosität 40°C	mm ² /s	95,0		
kinematische Viskosität 100°C	mm ² /s	10,7		
Dichte bei 15°C	kg/dm ³	0,885		
Additivierung	-	ohne	1% Anglamol 99	4% Anglamol 99

Tabelle 3-10: Daten der verwendeten Versuchsschmierstoffe

Zum Vergleich der verschiedenen Testverfahren zur Bestimmung der Fresstragfähigkeit eines Schmierstoffs wurden zusätzlich drei Praxisschmierstoffe untersucht. Diese sollten sowohl unterschiedliche Grundölformulierungen als auch unterschiedliche Fresstragfähigkeiten nach API GL [API] aufweisen, um die Testverfahren differenzieren zu können. Des Weiteren wurden Reibungszahlmessungen im ZSP mit einem synthetischen Achsgetriebeöl durchgeführt.

	Einheit	Shell Spirax MB90	Fuchs Titan EG5080	SAF-XO150	SAF-XO100
Schmierstoffbasis	-	Mineralöl	Mineralöl	Polyalphaolefin	Polyalphaolefin
ISO-VG	-	150	100	150	100
API GL	-	5	4	5	5
kinematische Viskosität 40°C	mm ² /s	184,0	96,0	182,8	103
kinematische Viskosität 100°C	mm ² /s	16,9	14,6	25,1	15,6
Dichte bei 15°C	kg/dm ³	0,909	0,848	0,863	0,858
Additivierung	-	S/P	N.N.	Anglamol 99	N.N.

Tabelle 3-11: Daten der verwendeten Praxisschmierstoffe

3.4 Prüfverfahren und Versuchsdurchführung

3.4.1 Stirnrad-Fresstests nach DIN/ISO und FVA 243

Der Standard-Fresstest A/8,3/90 [146] wird mit der standardisierten Testverzahnung A20 als Stufentest durchgeführt. Das Lastmoment wird dabei in definierten Stufen (siehe Tabelle 3-12) erhöht, bis ein Fressschaden auftritt. Jede Belastungsstufe wird 15 Minuten gefahren. Im Prüfgetriebe treibt das Ritzel das Rad, wobei die Raddrehzahl 1450 min^{-1} beträgt, was einer Umfangsgeschwindigkeit von $v_t = 8,3 \text{ m/s}$ entspricht. Das Prüfgetriebe wird durch Tauchschmierung mit Ölstand Achsmittle geschmiert. Eine Heizung im Getriebekasten erhitzt das Öl auf 90°C Ausgangstemperatur. Nach Beginn des Versuchs wird die Öltemperatur nicht mehr geregelt. Sie stellt sich demnach frei auf einen von der erzeugten Verlustleistung und den Wärmeabfuhrbedingungen abhängigen Wert ein, der dokumentiert wird. Im Gegensatz zu anderen standardisierten Zahnradtests gibt es beim Fresstest keinen definierten Einlauf (= Glättung) der Flanken. Umfangreiche Rauheitsmessungen von Michaelis [Mich] haben gezeigt, dass sich die Flankenrauheit nach den ersten 6 bis 7 Kraftstufen nicht mehr nennenswert ändert, weshalb nach diesen Stufen von ausreichend geglätteten Flanken ausgegangen werden kann. Im Umkehrschluss bedeutet das, dass ein Fressschaden in diesen Stufen ein irreguläres Ergebnis darstellt. Das Ergebnis des Stufentests ist die Schadenskraftstufe des Schmierstoffs. Die Wiederholbarkeit liegt bei einer Kraftstufe.

Der Standard-Fresstest ist geeignet, un- und niedrig legierte Öle zu differenzieren. Für höher und höchst additivierte Öle wurden im Rahmen des Forschungsvorhabens FVA 243 [F243-1, F243-2] die verschärften Varianten A10/16,6R/90 und S-A10/16,6R/90 eingeführt. Sie weisen im Vergleich zum Standard-Fresstest A/8,3/90 folgende Unterschiede auf: Zum einen ist die Ritzelzahnbreite auf $b_1 = 10 \text{ mm}$ halbiert, wodurch die Pressung um den Faktor 1,4 erhöht wird. Zum anderen werden die Raddrehzahl auf $n_1 = 2880 \text{ min}^{-1}$ (Umfangsgeschwindigkeit $v_t = 16,6 \text{ m/s}$) verdoppelt und die Treibrichtung umgedreht („Rad treibt Ritzel“). Die Zahl der Lastwechsel bleibt gleich, wodurch sich eine Halbierung der Laufzeit je Kraftstufe ergibt. Der Test A10/16,6R/90 wird ebenfalls als Stufentest durchgeführt, der Test S-A10/16,6R/90 dagegen als Sprungtest. In diesem Fall wird sofort die erwartete Schadenskraftstufe gefahren. Dadurch entfällt der sich im Stufentest in den ersten Kraftstufen einstellende Einlauf- bzw. Glättungseffekt, was eine weitere Verschärfung der Testbedingungen darstellt. Im Falle eines Fressschadens werden die Last um eine Stufe reduziert und der Test wiederholt. Tritt dagegen kein Schaden auf, wird der Test noch einmal mit erhöhter Kraftstufe durchgeführt.

Ein GL4-Öl (z.B. Mineralöl ISO-VG-100 mit 4% Anglamol99) fällt im Stufentest A10/16,6R/90 [F243-1, F243-2] typischerweise in einer Kraftstufe größer 10 ($T_{1T} > 372,6 \text{ Nm}$) aus, im Sprungtest S-A10/16,6R/90 bei einer Kraftstufe höher als 8 ($T_{1T} > 239,3 \text{ Nm}$). Als GL5 (z.B. Mineralöl ISO-VG-100 mit 6,5% Anglamol99) wird ein Schmierstoff bezeichnet, der den Sprungtest in der 9. Kraftstufe ($T_{1T} = 302,0 \text{ Nm}$) ohne Fresser durchläuft und erst in der 10. oder einer höheren Kraftstufe ($T_{1T} > 372,6 \text{ Nm}$) ausfällt.

Kraftstufe	Ritzeldrehmoment	Hertzsche Pressung im Wälzpunkt A20	Hertzsche Pressung im Wälzpunkt A10
Nr.	[Nm]	[N/mm ²]	[N/mm ²]
KS1	3,3	146	206
KS2	13,7	295	417
KS3	35,3	474	670
KS4	60,8	621	878
KS5	94,1	773	1093
KS6	135,5	929	1311
KS7	183,4	1080	1527
KS8	239,3	1223	1742
KS9	302,0	1386	1960
KS10	372,6	1539	2175
KS11	450,1	1691	2391
KS12	534,5	1841	2604

Tabelle 3-12: Kraftstufen der FZG-Fresstests nach DIN/ISO 14635 [I146]

3.4.2 Wirkungsgradtest nach FVA 354

Der FZG-Wirkungsgradtest wurde im Rahmen des FVA-Vorhabens Nr. 345 [Dole] entwickelt. Er dient zur Beurteilung der Eigenschaften eines Schmierstoffs in Bezug auf Reibung. Außerdem werden aus den im Wirkungsgradtest gemessenen Reibungszahlen die Koeffizienten für die Reibungszahlgleichung nach Doleschel [Dole] abgeleitet. Das standardisierte Testprogramm für ein Kandidatenöl

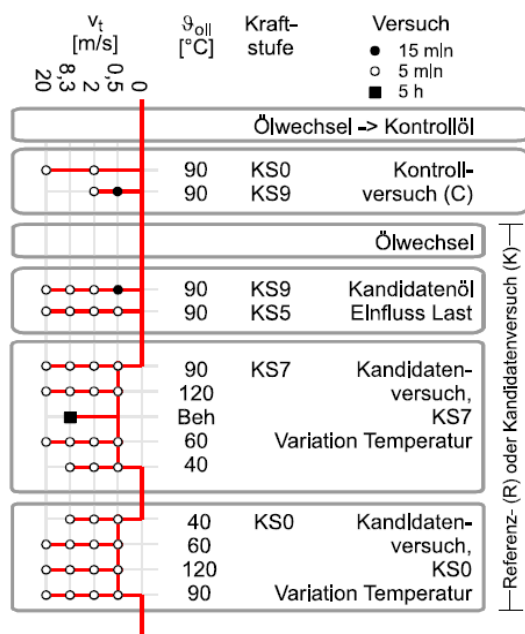


Bild 3-11: Versuchsprogramm des FZG-Wirkungsgradtests nach FVA 354 [Dole]

(Bild 3-11) umfasst die Variation der Einflussgrößen Last ($T_1 = 0 \dots 302 \text{ Nm}$), Geschwindigkeit ($v_t = 0,5 \dots 20 \text{ m/s}$) und Temperatur ($\vartheta_{oil} = 40 \dots 120^\circ\text{C}$). Die gemessenen Verlustmomente des Kandidatenöls werden mit denen eines Referenzöls (FVA3A) verglichen und so Verlustfaktoren für Leerlauf (X_{L0}), EHD- (X_{LL}) und Grenzreibung (X_{LG}) ausgegeben. Zwischen den Kandidaten- und/oder Referenzversuchen wird jeweils ein kurzer Kontrollversuch mit einem unadditivierten Kontrollöl (FVA3) zur Überprüfung des Zustands des Prüfstands und der Reinigung der Flanken von Additivresten durchgeführt. Im Rahmen dieser Arbeit wurde der Wirkungsgradtest zur Beurteilung der Reibungseigenschaften der verwendeten Schmierstoffe sowie zur Verifikation des neuen Reibungszahlansatzes herangezogen.

3.4.3 FZG-Hypoid-Fresstest A mod

Der FZG-Hypoid-Fresstest wurde von Langenbeck [Lang] entwickelt und von Richter [Rich] modifiziert. Der Test wird mit der geläpften und phosphatierten Testverzahnung A44 als Stufentest mit definierten Laststufen (Tabelle 3-13) durchgeführt. Die Stufen werden jeweils 10 Minuten gefahren und erhöht, bis ein Fressschaden auftritt. Die Ritzeldrehzahl beträgt 4500 min^{-1} , was einer Umfangsgeschwindigkeit am Ritzel von $v_{mt1} = 15,2 \text{ m/s}$ entspricht. Im Prüfgetriebe treibt das Tellerrad das Ritzel auf der Schubflanke, was den kritischsten Antriebsfall darstellt. Die Schmierung des Prüfgetriebes erfolgt durch Tauchschmierung. Der Ölstand wird dabei auf 10 mm unterhalb der Tellerradachse eingestellt. Eine Heizung im Getriebekasten erhitzt das Öl auf 80°C Ausgangstemperatur. Nach Beginn des Versuchs wird die Öltemperatur nicht mehr geregelt, sie stellt sich demnach frei auf einen von der erzeugten Verlustleistung und den Wärmeabfuhrbedingungen abhängigen Wert ein, der dokumentiert wird. Auch beim Hypoid-Fresstest gibt es keinen definierten Einlauf (= Glättung) der Flanken. Rauheitsmessungen im Rahmen dieser Arbeit haben gezeigt, dass sich die Flankenrauheit der Prüfverzahnungen ebenfalls nach den ersten 6 bis 7 Kraftstufen nicht mehr nennenswert ändert, weshalb nach diesen Stufen wie beim Stirnrad-Fresstest von ausreichend geglätteten Flanken ausgegangen werden kann.

Laststufe	Ritzeldrehmoment T_{1TH}	Hertzische Pressung σ_H im Auslegungspunkt ⁾
Nr.	[Nm]	[N/mm ²]
LS1	59	571
LS2	90	705
LS3	129	845
LS4	175	984
LS5	227	1120
LS6	285	1255
LS7	351	1393
LS8	424	1531
LS9	502	1666
LS10	589	1805
LS11	682	1942

Tabelle 3-13: Laststufen des FZG-Hypoid-Fresstests nach Richter [Rich]

⁾ berechnet nach FVA 411 [Wirt] mit relativer Tragbildbreite $b_{eH} / b_2 = 85\%$

Das Ergebnis des Stufentests ist die Schadenslaststufe des Schmierstoffs. Die Wiederholbarkeit liegt bei einer Laststufe. Der Hypoid-Öltest A mod klassifiziert einen Schmierstoff als GL5-Öl (z.B. Mineralöl ISO-VG-100 mit 6,5% Anglamol99), wenn dieser den Test einschließlich der 11. Laststufe schadensfrei durchläuft ($T_{1TH} > 682 \text{ Nm}$). Die genaue Schadenslaststufe für einen GL4-Schmierstoff (z.B. Mineralöl ISO-VG-100 mit 4% Anglamol99) ist nicht definiert, es ist jedoch auf jeden Fall mit einem Schaden während des Versuchslaufs zu rechnen.

3.4.4 Testverfahren für die Kegelrad- und Hypoid-Prüfverzahnungen

Betriebs- und Schmierungsbedingungen

Die Untersuchungen zur Fresstragfähigkeit der Kegelrad- und Hypoid-Prüfverzahnungen wurden an den Kegelrad-Verspannungsprüfständen analog dem Verfahren des Hypoid-Fresstests A mod durchgeführt. Im Gegensatz zum Standard-Testverfahren wurde die Starttemperatur wie bei den Stirnrad-Fresstests auf 90°C festgelegt. Kurz nach dem Start des Versuchs stellte sich jedoch meist eine niedrigere Öltemperatur im Bereich 80 ... 85°C ein, da sich das Öl durch die Verteilung im Gehäuse abkühlt. Der Ölstand im Prüfgetriebe wurde auf Höhe Ritzelachse eingestellt. Damit sollten ähnliche Schmierungs- und Kühlbedingungen bei den Verzahnungen unterschiedlicher Achsversetzung realisiert werden.

Tragbildeinstellung

Die Einstellung des Tragbilds vor den Versuchen erfolgte über die Positionierung des Ritzels anhand des Einbaumaßes und der anschließenden Positionierung des Tellerrads anhand des Soll-Flankenspiels.

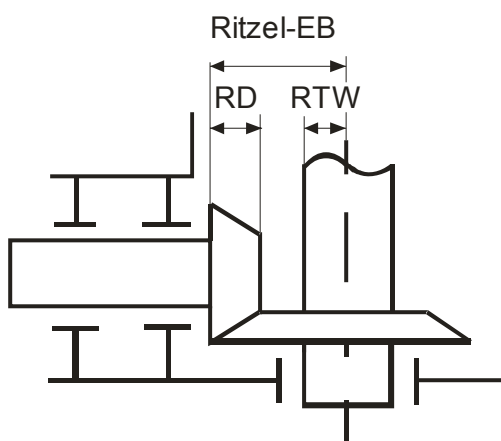


Bild 3-12: Einstellung des Ritzel-Einbaumaßes

Zum Einbau des Ritzels wurden die Ritzelkopfdicke RD und der Radius der Tellerradwelle RTW vom theoretischen Soll-Einbaumaß EB abgezogen und das Ritzel mit Endmaßen auf dieses Rest-Einbaumaß EM positioniert. Um gleiche Ritzelkopfdicken bei allen Prüfritzeln einer Prüfverzahnungsvariante zu erhalten, wurden die Stirnseiten der Ritzel plangeschliffen. Das Tellerrad wurde dann auf Soll-Flankenspiel eingebaut, wobei das Flankenspiel am Außendurchmesser des Tellerrads senkrecht zur Flanke gemessen wurde. Anschließend wurde das mittels Tragbildpaste erzeugte Tragbild mit dem rechnerischen Tragbild verglichen und evtl. nachjustiert. Das endgültige Tragbild wurde fotografisch dokumentiert, die Tragbildpaste anschließend wieder entfernt.

Einlauf

Da Vorversuche zeigten, dass je nach Tragbildlage auch Ausfälle bei Laststufen $LS < 7$ (Glättung noch nicht abgeschlossen) auftreten können, wurde vor jedem Versuch ein definierter Einlauf durchgeführt. Dieser sollte sicherstellen, dass alle Verzahnungen einen vergleichbaren Flankenzustand beim anschließenden eigentlichen Test aufweisen. Der Einlauf erfolgte anhand der ersten sechs Laststufen des Fresstests, die mit einem höher tragfähigen Öl (FVA3+4%A99) gefahren wurden. Das Öl wurde nach LS3 gewechselt, um Verschleißpartikel aus dem Getriebe zu entfernen. Nach dem Einlauf wurden das Einlauföl aus dem Getriebe entfernt und der Test mit dem eigentlichen Versuchsöl begonnen.

Test

Nach dem Einlauf begann der eigentliche Test wieder bei LS1. Zunächst erfolgte die Verspannung des Prüfstands auf das Nennmoment der nächsten Laststufe. Danach wurde das Öl im Prüfgetriebe auf 90°C Starttemperatur aufgeheizt. Nach Einschalten des Motors stellte sich gewöhnlich eine niedrigere Öltemperatur ein, da sich das Öl im gesamten Gehäuse verteilt und leicht abkühlt. Diese sich einstellende Temperatur wurde zusammen mit der Endtemperatur und dem tatsächlichen Verspannmoment dokumentiert. Die Prüfverzahnung wurde nach jeder Stufe visuell auf einen Schaden hin untersucht. Gleichzeitig wurde die Entwicklung der Oberfläche fotografisch dokumentiert. Zu Beginn der Versuchsreihe wurden zusätzlich die Entwicklung der Flankenrauheit sowie des Tellerradgewichts stichprobenartig dokumentiert. Aufgrund der geringen Veränderungen der Rauheit sowie der niedrigen Verschleißraten wurde nach einigen Versuchen darauf verzichtet.

4

VERSUCHSERGEBNISSE UND -AUSWERTUNG

4.1 Grundlagenuntersuchungen zur lokalen Reibungszahl im Verzahnungskontakt

4.1.1 Überblick über die Untersuchungen zur lokalen Reibungszahl

Für die Berechnung einer lokalen Fresssicherheit bzw. der dafür benötigten lokalen Kontakttemperatur ist neben den lokal auftretenden Beanspruchungen und Geschwindigkeitsverhältnissen die Reibungszahl die wesentliche Größe. Die Betrachtung der aktuellen Ansätze zur Bestimmung der Reibungszahl in geschmierten Wälzkontakten hat gezeigt, dass bislang kein praktisch anwendbarer, lokaler Berechnungsansatz existiert. Untersuchungen von Doleschel [*Dole*] und Wimmer [*Wimm*] haben darüber hinaus gezeigt, dass an Modellprüfständen (z.B. Zwei-Scheiben-Prüfstände) ermittelte Reibungszahlansätze nicht direkt auf Zahnradkontakte übertragen werden können. Dies wird hauptsächlich mit den unterschiedlichen Eingriffs- und dadurch unterschiedlichen Schmierungsbedingungen erklärt. Insbesondere Wimmer [*Wimm*] konnte zeigen, dass der diskontinuierliche Kontakt bei Zahnrädern den Schmierfilmaufbau behindert, was die vergleichsweise höheren mittleren Reibungszahlen bei Zahnrädern erklären kann.

Aufgrund des fehlenden lokalen Reibungszahlansatzes und der verschiedenen ungeklärten Phänomene sollte auf Basis einiger Grundlagenuntersuchungen zur lokalen Schmierfilmdicke und Reibungszahl ein neuer Berechnungsansatz entwickelt werden:

- Am Zwei-Scheiben-Prüfstand (ZSP) wurden zunächst Reibungszahlmessungen mit einem synthetischen Achsgetriebeöl (SAF-XO100) durchgeführt, bei denen neben den Betriebsbedingungen auch die Rauheit sowie deren Orientierung variiert wurden. Diese Messungen wurden verglichen mit Reibungszahlmessungen von Mayer [*Maye*], die mit dem mineralölbasierten FVA3A durchgeführt wurden und bei denen ebenfalls die Rauheit und deren Orientierung variiert wurden. Somit konnte der Einfluss der Rauheitsstruktur sowie des Schmierstoffs untersucht und über Regressionsrechnungen quantifiziert werden.

- Am Drei-Scheiben-Prüfstand (3SP) wurden Reibungszahlmessungen mit dem mineralölbasierten FVA3A durchgeführt. Dabei sollte der Einfluss einer Schrägstellung der Berührlinie zur Geschwindigkeitsrichtung sowie der Einfluss höherer Schlupfwerte untersucht werden, wie sie an Hypoidverzahnungen auftreten.
- Aufgrund der Tatsache, dass die Reibungszahl u.a. von den Schmierungsbedingungen abhängt, wurde auch die Schmierfilmdicke im Scheibenkontakt untersucht. Dabei wurde auf Schmierfilmdickenmessungen von Kreil [*Kreil*] an quer und längs geschliffenen Scheiben unterschiedlicher Rauheit zurückgegriffen, um den Einfluss der Rauheitsstruktur sowie deren Orientierung zu quantifizieren. Der aus den Messungen von Kreil [*Kreil*] ermittelte Zusammenhang wurde anhand von Schmierfilmdickenmessungen von Mayer [*Maye*] verifiziert. Gleichzeitig wurden von Weigl [*Weigl*] Schmierfilmdickenmessungen am ZSP bei gekreuzten Achsen, also unterschiedlich orientierten Umfangsgeschwindigkeiten durchgeführt, die ebenfalls in die Gesamtbetrachtung einbezogen wurden.
- Ergänzend zu den Schmierfilmdickenmessungen im ZSP wurden auch im Zahnrad-Verspannungsprüfstand qualitative Schmierfilmdickenmessungen durchgeführt und somit die lokalen Schmierungsbedingungen im Zahnkontakt erfasst.
- Mit den am ZSP und 3SP gewonnenen Erkenntnissen zur lokalen Reibungszahl sowie der am ZSP gemessenen Schmierfilmdicke wurde ein Ansatz zur Berechnung der Reibungszahl im Scheibenkontakt entwickelt. Dieser wurde anschließend unter Berücksichtigung der im Zahnkontakt vorherrschenden Schmierungsbedingungen auf Stirnrad-, Kegelrad- und Hypoidverzahnungen übertragen.

4.1.2 Definitionen

Die wesentlichen Einflussgrößen der Reibungszahl in geschmierten Kontakten sind:

- Hertzsche Pressung
- Summengeschwindigkeit
- Schlupf
- Schmierstoff (Viskosität, Grundöltyp und Additivierung)
- Schmierungsbedingungen (Schmierfilmdicke und Oberflächenrauheit)

Die Hertzsche Pressung p_H berechnet sich z.B. nach Niemann/Winter/Höhn [*NWH*] in Abhängigkeit von Geometrie und -werkstoff sowie der Normalkraft, die im Versuch entweder direkt gemessenen (ZSP, 3SP) oder aus dem gemessenen übertragenen Drehmoment ermittelt wird (ZVP):

$$p_H = \sqrt{\frac{F_N}{D_I \cdot l_{eff}} \cdot \frac{E'}{\pi}} = \sqrt{\frac{F_N}{2\rho_{ers} \cdot l_{eff}} \cdot \frac{E'}{\pi}} \quad (55)$$

p_H	[N/mm ²]	Hertzsche Pressung	ρ_{ers}	[mm]	Ersatzkrümmungsradius
F_N	[N]	Normalkraft	l_{eff}	[mm]	Kontaktbreite (= Zahn- / Scheibenbreite)
D_I	[mm]	Ersatzkrümmungsdurchmesser	E'	[N/mm ²]	Ersatz-E-Modul

Die Summengeschwindigkeit v_Σ ist nach Niemann/Winter [NW2] definiert als Summe der Oberflächengeschwindigkeiten $w_{t1,2}$ zweier Oberflächen, die Gleitgeschwindigkeit v_g als deren Differenz. Bei Scheiben mit parallelen Achsen (ZSP) entspricht dies der skalaren Summe bzw. Differenz der beiden Oberflächengeschwindigkeiten $w_{t1,2}$. Für unterschiedlich orientierte Oberflächengeschwindigkeiten, wie sie am 3SP sowie bei Schnecken- und Hypoidverzahnungen auftreten, ergeben sich die beiden Geschwindigkeiten aus dem Betrag der vektoriellen Addition bzw. Subtraktion der Oberflächengeschwindigkeiten.

ZSP: $v_\Sigma = |\vec{w}_{t1}| + |\vec{w}_{t2}|$ (56)

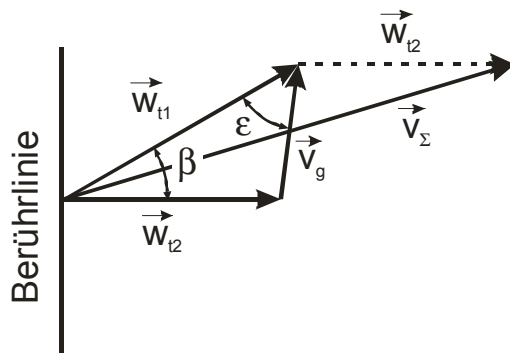
$v_g = |\vec{w}_{t1}| - |\vec{w}_{t2}|$ (57)

3SP: $v_\Sigma = |\vec{v}_\Sigma| = |\vec{w}_{t1} + \vec{w}_{t2}| = \sqrt{|\vec{v}_{\Sigma vert}|^2 + |\vec{v}_{\Sigma par}|^2}$ (58)

mit $|\vec{v}_{\Sigma vert}| = |\vec{w}_{t1}| \cdot \cos \beta + |\vec{w}_{t2}|$

$|\vec{v}_{\Sigma par}| = |\vec{w}_{t1}| \cdot \sin \beta$

(gilt nur für 3SP, da $\vec{w}_{t2} \perp$ Berührlinie)



$v_g = |\vec{v}_g| = |\vec{w}_{t1} - \vec{w}_{t2}| = \sqrt{|\vec{w}_{t1}|^2 + |\vec{w}_{t2}|^2 - 2 \cdot |\vec{w}_{t1}| \cdot |\vec{w}_{t2}| \cdot \cos \beta}$ (59)

v_Σ	[m/s]	Summengeschwindigkeit	v_g	[m/s]	Gleitgeschwindigkeit
$v_{\Sigma vert}$	[m/s]	Summengeschwindigkeit senkrecht zur Berührlinie	$w_{t1,2}$	[m/s]	Oberflächengeschwindigkeit
$v_{\Sigma par}$	[m/s]	Summengeschwindigkeit parallel zur Berührlinie	β	[°]	Winkel zwischen den beiden Oberflächengeschwindigkeiten
			ϵ	[°]	Winkel der Gleitgeschwindigkeit zur Oberflächengeschwindigkeit w_{t1}

Der Schlupf s definiert sich nach Niemann/Winter [NW2] als die auf die Oberflächengeschwindigkeit bezogene Differenzgeschwindigkeit zweier Oberflächen. Diese Definition ist allerdings nur bei parallelen Geschwindigkeitsvektoren gültig. Für nicht parallele Oberflächengeschwindigkeiten, wie sie am 3SP sowie bei Schnecken- und Hypoidverzahnungen auftreten, sind die relevanten Geschwindigkeiten weder gleichgerichtet noch senkrecht zur Berührlinie orientiert. Aus diesem Grund wird die Schlupfdefinition durch das Gleit-Wälz-Verhältnis (s_x) ersetzt. Dabei wird der für die Reibung maßgebliche Betrag der Gleitgeschwindigkeit auf den für den Schmierfilmaufbau im konvergenten Schmierespalt maßgeblichen Betrag der Summengeschwindigkeit senkrecht zur Berührlinie bezogen.

ZSP: $s = \frac{|\vec{w}_{t1}| - |\vec{w}_{t2}|}{|\vec{w}_{t1}|} = \frac{|\vec{v}_g|}{|\vec{w}_{t1}|}$ (60)

3SP: $s_x = \frac{|\vec{w}_{t1} - \vec{w}_{t2}|}{|\vec{v}_{\Sigma vert}|} = \frac{|\vec{v}_g|}{|\vec{v}_{\Sigma vert}|}$ (61)

s	[-]	Schlupf	v_g	[m/s]	Gleitgeschwindigkeit
s_x	[-]	Gleit-Wälz-Verhältnis	$v_{\Sigma vert}$	[m/s]	Summengeschwindigkeit senkrecht zur Berührlinie
$w_{t1,2}$	[m/s]	Oberflächengeschwindigkeit			

Der Schmierstoff als Einflussgröße auf die Reibungszahl, insbesondere die Wirkung des Grundöltyps und der Additivierung, ist (noch) nicht bzw. nur experimentell quantifizierbar. Deswegen wird bei den einfachen Reibungszahlansätzen meist nur die dynamische Viskosität η als physikalisch eindeutig definierte Größe herangezogen. Sie errechnet sich in Abhängigkeit der Temperatur aus der kinematischen Viskosität ν und der Dichte ρ :

$$\eta_{\vartheta} = 10^{-3}(\nu \cdot \rho)_{\vartheta} \quad (62)$$

mit

$$\log(\log(\nu_{\vartheta} + a)) = k - m \cdot \log(\vartheta) \text{ nach DIN 53017 [D530]} \quad (63)$$

$$\rho_{\vartheta} = \rho_{15} - \gamma \cdot (\vartheta - 287,15) \text{ nach DIN 3990 [D390]} \quad (64)$$

η	[mPas]	dyn. Viskosität	a	[mm ² /s]	Konstante = 0,8 [D530]
ν	[mm ² /s]	kin. Viskosität	k, m	[-]	Konstanten, ermittelt aus zwei Referenzpunkten, z.B. bei 40°C und 100°C
ρ	[kg/m ³]	Dichte	γ	[1/K]	Konstante = $7,0 \cdot 10^{-4}$ 1/K für Mineralöle = $7,7 \cdot 10^{-4}$ 1/K für synthetische Öle
ϑ	[K]	Öl- oder Massentemperatur			

Zur Charakterisierung der Schmierungsbedingungen im Kontakt wird das Verhältnis der Schmierfilmdicke zur Oberflächenrauheit (= relative Schmierfilmdicke λ) herangezogen. Als maßgebliche Rauheit wird dabei üblicherweise der arithmetische Mittenrauhwert R_a verwendet. Da sich die Schmierfilmdickenmessungen von Kreil [Kreil], die im Rahmen dieser Arbeit ebenfalls betrachtet werden, auf die gemittelte Rautiefe R_z beziehen und dieser Wert auch technisch anschaulicher ist, wird im Folgenden eine modifizierte Definition für die relative Schmierfilmdicke verwendet. Sie berechnet sich aus der Schmierfilmdicke h_0 nach Ertl/Grubin [Ertl, Grub], modifiziert durch den thermischen Korrekturfaktor C_{th} nach Murch/Wilson [MuWi], und der gemittelten Rautiefe R_z :

$$\lambda_z = \frac{h_0}{\frac{1}{2}(R_{z1} + R_{z2})} \quad (65)$$

mit

$$h_0 = C_{th} \cdot h_0' \quad (66)$$

$$h_0' = 1,95 \cdot 10^3 \cdot \rho_{ers} \cdot G^{0,73} \cdot U^{0,73} \cdot W^{-0,09} \quad (67)$$

$$G = \alpha_{p,\vartheta} \cdot E' \quad (68)$$

$$U = \frac{\eta_M \cdot v_{\Sigma vert}}{2\rho_{ers} \cdot E'} \quad (69)$$

$$W = \frac{F_n}{b \cdot \rho_{ers} \cdot E'} = \frac{2\pi \cdot p_H^2}{E'^2} \quad (70)$$

$$C_{th} = \frac{3,94}{3,94 + L^{0,62}} \tag{71}$$

$$L = 0,001 \cdot \frac{\eta_M \cdot \alpha_t \cdot v_{\Sigma vert}^2}{4 \cdot \lambda} \tag{72}$$

$$\alpha_t = \frac{\ln(\eta_{\vartheta 1} / \eta_{\vartheta 2})}{\vartheta_2 - \vartheta_1} \tag{73}$$

λ_z	[-]	relative Schmierfilmdicke	ρ_H	[N/mm ²]	Hertzsche Pressung
h'_0	[μ m]	Schmierfilm. nach Ertl/Grubin [Ertl, Grub]	ρ_{ers}	[mm]	Ersatzkrümmungsradius
h_0	[μ m]	Schmierfilmdicke modifiziert nach Murch/Wilson [MuWi]	C_{th}	[-]	thermischer Korrekturfaktor nach Murch/Wilson [MuWi]
Rz	[μ m]	gemittelte Rautiefe	L	[-]	thermischer Lastfaktor nach Murch/Wilson [MuWi]
G, U, W	[-]	Parameter	η_M	[mPas]	dyn. Viskosität bei Massentemperatur
α_0	[mm ² /N]	Viskositäts-Druck-Koeffizient	α_t	[1/K]	Temperatur-Koeffizient der dyn. Visk.
E'	[N/mm ²]	Ersatz-E-Modul	$v_{\Sigma vert}$	[m/s]	Summengeschwindigkeit senkrecht zur Berührlinie
ρ_{ers}	[mm]	Ersatzkrümmungsradius	λ	[W/(m·K)]	Wärmeleitfähigkeit = 0,133 W/(m·K) für Mineralöle
F_N	[N]	Normalkraft			
b	[mm]	Scheiben- / Zahnbreite			

Die Grenzen für Grenz-, Misch- und EHD-Reibung werden folgendermaßen festgelegt: Übersteigt die Schmierfilmdicke die mittlere Rautiefe ($\lambda_z > 1,0$), kann theoretisch kein Festkörperkontakt auftreten. Die Oberflächen sind demnach vollständig getrennt; es liegt EHD-Reibung vor. In Anlehnung an die herkömmliche Definition für Grenzreibung $\lambda_{Ra} < 0,7$ wird die Grenze zur Grenzreibung bei $\lambda_z < 0,35$ festlegt. Dazwischen herrscht Mischreibung.

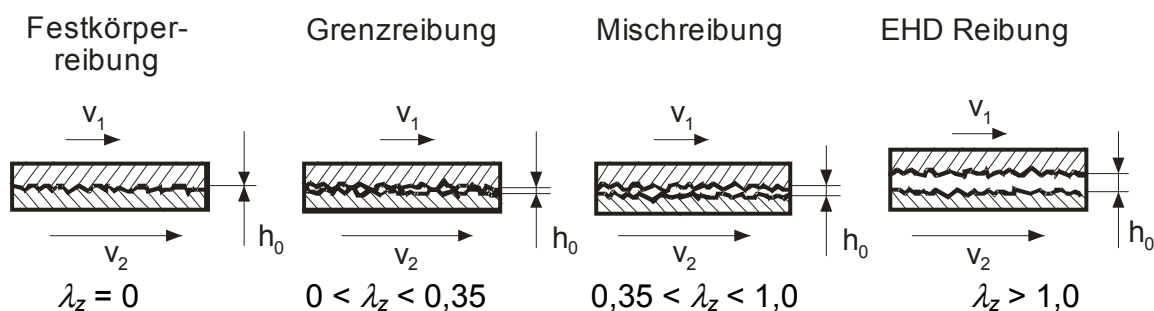


Bild 4-1: Definition der Schmierzustände in Abhängigkeit von λ_z

4.1.3 Gemessene Schmierfilmdicken im Zwei-Scheiben-Prüfstand

Erste Untersuchungen von Doleschel [Dole] haben gezeigt, dass die Orientierung der Rauheitsstruktur die Reibungszahl im Scheibenkontakt wesentlich beeinflussen kann. Dies soll im Rahmen dieser Arbeit genauer untersucht werden. Zur Klärung evtl. unterschiedlicher Schmierbedingungen bei quer und längs geschliffenen Scheiben wurden deshalb Schmierfilmdickenmessungen von Kreil [Kreil] und Mayer [Mayer] hinsichtlich des Rauheits- und Struktureinflusses ergänzend ausgewertet.

Bei den von Kreil [Krei] durchgeführten Schmierfilmdickenmessungen wurde sowohl bei den quer als auch bei den längs geschliffenen Scheiben systematisch die Rauheit variiert. Somit konnte neben dem Einfluss der Orientierung auch der Einfluss des Betrags der Rauheit bestimmt werden. Mayer [Mayer] führte die Schmierfilmdickenmessungen ebenfalls an quer sowie längs geschliffenen und darüber hinaus auch an kreuzgeschliffenen Scheiben durch.

	Einheit	Kreil [Krei]	Mayer [Mayer]
Hertzsche Pressung	N/mm ²	600 ... 1000	600 ... 1200
Summengeschwindigkeit	m/s	8 ... 16	4 ... 16
Schlupf (= v_g / v_{Σ})	-	0	0
Massentemperatur	°C	30 ... 100	30 ... 90
Rauheit Rz	µm	0,1 ... 2,6	0,3 ... 2,2
Schliffwinkel	°	0 / 90	0 / 22,5 / 90

Tabelle 4-1: Versuchsparemeter der Reibungszahlmessungen am ZSP

Der Vergleich der von Kreil [Krei] gemessenen Schmierfilmdicken mit den nach Ertl/Grubin [Ertl, Grub] berechneten und nach Murch/Wilson [MuWi] modifizierten Schmierfilmdicken (Bild 4-2 links) zeigt für alle Rauheiten eine sehr gute Übereinstimmung. Es ergibt sich ein Mittelwert $\bar{\varnothing}(h_{0,ber} / h_{0,gem}) = 1,020$ bei einer Standardabweichung von $\sigma = 7,9\%$. Neben der guten Übereinstimmung von Rechnung und Messung lässt sich daraus auch ableiten, dass die Rauheit bei polierten und bei quer zur Geschwindigkeitsrichtung geschliffenen Oberflächen keinen Einfluss auf die Schmierfilmdicke hat.

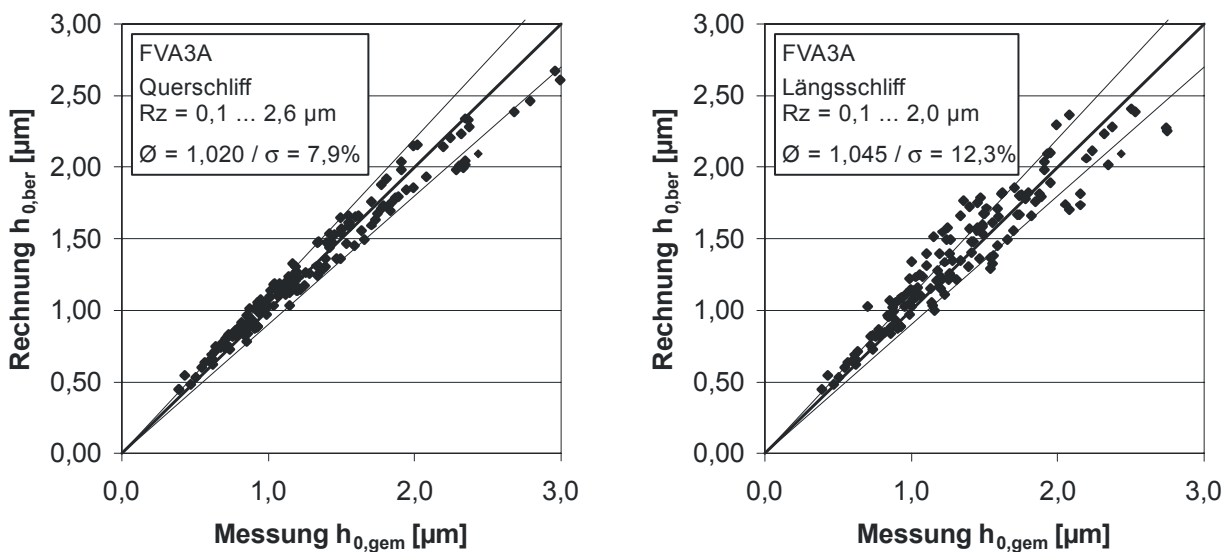


Bild 4-2: Vergleich der berechneten Schmierfilmdicke h_0 nach Ertl/Grubin [Ertl, Grub] mit der von Kreil [Krei] gemessenen Schmierfilmdicke

Im Gegensatz dazu ergibt sich für die längs geschliffenen Scheiben eine weniger gute Übereinstimmung von Rechnung und Messung (Bild 4-2 rechts). Der Mittelwert $\bar{\varnothing}(h_{0,ber}/h_{0,gem})$ liegt bei 1,054 mit einer Standardabweichung von $\sigma = 12,3\%$. Daraus lässt sich zum einen ableiten, dass die Schmierfilmdicke der längs geschliffenen Scheiben niedriger ist als berechnet, zum anderen beeinflusst der Wert der Rauheit die tatsächliche Schmierfilmdicke. Die Abhängigkeit der Schmierfilmdicke von der gemittelten Rautiefe wurde über eine Regressionsrechnung mit dem Statistikprogramm SPSS [SPSS] ermittelt, wobei sich ein exponentieller Ansatz als am besten geeignet herausstellte:

$$h_{0,LS} = C_{LS} \cdot C_{th} \cdot h'_0 \tag{74}$$

mit

$$C_{LS} = f(Rz) = 1,05 \cdot e^{-0,16 \cdot Rz} \tag{75}$$

$h_{0,LS}$	[μm]	mod. Schmierfilmdicke für Längsschliff	C_{th}	[-]	thermischer Korrekturfaktor nach Murch/Wilson [MuWi]
h'_0	[μm]	Schmierfilmdicke nach Ertl/Grubin [Ertl, Grub]	C_{LS}	[-]	Korrekturfaktor Längs- und Kreuzschliff
			Rz	[μm]	gemittelte Rautiefe

Mit dieser Modifikation ergibt sich beim Vergleich Rechnung/Messung ein Mittelwert $\bar{\varnothing}(h_{0,ber}/h_{0,gem}) = 1,0$ mit einer Standardabweichung von $\sigma = 9,5\%$ und damit wiederum eine sehr gute Übereinstimmung.

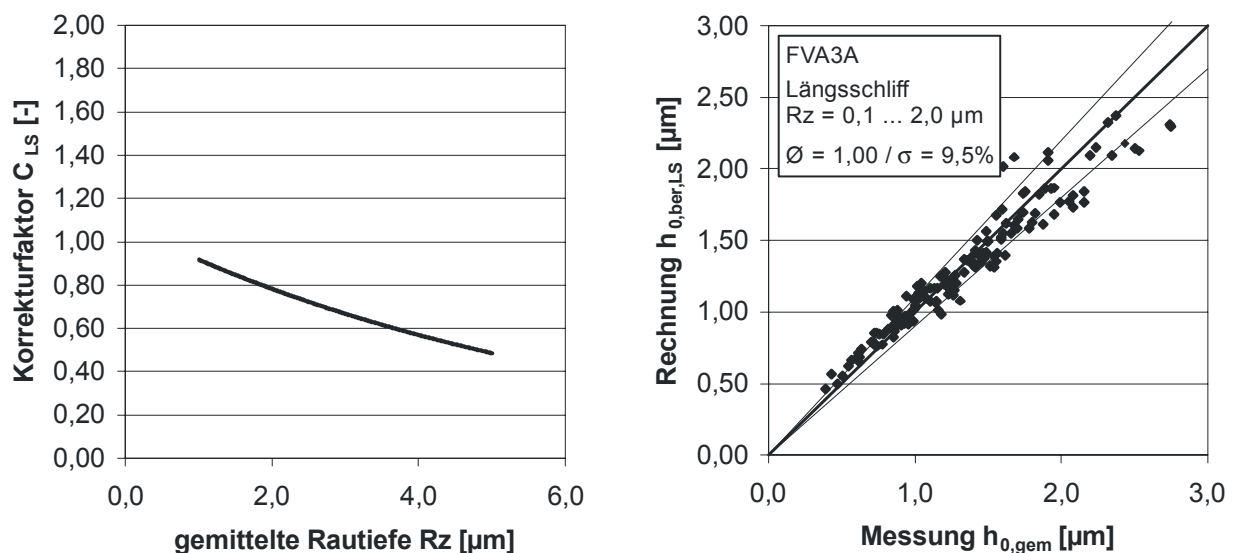


Bild 4-3: Korrekturfaktor C_{LS} (links) und Vergleich der modifizierten Schmierfilmdicke $h_{0,LS}$ mit der von Kreil [Krei] gemessenen Schmierfilmdicke (rechts)

Die Schmierfilmdickenmessungen von Mayer [Maye] an quer geschliffenen Scheiben zeigen im Vergleich zu den Messungen von Kreil [Krei] leicht niedrigere Werte, was auf die unterschiedlichen Einlaufzustände zurückzuführen ist: Die von Mayer verwendeten Scheiben wiesen ein stärker plateauförmig ausgeprägtes Profil auf als die von Kreil verwendeten, was im Durchschnitt zu ca. 4% niedrigeren integralen Schmierfilmdicken führte.

Die Berücksichtigung dieses Unterschieds und die Anwendung der modifizierten Schmierfilmdickenberechnung auf die gemessenen Schmierfilmdicken von Mayer [Mayer] zeigen ebenfalls gute Übereinstimmungen (Bild 4-4). Für die längs geschliffenen Scheiben ergibt sich ein Mittelwert $\bar{\varnothing}(h_{0,ber}/h_{0,gem}) = 0,98$ mit einer Standardabweichung von $\sigma = 6,1\%$, für die kreuzgeschliffenen Scheiben ein Mittelwert $\bar{\varnothing}(h_{0,ber}/h_{0,gem}) = 1,0$ mit einer Standardabweichung von $\sigma = 11,0\%$. Der Korrekturfaktor C_{LS} kann damit für Längsschliff bestätigt werden, seine Anwendung auf kreuzgeschliffene Scheiben ist ebenfalls möglich.

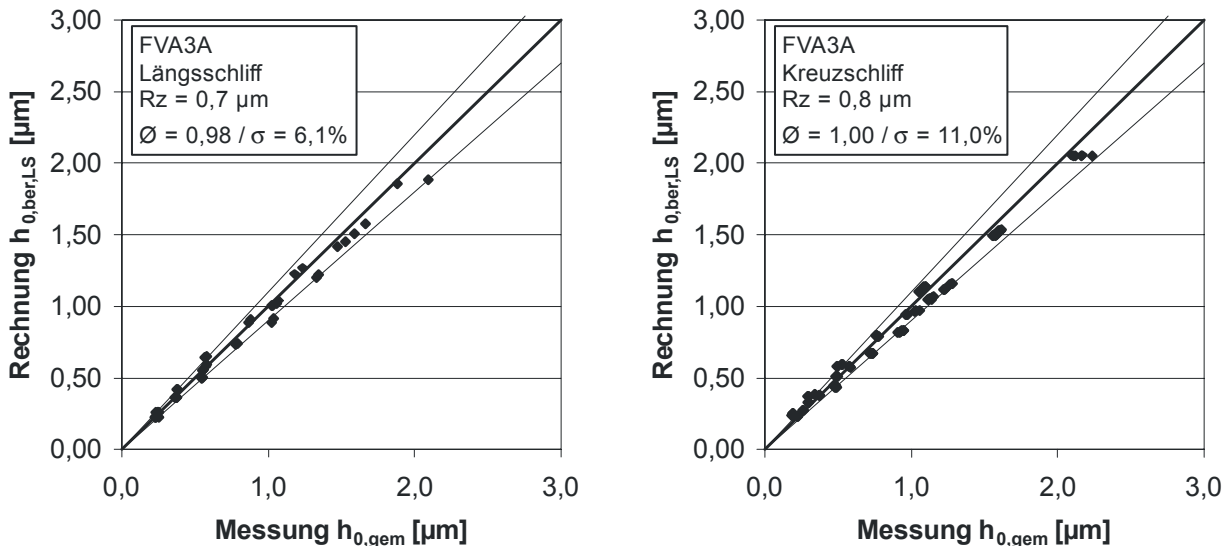


Bild 4-4: Vergleich Rechnung / Messung für die von Mayer [Mayer] gemessenen Schmierfilmdicken, Längsschliff (links) - Kreuzschliff (rechts)

4.1.4 Gemessene Reibungszahlen im Zwei-Scheiben-Prüfstand

Im Vergleich zu früheren Untersuchungen zur Reibungszahl im Scheibenkontakt standen bei den hier vorgestellten Untersuchungen vor allem die Rauheit sowie die Orientierung der Rauheitsstruktur im Fokus. Darüber hinaus wurden jedoch auch die Betriebsbedingungen in einem breiten Feld variiert, um eine möglichst breite Datenbasis für die Entwicklung des neuen Reibungszahlansatzes zur Verfügung zu haben:

	Einheit	FVA3A	SAF-XO100
Hertzische Pressung	N/mm^2	600 ... 1200	600 ... 1300
Summengeschwindigkeit	m/s	1 ... 16	1 ... 16
Schlupf ($= v_g / v_{\Sigma}$)	-	0 ... 0,35	0 ... 0,35
Öl-Einspritztemperatur	$^{\circ}\text{C}$	40 ... 100	90 ... 110
Rauheit R_z	μm	0,2 ... 1,8	0,2 ... 2,8
Schliffwinkel	$^{\circ}$	0 ... 90	0 ... 90

Tabelle 4-2: Versuchsparameter der Reibungszahlmessungen am ZSP

Einfluss des Gleit-Wälz-Verhältnisses

Bild 4-5 zeigt für die beiden untersuchten Schmierstoffe FVA3A und SAF-XO100 den Verlauf der gemessenen Reibungszahl über dem Gleit-Wälz-Verhältnis bei unterschiedlichen Summengeschwindigkeiten und Pressungen. Bei niedriger Pressung ($p_H = 600 \text{ N/mm}^2$) steigt die Reibungszahl mit steigendem Gleit-Wälz-Verhältnis zunächst stark an und nähert sich dann asymptotisch einem Grenzwert. Bei größeren Summengeschwindigkeiten fällt die Reibungszahl mit steigenden Gleit-Wälz-Verhältnissen wieder leicht ab. Bei größeren Pressungen ist der Anstieg der Kurve bei niedrigen Schlupfwerten etwas steiler, der Verlauf bei höheren Gleit-Wälz-Verhältnissen dagegen etwas flacher, der Einfluss des Gleit-Wälz-Verhältnisses im für Zahnräder relevanten Bereich demnach geringer. Die prinzipielle Abhängigkeit der Reibungszahl im Scheibenkontakt vom Gleit-Wälz-Verhältnis respektive Schlupf, wie sie aus früheren Untersuchungen bekannt ist, wird damit bestätigt.

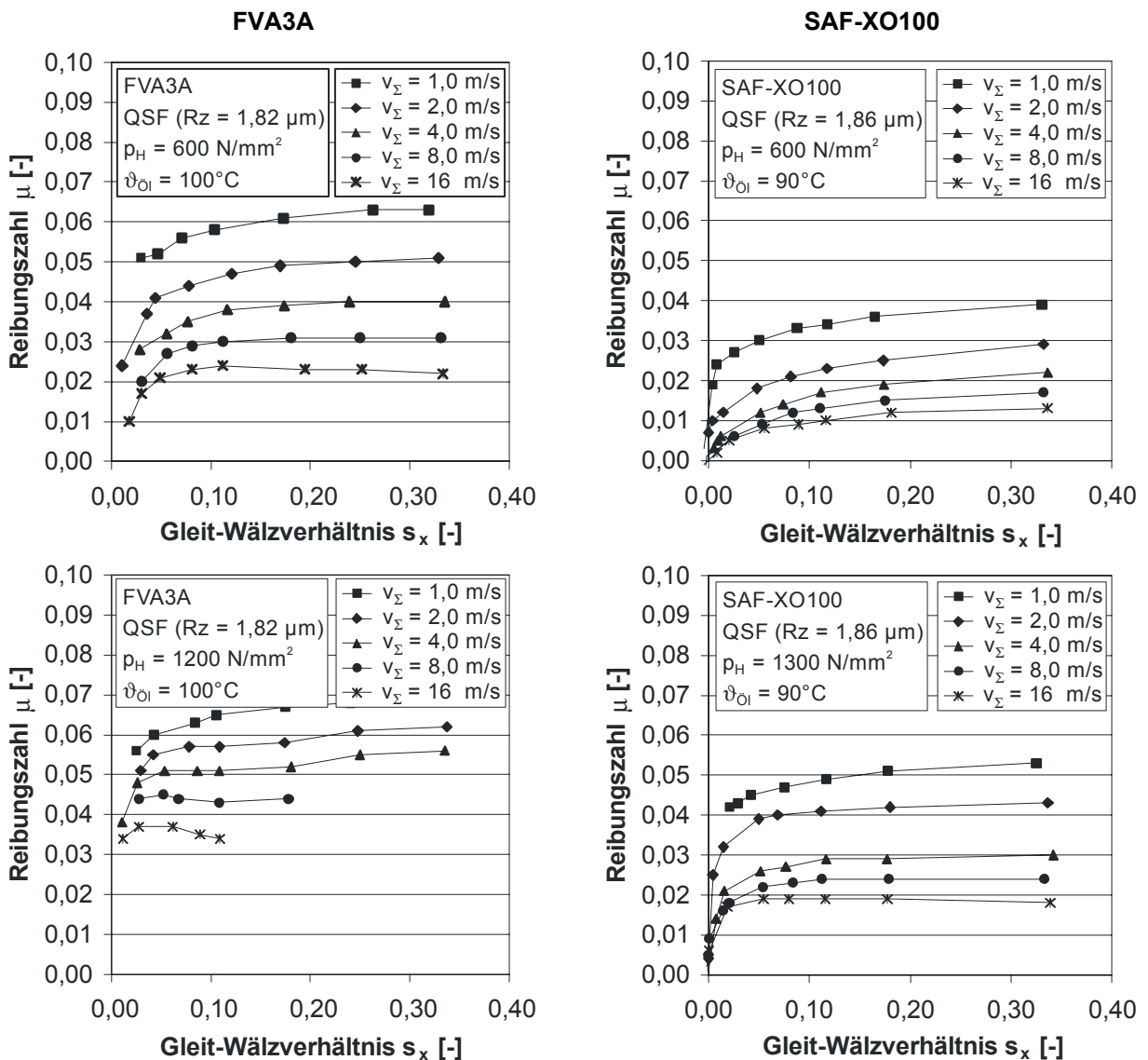


Bild 4-5: Einfluss des Gleit-Wälz-Verhältnisses auf die Reibungszahl im Scheibenkontakt am Beispiel einer quer zur Geschwindigkeitsrichtung geschliffenen Scheibe

Einfluss der Summengeschwindigkeit

Die Diagramme in Bild 4-5 haben gezeigt, dass die Reibungszahlen im Scheibenkontakt grundsätzlich mit zunehmender Geschwindigkeit abnehmen. Verdeutlicht wird dies durch die Darstellung der gemessenen Reibungszahlen über der Summengeschwindigkeit (Bild 4-6). Es zeigt sich immer ein stetiger Abfall der Reibungszahl mit steigenden Summengeschwindigkeiten. Es wird wiederum deutlich, dass der Einfluss des Schlupfs insgesamt gering ist und sich bei größeren Pressungen sogar noch verringert. Auch diese Ergebnisse decken sich mit dem Stand des Wissens aus früheren Untersuchungen.

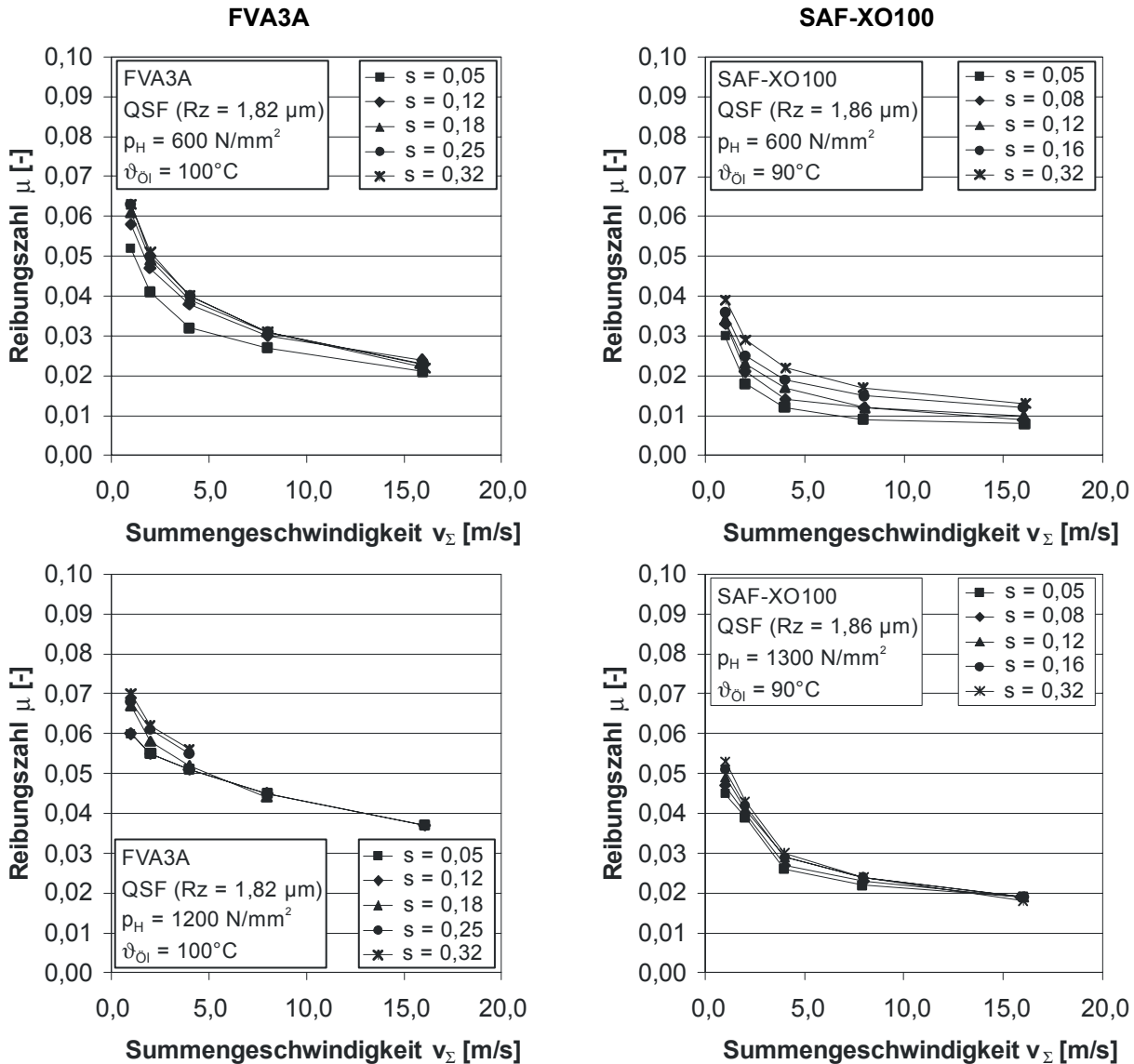


Bild 4-6: Einfluss der Summengeschwindigkeit auf die Reibungszahl im Scheibenkontakt am Beispiel einer quer zur Geschwindigkeitsrichtung geschliffenen Scheibe

Einfluss der Pressung

Der Einfluss der Pressung auf die Reibungszahl im Scheibenkontakt hängt von der Summengeschwindigkeit ab, wobei der Einfluss bei niedrigen Summengeschwindigkeiten tendenziell größer ist als bei höheren (Bild 4-7).

Frühere Untersuchungen haben darüber hinaus gezeigt, dass der Zusammenhang $\mu - p_H$ stark degressiv ist, eine lineare Extrapolation ist demnach nicht zulässig.

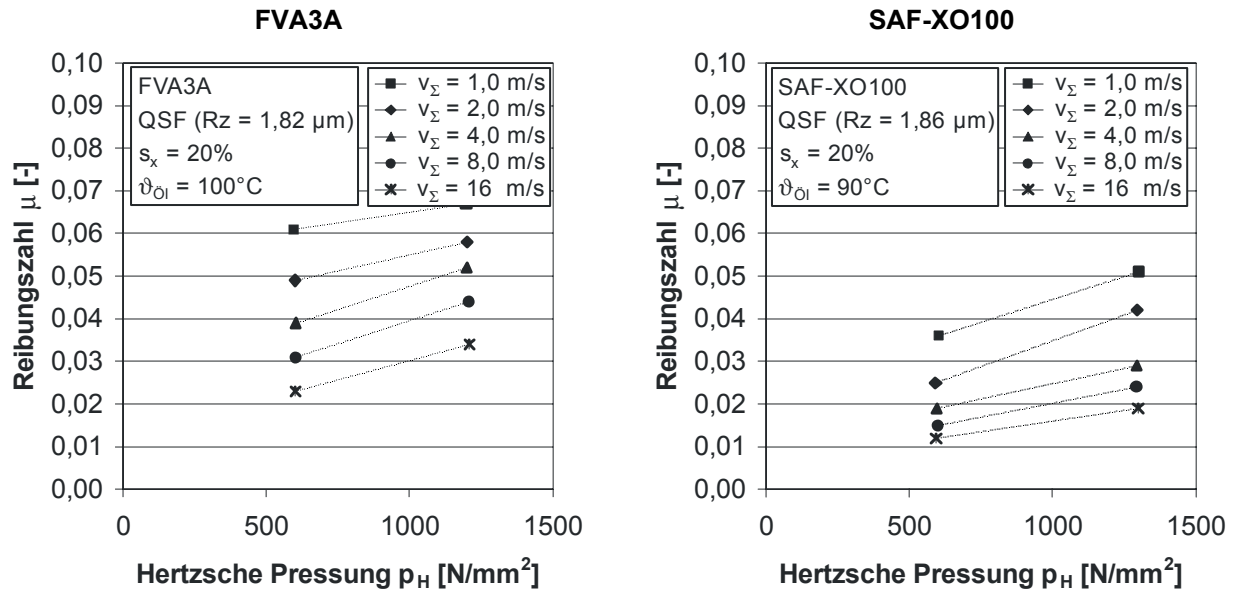


Bild 4-7: Einfluss der Pressung auf die Reibungszahl im Scheibenkontakt am Beispiel einer quer zur Geschwindigkeitsrichtung geschliffenen Scheibe

Einfluss der relativen Schmierfilmdicke (Schmierungsbedingungen)

Die Schmierungsbedingungen haben ebenfalls einen maßgeblichen Einfluss auf die Reibungszahl. Während bei EHD-Bedingungen hauptsächlich Viskosität und Grundöl die Reibungszahl beeinflussen, wirkt sich bei Grenzreibung verstärkt die Additivierung aus. Beide Effekte sind aufgrund der oft unbekanntem chemischen Zusammensetzung der Schmierstoffe nur schwer quantitativ erfassbar. Tendenziell zeigen die Versuche am ZSP, dass die Reibungszahl mit steigender relativer Schmierfilmdicke deutlich absinkt (Bild 4-8):

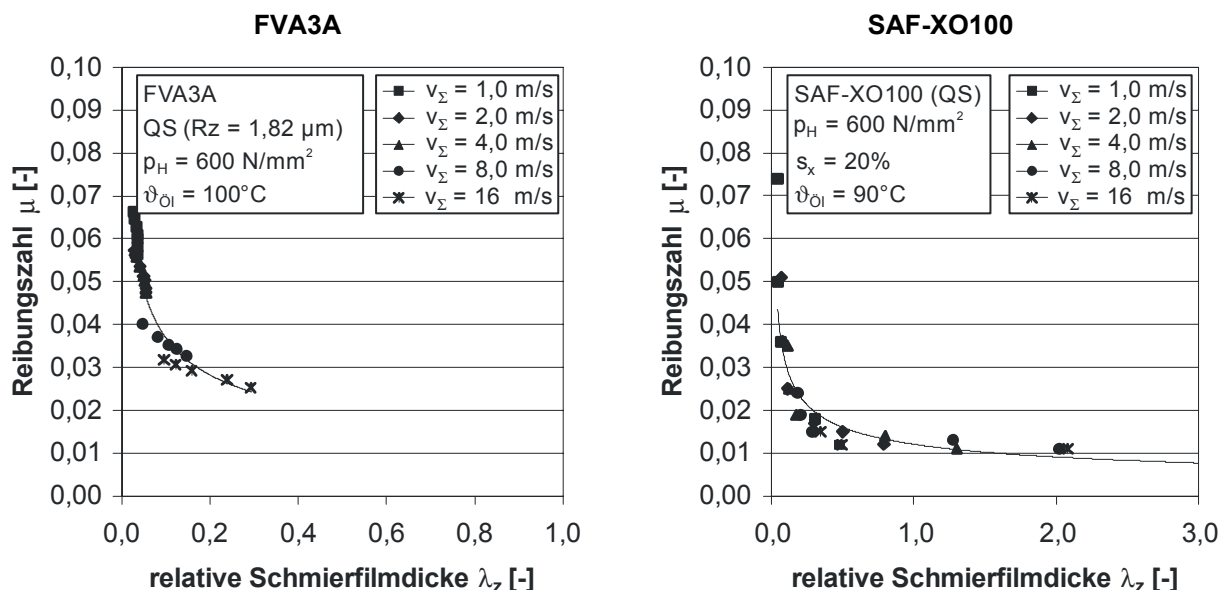


Bild 4-8: Einfluss der relativen Schmierfilmdicke auf die Reibungszahl im Scheibenkontakt am Beispiel der quer zur Geschwindigkeitsrichtung geschliffenen Scheiben

Die einzelnen Messpunkte lassen sich gut durch eine Potenz-Ausgleichsfunktion annähern. Ein Wiederanstieg der Reibungszahl bei höheren Schmierfilmdicken (EHD-Bereich), wie beispielsweise von der Stribeck-Kurve bekannt, ist auch bei sehr großen λ -Werten (z.B. bei niedrigen Temperaturen oder polierten Scheiben) nicht zu beobachten.

Einfluss der Orientierung der Rauheitsstruktur

Bei den Reibungszahluntersuchungen am ZSP wurde neben dem Einfluss der Rauheit auch die Orientierung der Rauheitsstruktur untersucht. Neben den schon gezeigten quer geschliffenen Scheiben (QS), wurden dabei auch in Umfangsrichtung (LS) und schräg geschliffene (SW30, SW45) Scheiben herangezogen. Zusätzlich wurde untersucht, welche Auswirkungen gekreuzte Strukturen (QS/LS, SW45) im Vergleich zu parallelen Strukturen auf das Reibungsverhalten haben.

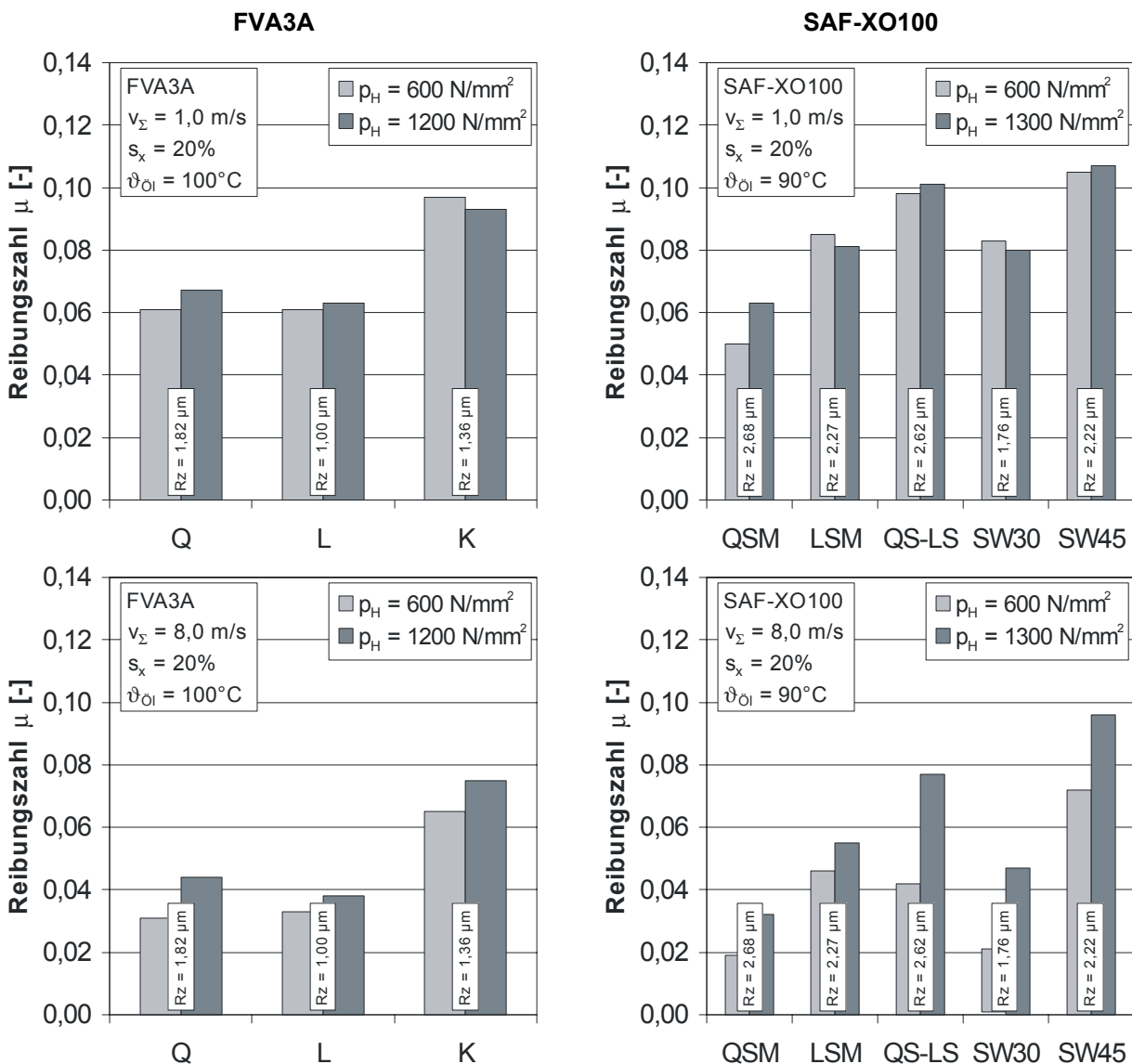


Bild 4-9: Einfluss der Orientierung der Rauheitsstruktur auf die Reibungszahl im Scheibenkontakt

Die Versuche mit FVA3A (Bild 4-9 links) zeigen bei allen Betriebsbedingungen ähnliche Reibungszahlen für die quer (Q) und die längs geschliffene Variante (L), obwohl die gemittelte Rautiefe der quer geschliffenen Scheiben fast doppelt so groß ist. Die höchsten Reibungszahlen weist die kreuzgeschliffene Variante (K) auf. Ein ähnliches Bild zeigt sich in den Versuchen mit SAF-XO100 (Bild 4-9 rechts). Die niedrigsten Reibungszahlen werden für die quer geschliffene Variante (QSM) gemessen. Bei leicht niedrigerer Rauheit sind die Reibungszahlen der längs geschliffenen Variante (LSM) teilweise mehr als doppelt so groß, die schräg geschliffenen (SW30 und SW45) und gekreuzten Varianten (QS-LS) liegen sogar noch darüber. Die Versuche zeigen somit einen deutlichen Einfluss der Rauheitsstruktur und ihrer Orientierung, wobei sich eine Neigung der Schleifstruktur zur Berührlinie negativ auswirkt. Eine Erklärung dafür ist die in diesen Fällen stärkere Drainagewirkung, welche die Schmierfilmdicke reduziert (siehe auch 4.1.3). Des Weiteren wird ersichtlich, dass gekreuzte Strukturen höhere Reibungszahlen aufweisen als parallele. Dies kann mit den bei gekreuzten Strukturen lokalen Punktkontakten an den Rauheitserhebungen erklärt werden, die einen in Summe niedrigeren Traganteil zur Folge haben.

4.1.5 Gemessene Reibungszahlen im Drei-Scheiben-Prüfstand

Die Untersuchungen am Drei-Scheiben-Prüfstand 3SP sollten klären, inwiefern die bei Schnecken- und Hypoidverzahnungen auftretende Neigung der Berührlinie sowie unterschiedlich orientierte Oberflächengeschwindigkeiten (siehe Bild 3-2) die Reibungszahl beeinflussen. Im Unterschied zu früheren Versuchen am 3SP, z.B. von [Steil], wurden im Rahmen dieser Arbeit einsatzgehärtete Scheiben verwendet, wodurch höhere, anwendungsrelevante Pressungen erzielt werden konnten. Außerdem wurden die Drehzahlen der Scheiben erhöht und damit höhere Umfangsgeschwindigkeiten realisiert. Der Vergleich der im Drei-Scheiben-Prüfstand gemessenen Reibungszahlen mit denen aus den Zwei-Scheiben-Versuchen bekannten Verläufen zeigt bei Berücksichtigung der unterschiedlichen Rauheiten insgesamt eine gute qualitative und quantitative Übereinstimmung (siehe z.B. Bild 4-10 vs. Bild 4-6). Die Übertragbarkeit der Ergebnisse ist damit gegeben.

	Einheit	FVA3A
Hertzische Pressung	N/mm ²	600 ... 800
Summengeschwindigkeit	m/s	1 ... 4
Schlupf ($= v_g / v_{\Sigma}$)	-	0 ... 1,20
Öl-Einspritztemperatur	°C	40 ... 90
Rauheit Rz	µm	0,5
Schwenkwinkel	°	0 ... 60

Tabelle 4-3: Versuchparameter der Reibungszahlmessungen am 3SP

Einfluss des Schwenkwinkels / Schlupfs und der Summengeschwindigkeit

Bild 4-10 (links) zeigt den Verlauf der gemessenen Reibungszahl über dem Schlupf bei unterschiedlichen Schwenkwinkeln. Es ergibt sich ein eindeutiger Zusammenhang, der dem der Zwei-Scheiben-Prüfstände entspricht: Die Reibungszahl steigt zunächst stark mit dem Schlupf an, um sich dann bei größeren Schlupfwerten asymptotisch einem Grenzwert anzunähern. Dies zeigt auch, dass die in 4.1.2 aufgestellte Schlupfdefinition den Einfluss des Schwenkwinkels ausreichend erfasst.

Bild 4-10 (rechts) zeigt den Einfluss der Summengeschwindigkeiten senkrecht zur Berührlinie auf die Reibungszahl. Die einzelnen Messwerte sind dabei der Übersichtlichkeit halber durch Ausgleichskurven (Potenzfunktionen) angenähert. Wie von den Zwei-Scheiben-Prüfständen bekannt, sinkt die Reibungszahl mit zunehmender Summengeschwindigkeit. Außerdem wird deutlich, dass sich der Einfluss des Schlupfs bei steigenden Geschwindigkeiten verringert, die entsprechenden Kurven werden flacher.

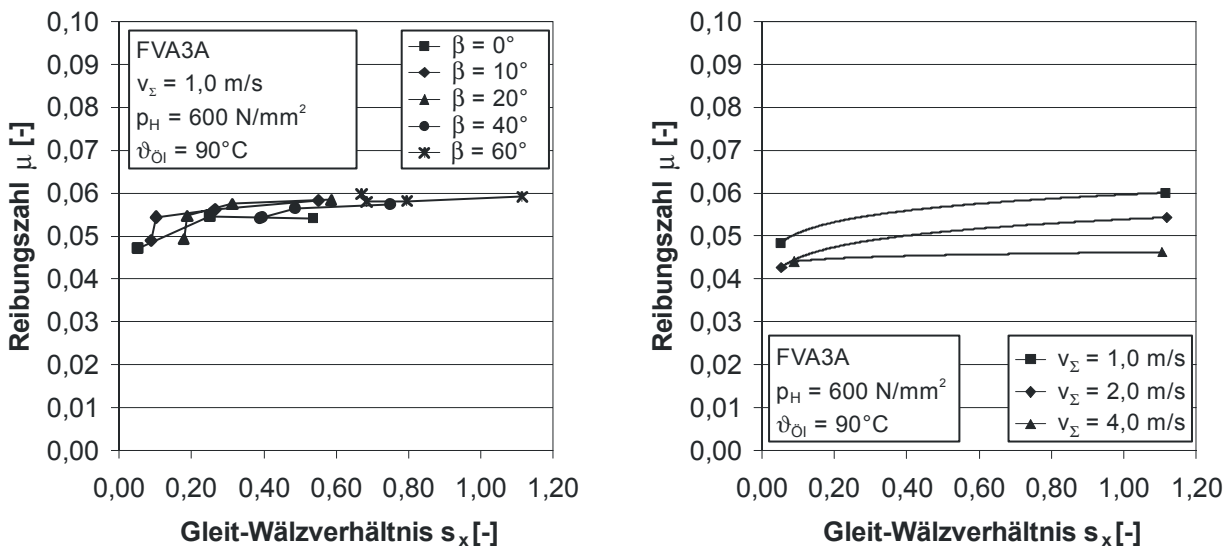


Bild 4-10: Einfluss des Schenkewinkels/Schlupfs (links) und der Summengeschwindigkeit (rechts) auf die Reibungszahl im Scheibenkontakt (3SP)

Einfluss der Pressung

Der Einfluss der Pressung konnte aufgrund der Beschränkungen seitens der Motorleistung des 3SP nur in begrenzten Maßen untersucht werden. Insgesamt zeigen die Reibungszahlen jedoch bei höheren Pressungen tendenziell auch leicht höhere Werte. Dies wird qualitativ z.B. bei den in Bild 4-11 (links: 600 N/mm², rechts: 800 N/mm²) gezeigten Reibungszahlkurven deutlich.

Einfluss der relativen Schmierfilmdicke (Schmierungsbedingungen)

In Bild 4-11 ist die Abhängigkeit der Reibungszahl von der relativen Schmierfilmdicke λ_z gezeigt. Es ergibt sich – ähnlich zu den Ergebnissen vom ZSP – ein mit der Schmierfilmdicke stetig fallender, funktioneller Zusammenhang – gut angenähert durch eine Potenzfunktion.

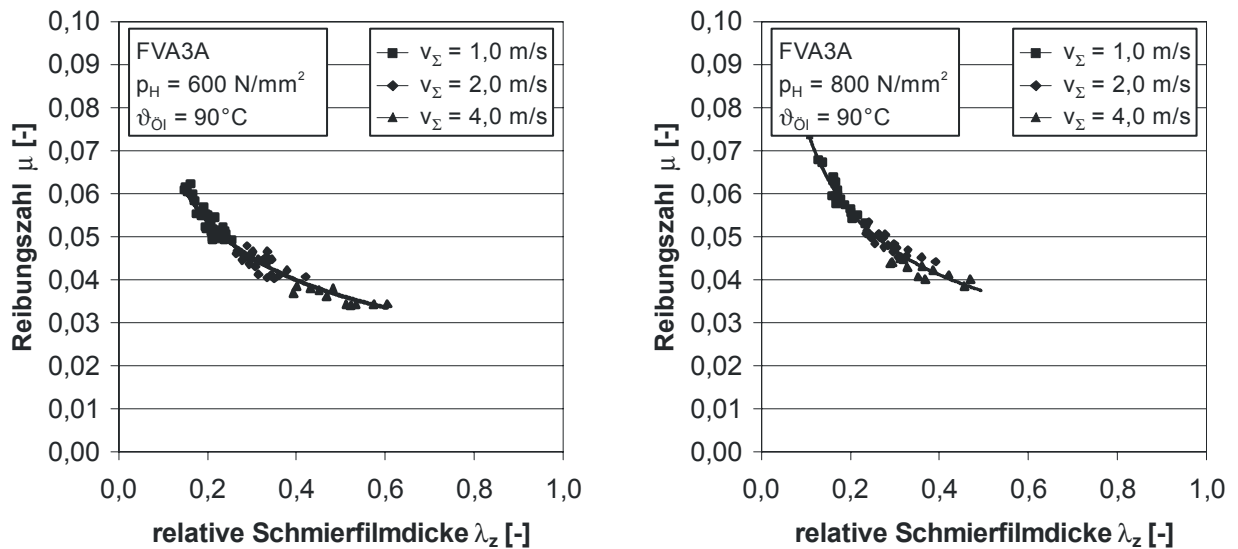


Bild 4-11: Einfluss der relativen Schmierfilmdicke auf die Reibungszahl im Scheibenkontakt (3SP)

4.1.6 Lokale Schmierfilmdicke bei Stirnradverzahnungen

Die Untersuchungen an den Scheibenprüfständen haben wie auch frühere Untersuchungen schon gezeigt, dass die Schmierungsbedingungen – repräsentiert durch die relative Schmierfilmdicke – wesentlich die Reibungszahl beeinflussen. Untersuchungen von Dolechel [Dole] und Wimmer [Wimm] haben darüber hinaus deutlich gemacht, dass die Übertragung der an Scheiben ermittelten Reibungszahl auf die lokalen Kontaktbedingungen im Zahnkontakt nicht funktioniert, was mit den inadäquaten Schmierungsbedingungen erklärt werden kann. Wimmer [Wimm] konnte durch qualitative Schmierfilmdickenmessungen zeigen, dass der Schmierfilmaufbau im Zahnkontakt tatsächlich teilweise deutlich verzögert erfolgt. Dies bedeutet, dass über einen großen Bereich der Eingriffsstrecke deutlich ungünstigere Schmierungsbedingungen vorherrschen, als durch die Schmierfilmdickenberechnung vorhergesagt, wodurch sich die im Vergleich zu den Scheiben höheren Reibungszahlen erklären lassen.

Bei den Untersuchungen von Wimmer [Wimm] wurden an einer geradverzahnten Stirnradverzahnung Messungen des Übergangswiderstands im Kontakt zwischen Ritzel und Rad durchgeführt. Dieser Widerstand korreliert mit dem Schmierungszustand:

- $R = 0$: überwiegend Festkörperkontakte = Grenzreibung
- $0 < R < \infty$: Mischreibung
- $R = \infty$: kein Festkörperkontakt = EHD-Reibung

Um den Widerstand zwischen Ritzel und Rad messen zu können, musste ein Zahn elektrisch vom Radkörper isoliert werden. Dieser „Messzahn“ wurde per Drahterodieren aus dem Radkörper getrennt und anschließend wieder eingeklebt.

Diese Methode hat jedoch den Nachteil, dass der „Messzahn“ eine wesentlich geringere Steifigkeit aufwies als die benachbarten Zähne und somit der Eingriff stark beeinflusst wurde. Außerdem war die Tragfähigkeit des „Messzahns“ beschränkt, was wiederum eine Einschränkung der realisierbaren Belastung zur Folge hatte.

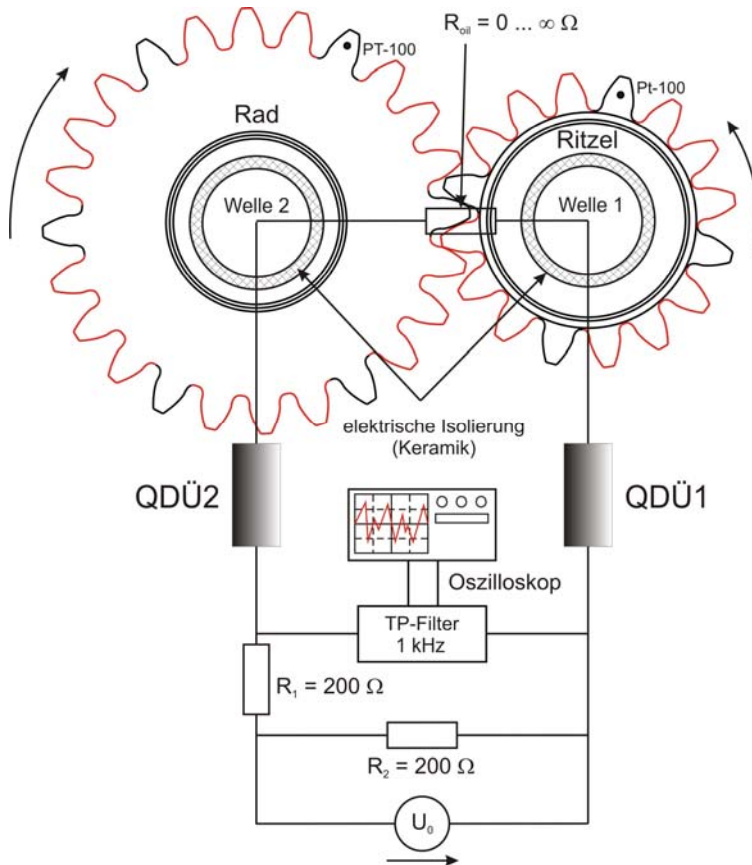


Bild 4-12: Messprinzip der lokalen Schmierfilmdickenmessung

Bei ansonsten gleichem Messaufbau wurde im Rahmen dieser Arbeit die Isolierung des Messzahns bzw. der Messzähne verbessert [Boad]: Sowohl Ritzel als auch Rad einer Standard-Testverzahnung vom Typ C-PT wurden in der z.B. bei Kreil [Kreil] beschriebenen Sputteranlage mit elektrisch isolierendem Al_2O_3 beschichtet. Dabei wurde jeder vierte Zahn abgedeckt, also nicht beschichtet. Diese vier (am Ritzel) bzw. sechs (am Rad) nicht isolierten Zähne kämten miteinander und waren damit die „Messzähne“, an denen der Widerstand im Kontakt gemessen werden konnte. Nachdem der jeweils vorherige und nachfolgende Zahn isoliert waren, konnten Eingriffsbeginn und -ende durch einen Trockenlauf ohne Öl eindeutig lokalisiert

werden. Außerdem wurde über einen Näherungsschalter ein Triggersignal aufgenommen, das die Lokalisierung der Messzähne ermöglichte. Die Messung des zeitlichen Verlaufs des Widerstands bzw. der anliegenden Spannung (Versorgungsspannung $U_V = 0,20 \text{ V}$) erfolgte mittels eines Oszilloskops. Durch die hochfrequente Abtastung des Signals konnte die Eingriffsstrecke ausreichend hoch aufgelöst werden. Sobald die eingestellten Betriebsbedingungen erreicht waren, wurde das aktuelle Bild des Oszis abgespeichert und konnte anschließend grafisch weiterverarbeitet werden.

Um Pressungsspitzen an den Seitenkanten zu vermeiden, wurden die Räder vom Typ C-PT auf beiden Seiten um je 2 mm auf eine Zahnbreite von $b_2 = 10 \text{ mm}$ abgedreht, die Seitenkanten anschließend entgratet. Die Ritzel blieben unverändert. Zur Untersuchung des Einflusses einer Kopfrücknahme auf die Schmierfilmbildung wurde eine der beiden untersuchten Varianten mit einer linearen Kopfrücknahme ausgeführt, deren Auslegung auf $T_1 = 300 \text{ Nm}$ ausgerichtet war. Da im Rahmen der Schmierfilmdickenmessungen nur maximale Belastungen von $T_1 = 180 \text{ Nm}$ realisiert wurden, war die Kopfrücknahme „überdimensioniert“, die Eingriffsstrecke demnach verkürzt.

Tabelle 4-4 zeigt die bei den Schmierfilmdickenmessungen am ZVP untersuchten Betriebsbedingungen:

	Einheit	FVA3A	
Hertzsche Pressung	N/mm ²	600 ... 1350	
Summengeschwindigkeit	m/s	1,3 ... 6,5	
Öl-Sumpftemperatur	°C	40 ... 90	
Rauheit Rz	µm	1,0	
Lineare Kopfrücknahme	-	-	C _a = 35 µm bei l _a = 2,9mm

Tabelle 4-4: Versuchsparmeter der Schmierfilmdickenmessungen am ZVP

Modellvorstellung zum Verlauf der Schmierfilmdicke über der Eingriffsstrecke

Die qualitativen Schmierfilmdickenmessungen im Zahnkontakt von Wimmer [Wimm] haben gezeigt, dass sich der Schmierfilm erst nach einer gewissen Zeit bzw. einem gewissen Abschnitt der Eingriffsstrecke aufbaut. Diese Erkenntnis wird als Modellvorstellung für die hier beschriebenen Messungen aufgenommen und durch eine tanh-Funktion mathematisch angenähert (Bild 4-13). Die gezeigte Funktion $f = \tanh(a, b, c, d, g_\omega)$ stellt dabei den Verlauf eines Korrekturfaktors C_λ dar, der multipliziert mit der theoretisch errechneten Schmierfilmdicke den tatsächlichen Verlauf über der Eingriffsstrecke ergibt. Die Parameter a, b, c und d der Funktion haben folgenden Einfluss auf den Verlauf der Kurve:

- a = Starthöhe
- b = Endhöhe
- c = Steigung der Kurve im Knickpunkt
- d = Lage des Knickpunkts

Es wird davon ausgegangen, dass die maximal erreichbare Schmierfilmdicke am Ende der Eingriffsstrecke der theoretisch berechneten entspricht. Damit wird $b = 1$ festgelegt. Es hat sich darüber hinaus gezeigt, dass die Steigung der Kurve im Knickpunkt immer ähnlich ist, sie wird zu $c = 0,5$ festgesetzt. Als Variablen bleiben damit die Parameter a und d, die hauptsächlich von der Drehzahl abhängen. Sie werden demnach als Funktion der Umfangsgeschwindigkeit definiert: $a, b = f(v_t)$.

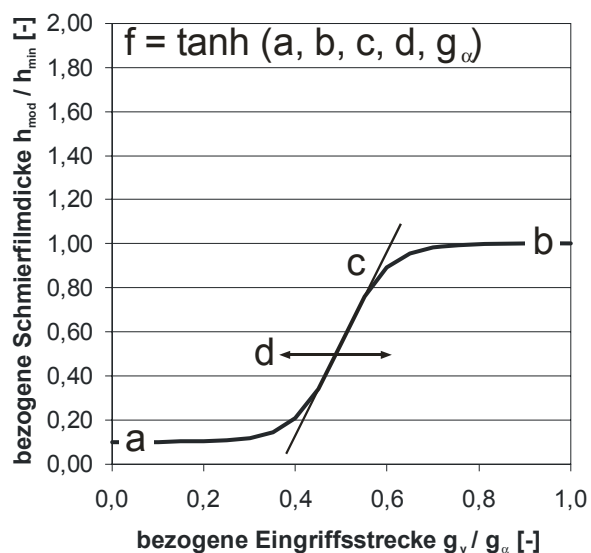


Bild 4-13: Qualitativer Verlauf der Schmierfilmdicke über der Eingriffsstrecke

Im Folgenden werden an einigen repräsentativen Beispielen die gemessenen Spannungsverläufe der rechnerischen minimalen Schmierfilmdicke, berechnet mit RIKOR I [Riko] nach Schrade [Schr], gegenübergestellt. Ein Spannungswert von $U_V = 0,2$ V entspricht dabei der vollständigen Trennung der Oberflächen (= EHD-Bedingungen), ein Wert von $U_V = 0$ V stellt überwiegenden Festkörperkontakt (= Grenzreibung) dar. Dazwischen ist von Mischreibung auszugehen.

Einfluss der Geschwindigkeit

Die Haupteinflussgröße des Schmierfilmaufbaus ist die Umfangsgeschwindigkeit. Der Verlauf der gemessenen Schmierfilmdicke über der Eingriffsstrecke ist in Bild 4-14 für drei verschiedene Umfangsgeschwindigkeiten dargestellt. Es zeigt sich deutlich, dass zum einen – wie erwartet – der Betrag der Schmierfilmdicke ansteigt, zum anderen baut sich der Schmierfilm bei höheren Geschwindigkeiten auch schneller auf als bei langsamen. Bei der niedrigsten untersuchten Geschwindigkeit $v_t = 1,4$ m/s (Bild 4-14 oben) liegt über der gesamten Eingriffsstrecke Grenzreibung vor. Die rechnerische relative Schmierfilmdicke liegt im Bereich von $\lambda_{z,min} = 0,35$. Die neu definierte Grenze zwischen Grenz- und Mischreibung $\lambda_z \leq 0,35$ ist damit bestätigt. Bei höherer Geschwindigkeit ($v_t = 3,4$ m/s) liegt zu Beginn des Eingriffs ebenfalls Grenzreibung vor, berechnet wird aber eine relative Schmierfilmdicke von $\lambda_{z,min} = 0,4 \dots 0,6$. Ab dem äußeren Einzeleingriffspunkt D' steigt die gemessene Schmierfilmdicke an und erreicht Mischreibungsbedingungen. Über die Korrekturfunktion C_λ kann die theoretische Schmierfilmdicke zu Beginn des Eingriffs auf Grenzreibungsniveau reduziert werden (Bild 4-14 Mitte). Bei $v_t = 6,7$ m/s (Bild 4-14 unten) zeigt die Messung zunächst Mischreibung, bevor die Schmierfilmdicke ab dem inneren Einzeleingriffspunkt B' ansteigt und bei D' EHD-Bedingungen erreicht. Der Knick im Messverlauf bei D' ist auf den Eingriff der Kopfkante des nächsten Zahns zurückzuführen, an der die Isolierschicht zuerst abgetragen wird. Über die Korrekturfunktion kann die berechnete Schmierfilmdicke wiederum an den tatsächlichen Verlauf angepasst werden. Die Messung bei $v_t = 6,7$ m/s zeigt auch, dass die definierte Grenze zwischen Misch- und EHD-Reibung $\lambda_{z,EHD} \geq 1,0$ ebenfalls bestätigt werden kann.

Einfluss der Viskosität (Öltemperatur)

Der Einfluss der Viskosität ist in Bild 4-15 gezeigt: Mit zunehmender Temperatur (= abnehmender Viskosität) sinkt – wie erwartet – die gemessene Schmierfilmdicke. Die Lage des Punktes, ab dem die Schmierfilmdicke von zunächst Grenzreibungs- zu Mischreibungsbedingungen ansteigt, ändert sich nicht wesentlich. Insgesamt liegt die gemessene Schmierfilmdicke bei höheren Temperaturen etwas höher als berechnet. Dies könnte aber auf eine dickere (evtl. isolierende) Additiv-Grenzschicht zurückzuführen sein, die sich aufgrund der höheren Reaktivität des Additivs bei höheren Temperaturen verstärkt ausbildet. Dieses Phänomen zeigte sich auch bei anderen Messpunkten mit hohen Temperaturen und/oder Belastungen und bedarf noch weiterer grundlegender Untersuchungen.

Einfluss der Last

Der Einfluss der Last (Bild 4-16) ist vergleichsweise gering: Die gemessene Schmierfilmdicke sinkt mit zunehmendem Drehmoment, die Lage des Knickpunkts ändert sich nicht. Insgesamt liegt die gemessene Schmierfilmdicke bei höheren Temperaturen wieder etwas höher als berechnet, was evtl. mit der hohen Öltemperatur ($\vartheta_{\text{Öl}} = 90^\circ\text{C}$) und der dabei höheren Reaktivität der Additive erklärt werden kann.

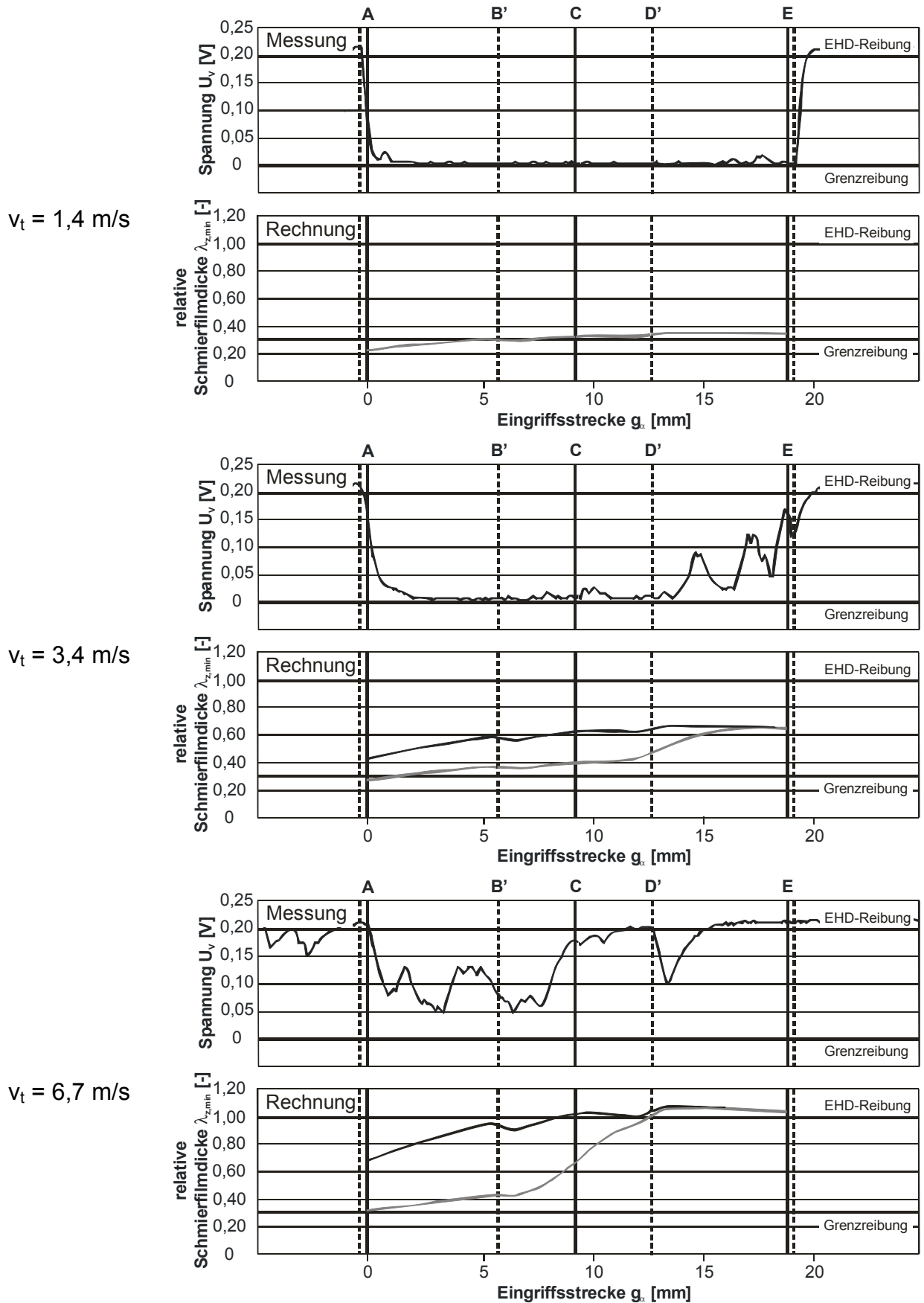


Bild 4-14: Einfluss der Geschwindigkeiten auf die Schmierfilmdicke im Zahnkontakt (C-PT ohne Ca, KS 3 / $T_1 = 35 \text{ Nm}$, $\vartheta_{\text{öl}} = 40^\circ\text{C}$)

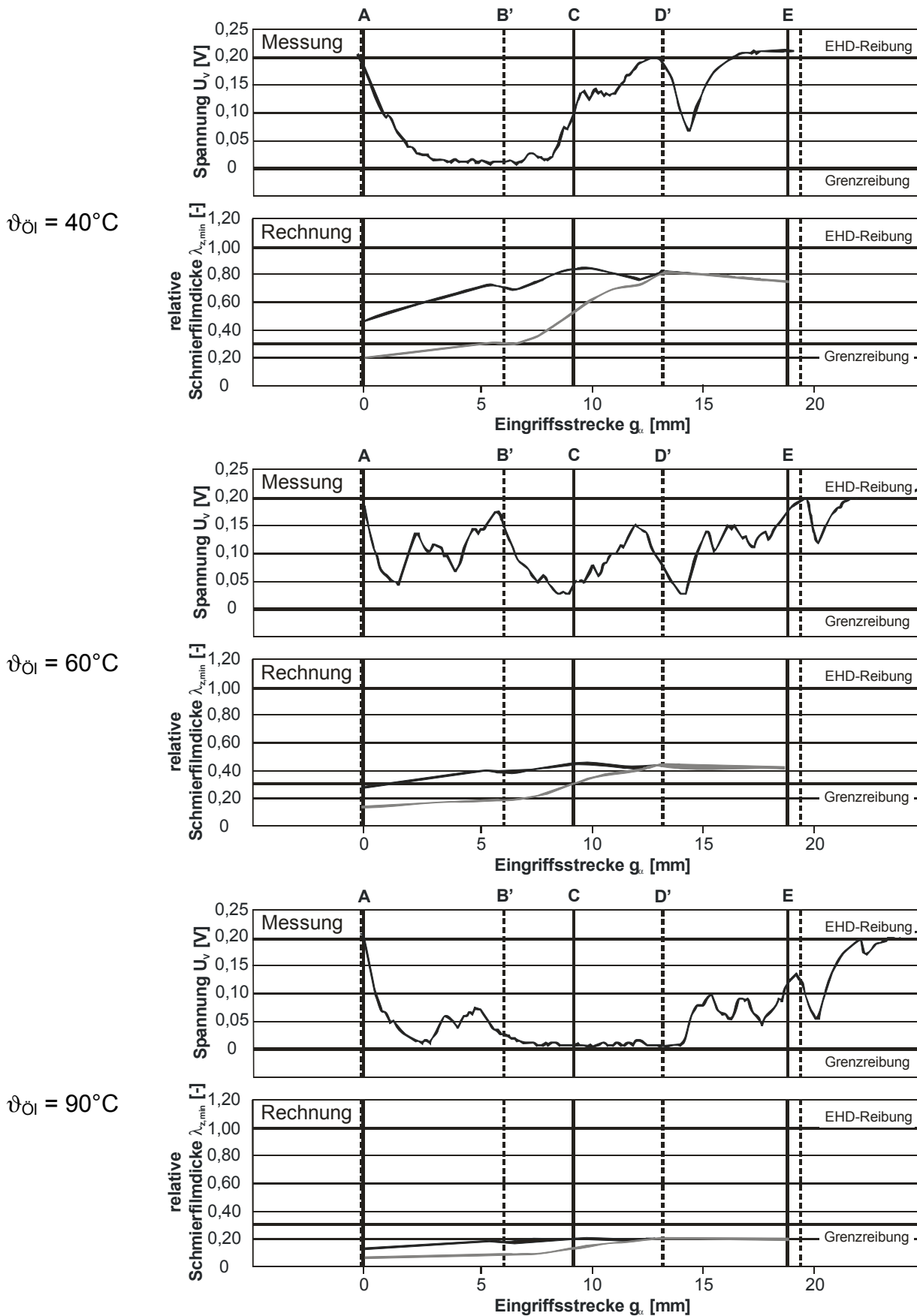


Bild 4-15: Einfluss der Öltemperatur auf die Schmierfilmdicke im Zahnkontakt
(C-PT ohne Ca, KS 5 / $T_1 = 95 \text{ Nm}$, $v_t = 6,7 \text{ m/s}$)

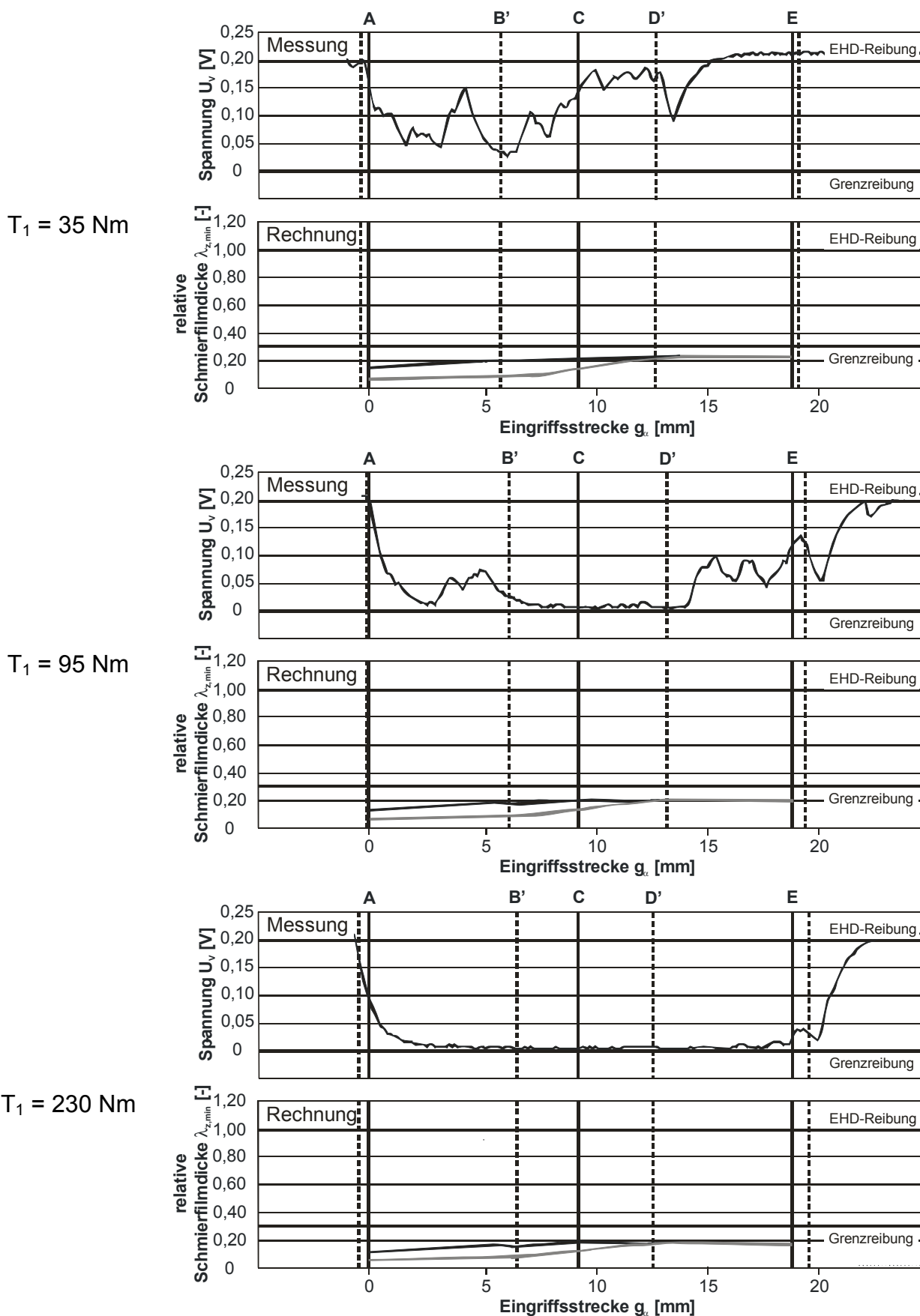


Bild 4-16: Einfluss der Belastung auf die Schmierfilmdicke im Zahnkontakt (C-PT ohne Ca, $v_t = 6,7 \text{ m/s}$, $\vartheta_{\text{Öl}} = 90^\circ\text{C}$)

Einfluss einer Kopfrücknahme

Der Einfluss einer Kopfrücknahme zeigt sich zunächst in der Verschiebung der Grenzen zwischen Einzel- und Doppeleingriffsgebiet: Da die Kopfrücknahme für KS9 ($T_1 = 302 \text{ Nm}$) ausgelegt wurde, reduziert sie bei KS3 ($T_1 = 35 \text{ Nm}$) deutlich das Doppeleingriffsgebiet (Bild 4-17), das Einzeleingriffsgebiet vergrößert sich entsprechend. Mit steigenden Belastungen reduziert sich dieser Effekt (siehe Bild 4-18). Der zweite Effekt der Kopfrücknahme betrifft den Schmierfilmaufbau: Bei gleichen Betriebsbedingungen baut sich der Schmierfilm bei der Verzahnung mit Kopfrücknahme (Bild 4-17 unten) deutlich schneller auf als bei der Verzahnung ohne Kopfrücknahme (Bild 4-17 oben). Die tatsächliche und die rechnerische Schmierfilmdicke stimmen für die Verzahnung mit Kopfrücknahme sehr gut überein, eine Reduzierung über einen Korrekturfaktor ist demnach nicht notwendig. Dies zeigt sich auch bei allen anderen Betriebsbedingungen (Bild 4-18).

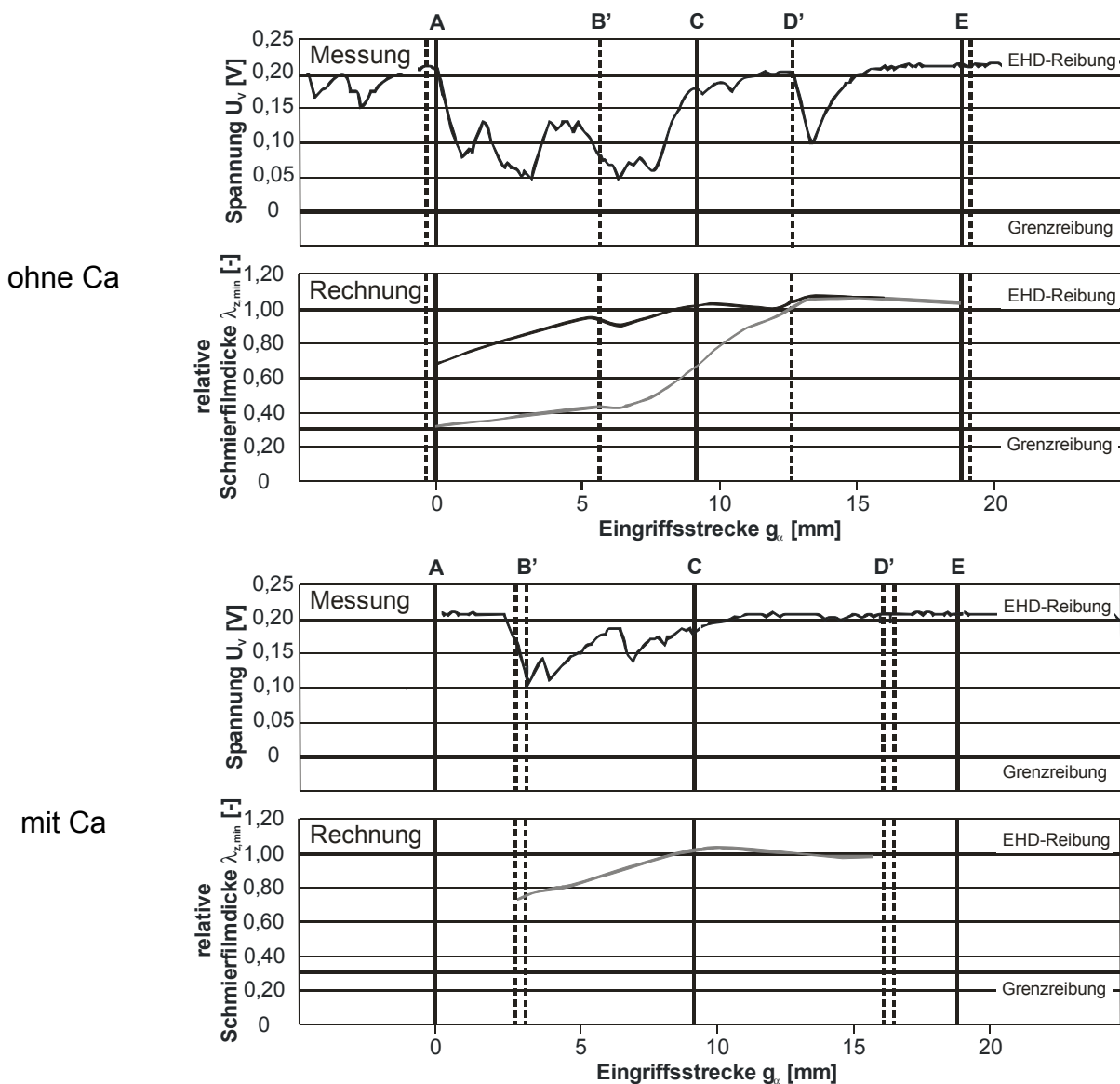


Bild 4-17: Einfluss einer Kopfrücknahme auf die Schmierfilmdicke im Zahnkontakt (KS3 / $T_1 = 35 \text{ Nm}$, $v_t = 6,7 \text{ m/s}$, $v_{\text{öl}} = 40^\circ\text{C}$)

In Ergänzung zu dem in Bild 4-17 unten gezeigten Verlauf der Schmierfilmdicke bei KS3 ($T_1 = 35 \text{ Nm}$) sind in Bild 4-18 die entsprechenden Verläufe bei $T_1 = 95 \text{ Nm}$ und $T_1 = 230 \text{ Nm}$ gezeigt. Die bereits beobachteten Phänomene zeigen sich hier wieder: Die Schmierfilmdicke sinkt leicht mit zunehmender Last, die Rechnung gibt den tatsächlichen Verlauf der Schmierfilmdicke gut wieder. Zusätzlich fällt auf, dass sich aufgrund des von Schrade [Schr] berücksichtigten Einflusses der Blitztemperatur ein „bauchiger“ Verlauf der Schmierfilmdicke mit einem lokalen Maximum im Wälzpunkt C ergibt. Dieser spiegelt sich – besonders bei höheren Lasten – auch in der Messung wider.

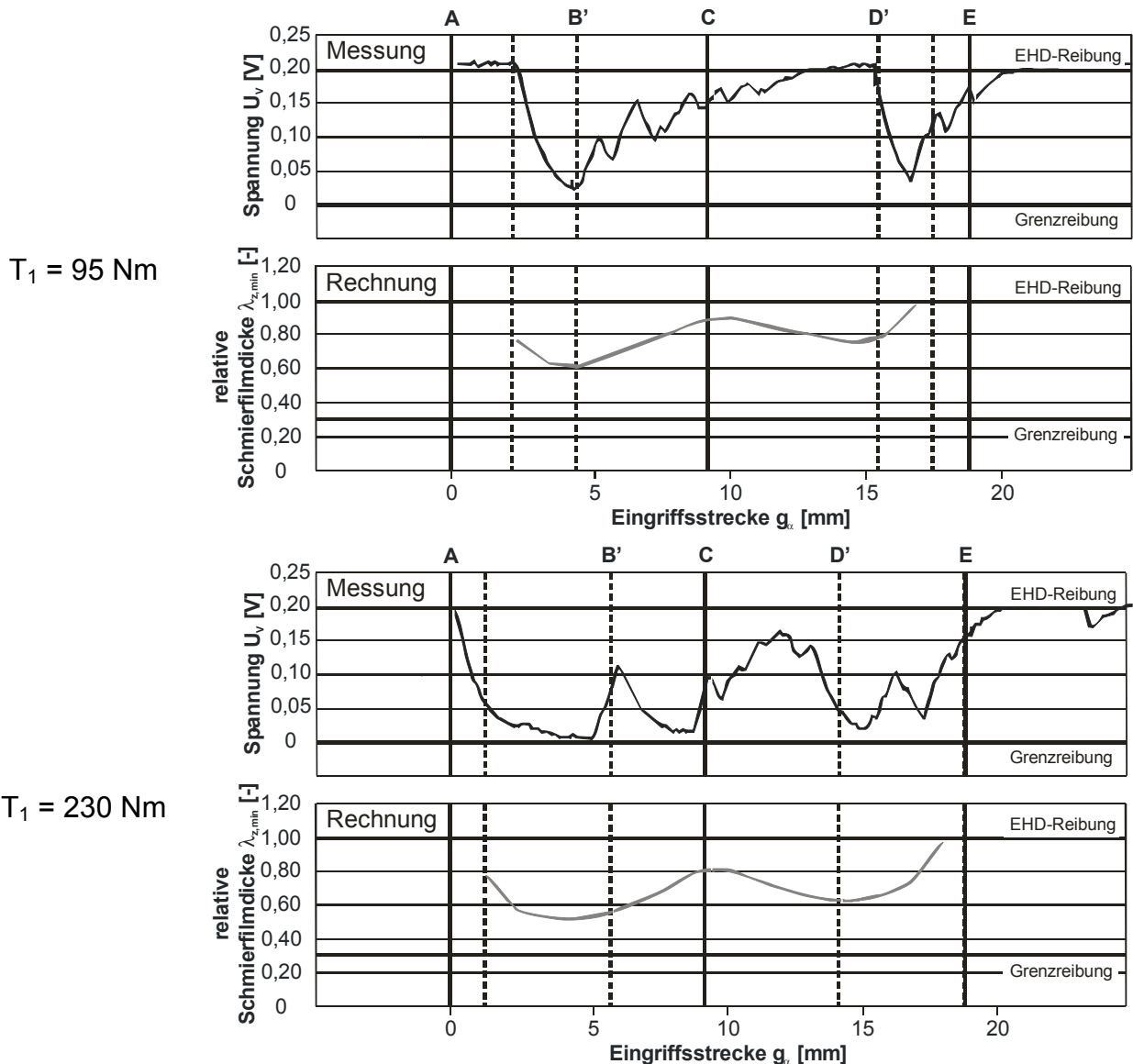


Bild 4-18: Einfluss der Belastung auf die Schmierfilmdicke im Zahnkontakt bei Kopfrücknahme ($v_t = 6,7 \text{ m/s}$, $\vartheta_{öl} = 40^\circ\text{C}$)

Als Ergebnis der Schmierfilmdickenmessungen lässt sich festhalten, dass eine unkorrigierte Geradverzahnung deutlich schlechtere Schmierungsbedingungen aufweist als nach Theorie berechnet. Dafür verantwortlich sind der Eingriffsstoß und die damit verbundenen höheren Beanspruchungen. Der Effekt kann durch eine entsprechende Korrekturfunktion (siehe nächster Abschnitt) berücksichtigt werden.

Die zweite wesentliche Erkenntnis der Untersuchungen besteht darin, dass bei einer in Profilverzahnung modifizierten Verzahnung deutlich bessere Schmierungsbedingungen auftreten und dass diese zusätzlich gut mit den theoretisch bestimmten Schmierungsbedingungen übereinstimmen. Eine Modifikation der Berechnung ist demnach für diese Verzahnungen nicht notwendig. Es wird davon ausgegangen, dass diese Erkenntnis auch für Schrägverzahnungen und damit auch für Kegelrad- und Hypoidverzahnungen zutrifft, die ebenfalls keinen Eingriffsstoß aufweisen. Dies sollte zukünftig im Rahmen systematischer Untersuchungen noch experimentell verifiziert werden.

Berechnungsansatz für die Schmierfilmdicke im Zahnkontakt

Die Messungen der Schmierfilmdicke im Zahnkontakt haben gezeigt, dass sich der Schmierfilm bei einer unkorrigierten Geradverzahnung erst ab einer von der Umfangsgeschwindigkeit abhängigen Strecke vollständig aufbaut. Basierend auf dieser Erkenntnis wird mit einer tanh-Funktion ein Korrekturfaktor C_λ eingeführt, der den tatsächlichen Verlauf der Schmierfilmdicke über der Eingriffsstrecke gut abbildet. Die Parameter a , b , c und d der Funktion werden dabei qualitativ aus den Messungen abgeleitet. Für alle in Profilverzahnung korrigierten und/oder schrägverzahnungen, also auch die meisten Kegelrad- und Hypoidverzahnungen, wird $C_\lambda = 1,0$ gesetzt.

$$h_0 = C_\lambda \cdot C_{th} \cdot h'_0 \quad (76)$$

$$h_{min} = C_\lambda \cdot S_{GF}^{0,22} \cdot h'_{min} \quad (77)$$

mit

$$C_\lambda = \frac{a+b}{2} + \frac{b-a}{2} \cdot \tanh[c \cdot (x-d)] \text{ für unkorrigierte Geradverzahnungen}$$

$$a = 1,15 / v_t^{0,50} \leq 1,0$$

$$b = 1,0$$

$$c = 0,5$$

$$d = 1,0 - 0,070 \cdot v_t \geq 0 \quad (78)$$

$$x = g_y / g_\alpha$$

$C_\lambda = 1,0$ für Scheiben sowie korrigierte Geradverzahnungen, Schrägverzahnungen und Kegelrad- und Hypoidverzahnungen

h_0	[μm]	integrale Schmierfilmdicke	C_{th}	[-]	thermischer Korrekturfaktor nach Murch/Wilson [MuWi]
h'_0	[μm]	Schmierfilmdicke nach Ertl/Grubin [Ertl, Grub]	S_{GF}	[-]	Gleitfaktor nach Schrade [Schr]
h_{min}	[μm]	minimale Schmierfilmdicke	C_λ	[-]	Korrekturfaktor für unkorrigierte Geradverzahnungen
h'_{min}	[μm]	Schmierfilmdicke nach Dowson/Higginson [DoHi]	a, b, c, d	[-]	Parameter des Korrekturfaktors C_λ

In Bild 4-19 sind der Verlauf der Parameter a und d in Abhängigkeit von der Umfangsgeschwindigkeit v_t sowie der sich damit ergebende Verlauf des Korrekturfaktors C_λ für die untersuchten Umfangsgeschwindigkeiten gezeigt:

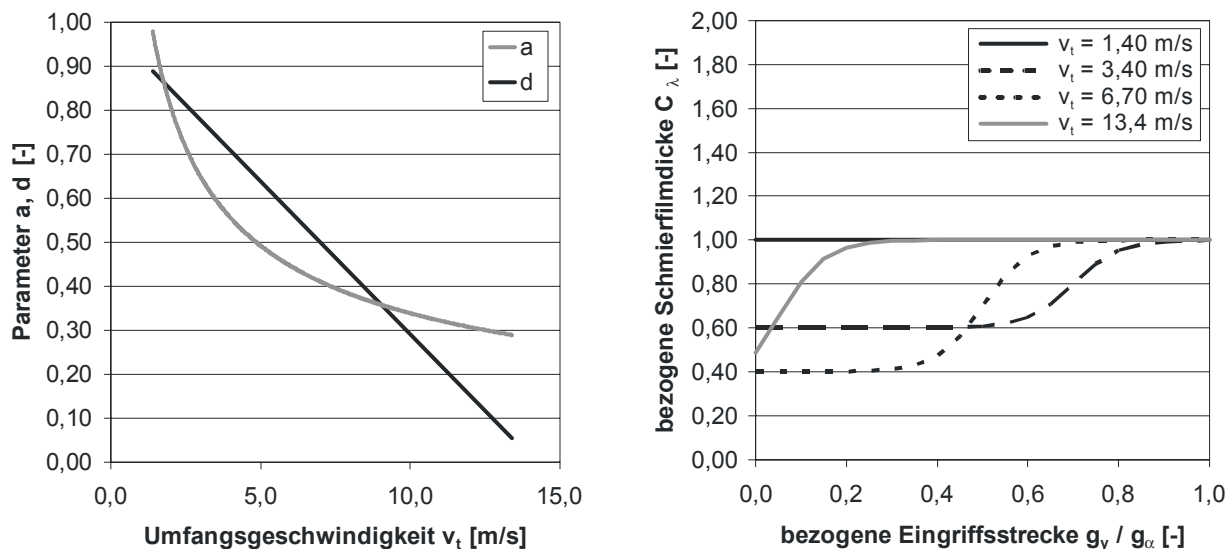


Bild 4-19: Verlauf der Parameter a und d in Abhängigkeit der Umfangsgeschwindigkeit (links) und Korrekturfaktor C_λ über der Eingriffsstrecke (rechts)

4.1.7 Ansatz zur Berechnung der lokalen Reibungszahl

Erkenntnisse aus den Grundlagenuntersuchungen

- Die am ZSP gemessenen Reibungszahlen stimmen mit den Erkenntnissen aus früheren Untersuchungen gut überein. Wesentliche Erkenntnis aus den Untersuchungen ist die Abhängigkeit der Reibungszahl von der Rauheitsstruktur und ihrer Orientierung: Die Reibungszahl steigt mit zunehmendem Schlupf und zunehmender Pressung, sinkt mit größer werdenden Summengeschwindigkeiten und relativen Schmierfilmdicken. Des Weiteren weisen Scheiben mit nicht zur Berührlinie paralleler Schleifstruktur höhere Reibungszahlen auf als quer geschliffene, wobei gekreuzte Strukturen wiederum schlechter sind als parallele.
- Die am 3SP gemessenen Reibungszahlen stimmen qualitativ und quantitativ gut mit den Ergebnissen der Zwei-Scheiben-Prüfstände überein. Als wesentliche Erkenntnis aus den Untersuchungen am 3SP ergibt sich, dass der Einfluss des Schwenkwinkels und damit der Schrägstellung der Berührlinie zu den Oberflächengeschwindigkeiten über die vektorielle Schlupfdefinition (Gleit-Wälz-Verhältnis) berücksichtigt werden kann. Weiter konnte gezeigt werden, dass die Reibungszahl auch bei sehr hohen Schlupfwerten, wie sie am 3SP realisiert werden konnten und insbesondere an Hypoidverzahnungen auftreten, nur leicht ansteigt.
- Die am ZSP gemessenen Schmierfilmdicken zeigen wie die gemessenen Reibungszahlen eine Abhängigkeit von der Rauheitsstruktur und ihrer Orientierung: Die (integrale) Schmierfilmdicke quer geschliffener Scheiben ist unabhängig von der absoluten Rauheit, sie lässt sich sehr gut mit dem Ansatz nach Ertl/Grubin [Ertl, Grub] modifiziert nach Murch/Wilson [MuWi] berechnen. Die Schmierfilmdicken längs geschliffener Scheiben sinken exponentiell mit der gemittelten Rautiefe R_z .

- Die lokalen Schmierfilmdickenmessungen im Zahnkontakt haben gezeigt, dass sich der Schmierfilm durch den Eingriffsstoß bei unkorrigierten Verzahnungen in Abhängigkeit der Betriebsbedingungen unterschiedlich schnell aufbaut. Insbesondere die Summengeschwindigkeit beeinflusst den Schmierfilmaufbau wesentlich. Der Zusammenhang Schmierfilmaufbau / Betriebsbedingungen lässt sich über eine aus den Untersuchungen abgeleitete Korrekturfunktion gut abbilden. Bei korrigierten Verzahnungen (z.B. Kopfrücknahme) scheint der Schmierfilmaufbau am Eingriffsbeginn bei ausreichend dimensionierter Profilkorrektur nicht gestört. Eine Korrekturfunktion für solche Verzahnungen ist demnach nicht notwendig.

Reibungszahlansatz

Die aus den Grundlagenuntersuchungen gewonnenen Erkenntnisse zur lokalen Schmierfilmdicke und Reibungszahl sollen in einem allgemein gültigen Reibungszahlansatz für geschmierte Wälzkontakte zusammengefasst werden. Zunächst wird ein allgemeiner Potenzansatz aufgestellt, der die maßgeblichen Einflussgrößen Pressung p_H , Summengeschwindigkeit senkrecht zur Berührlinie $v_{\Sigma\text{vert}}$, Gleit-Wälz-Verhältnis s_x und relative Schmierfilmdicke λ_z sowie Einflussfaktoren zur Berücksichtigung der Schmierstoffeigenschaften C_L und der Rauheitsstruktur und -orientierung C_{RS} . Der Schmierzustand im Zahnkontakt wird bei der Berechnung der relativen Schmierfilmdicke über den Korrekturfaktor C_λ berücksichtigt.

$$\mu = f(p_H, v_{\Sigma}, s_x, \lambda_z, C_\lambda, C_L, C_{RS}) = c_1 \cdot (p_H)^\alpha \cdot (v_{\Sigma\text{vert}})^\beta \cdot (s_x)^\gamma \cdot (C_\lambda \cdot \lambda_z)^\delta \cdot C_L \cdot C_{RS} \quad (79)$$

μ	[-]	Reibungszahl	c_1	[-]	Konstante
p_H	[N/mm ²]	Hertzsche Pressung	$\alpha, \beta, \gamma, \delta$	[-]	Exponenten
$v_{\Sigma\text{vert}}$	[m/s]	Summengeschwindigkeit senkrecht zur Berührlinie	C_L	[-]	Schmierstofffaktor
s_x	[-]	Gleit-Wälz-Verhältnis	C_{RS}	[-]	Rauheitsstrukturfaktor
λ_z	[-]	relative Schmierfilmdicke	C_λ	[-]	Schmierfilmdickenfaktor

Zunächst werden die Konstante und die Exponenten des Ansatzes anhand einer Regressionsrechnung mit dem Statistikprogramm SPSS [SPSS] für die an quer geschliffenen Scheiben mit FVA3A gemessenen Reibungszahlen ermittelt. Die Korrekturfaktoren C_L , C_{RS} und C_λ werden dabei definitionsgemäß zu 1 gesetzt. Der so gewonnene Ansatz wird auf die längs geschliffenen und kreuzgeschliffenen Scheiben angewandt. Die sich ergebenden Abweichungen werden durch den Rauheitsstrukturfaktor ausgeglichen, der in Abhängigkeit des Winkels zwischen Berührlinie und Schleifstruktur ω definiert wird (Randbedingung: $C_{RS} = 1$ bei $\omega = 0^\circ$):

$$C_{RS} = f(\omega) = 1 + (c_2 \cdot \sin \omega)^\varepsilon \quad (80)$$

C_{RS}	[-]	Rauheitsstrukturfaktor	ω	[°]	Winkel der Berührlinie zur Schleifstruktur
c_2	[-]	Konstante	ε	[-]	Exponent

Über den Vergleich der an den quer geschliffenen Scheiben gemessenen Reibungszahlen für die beiden verwendeten Öle wird für die Versuche mit SAF-XO100 ein Schmierstofffaktor abgeleitet, der den Vergleich der verschiedenen Versuchsreihen erlaubt. Um das Reibungsverhalten der Schmierstoffe bei unterschiedlichen Schmierungsbedingungen zu berücksichtigen wird dieser Schmierstofffaktor in Abhängigkeit der relativen Schmierfilmdicke definiert:

$$C_L(\text{SAF} - \text{XO100}) = f(\lambda) = c_3 \cdot \lambda_z^\varphi \quad (81)$$

C_L	[-]	Schmierstofffaktor	λ_z	[-]	relative Schmierfilmdicke
c_3	[-]	Konstante	φ	[-]	Exponent

Damit ergibt sich für die Reibungszahlen im Scheibenkontakt folgender Zusammenhang:

$$\mu = 0,024 \cdot (\rho_H)^{0,10} \cdot (v_{\Sigma\text{vert}})^{-0,20} \cdot (s_x)^{0,05} \cdot (\lambda_z)^{-0,10} \cdot C_L \cdot C_{RS} \quad (82)$$

mit

$$C_L(\text{FVA3A}) = 1,0 \quad (83)$$

$$C_L(\text{SAF} - \text{XO100}) = 0,40 \cdot (\lambda_z)^{-0,25}$$

$$C_{RS} = 1 + (0,30 \cdot \sin \omega)^\varepsilon \quad (84)$$

$\varepsilon = 2,0$ für parallele Strukturen

$\varepsilon = 0,5$ für gekreuzte Strukturen

μ	[-]	Reibungszahl	λ_z	[-]	relative Schmierfilmdicke
ρ_H	[N/mm ²]	Hertzsche Pressung	ω	[°]	Winkel der Berührlinie zur Schleifstruktur
$v_{\Sigma\text{vert}}$	[m/s]	Summengeschwindigkeit senkrecht zur Berührlinie	C_L	[-]	Schmierstofffaktor
s_x	[-]	Gleit-Wälz-Verhältnis	C_{RS}	[-]	Rauheitsstrukturfaktor

Anwendung des neuen Reibungszahlansatzes auf Scheiben

Bild 4-20 zeigt für die beiden Versuchsöle die Gegenüberstellungen der nach dem neuen Ansatz berechneten mit den gemessenen Reibungszahlen für die quer und längs geschliffenen sowie die kreuzgeschliffenen Scheiben. Die Mittelwerte $\bar{\mu}(\mu_{ber}/\mu_{gem})$ dieser Scheibenvarianten liegen zwischen 0,76 und 1,07 bei Standardabweichungen von $\sigma = 18,0\%$ bis $33,8\%$. Die Nachrechnung der im Drei-Scheiben-Prüfstand gemessenen Reibungszahlen mit dem neuen Reibungszahlansatz (siehe Bild 4-21) bringt ebenfalls sehr gute Übereinstimmungen (Mittelwert $\bar{\mu}(\mu_{ber}/\mu_{gem}) = 1,00$ bei Standardabweichungen $\sigma = 10,3\%$). Die Anwendung des beschriebenen Reibungszahlansatzes auf die Scheibenversuche ergibt demnach eine gute Übereinstimmung von Rechnung und Messung:

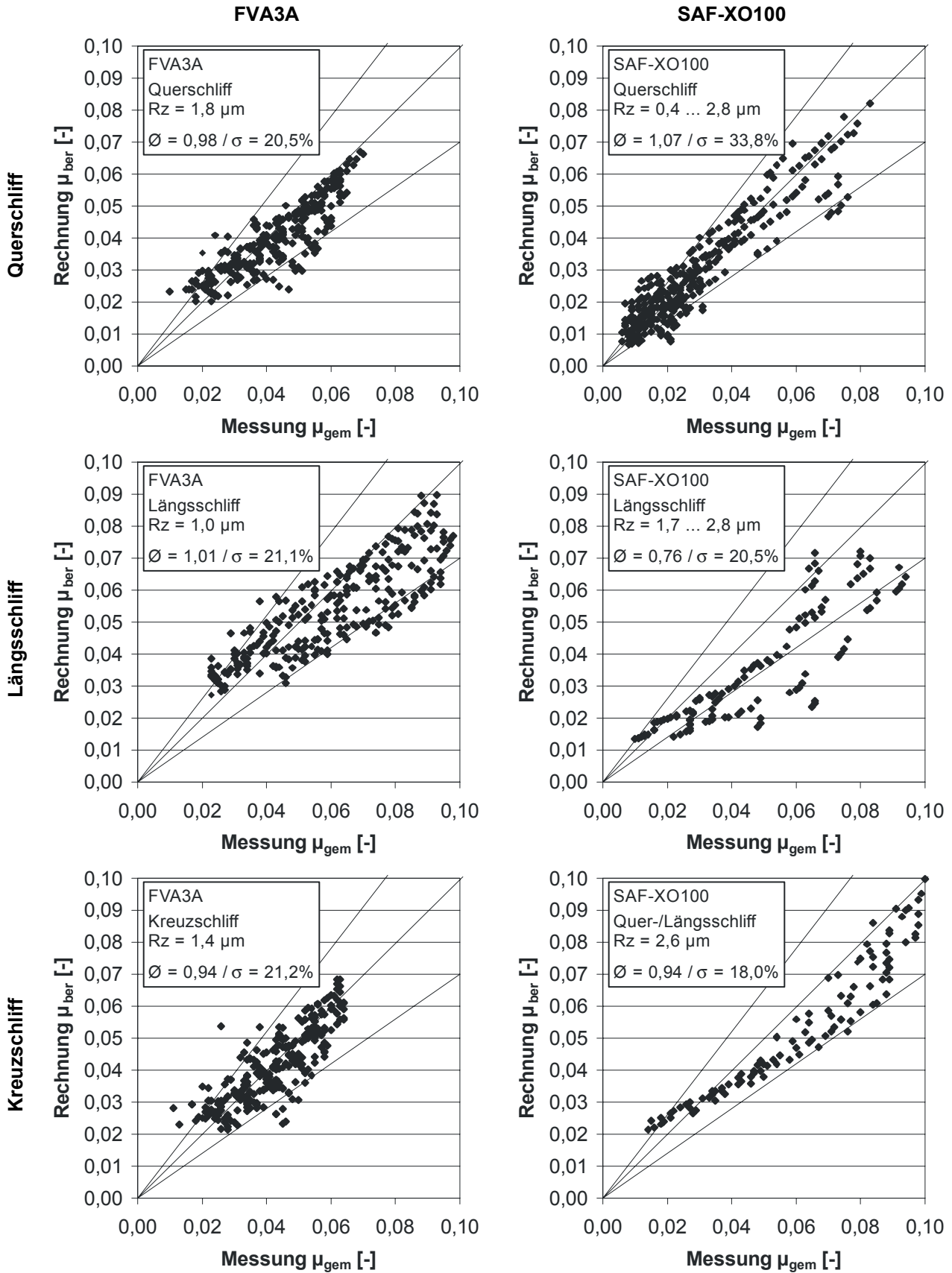


Bild 4-20: Vergleich der nach dem neuen Ansatz berechneten mit den gemessenen Reibungszahlen im Scheibenkontakt (2SP)

Der Vergleich aller im ZSP und 3SP untersuchten Reibungszahlen mit der Nachrechnung ergibt das in Bild 4-21 oben gezeigte Ergebnis. Der Gesamtmittelwert liegt bei $\bar{\mu}_{ber} / \bar{\mu}_{gem} = 0,98$ bei einer Standardabweichung $\sigma = 29,4\%$. Im Vergleich zur Anwendung der beiden bestehenden Ansätze nach Schlenk (Mittelwert $\bar{\mu}_{ber} / \bar{\mu}_{gem} = 0,80$ bei Standardabweichung $\sigma = 53,9\%$) und Wech (Mittelwert $\bar{\mu}_{ber} / \bar{\mu}_{gem} = 0,62$ bei Standardabweichung $\sigma = 46,4\%$) bringt der neue Ansatz eine deutlich verbesserte Genauigkeit. Insbesondere die Berücksichtigung des Schlupfs (Einfluss bei Schlenk gar nicht berücksichtigt, bei Wech zu stark gewichtet) und die Abhängigkeit von der relativen Schmierfilmdicke (bei den anderen Ansätzen nur indirekt berücksichtigt) bedingt die Verbesserung der Reibungszahlberechnung.

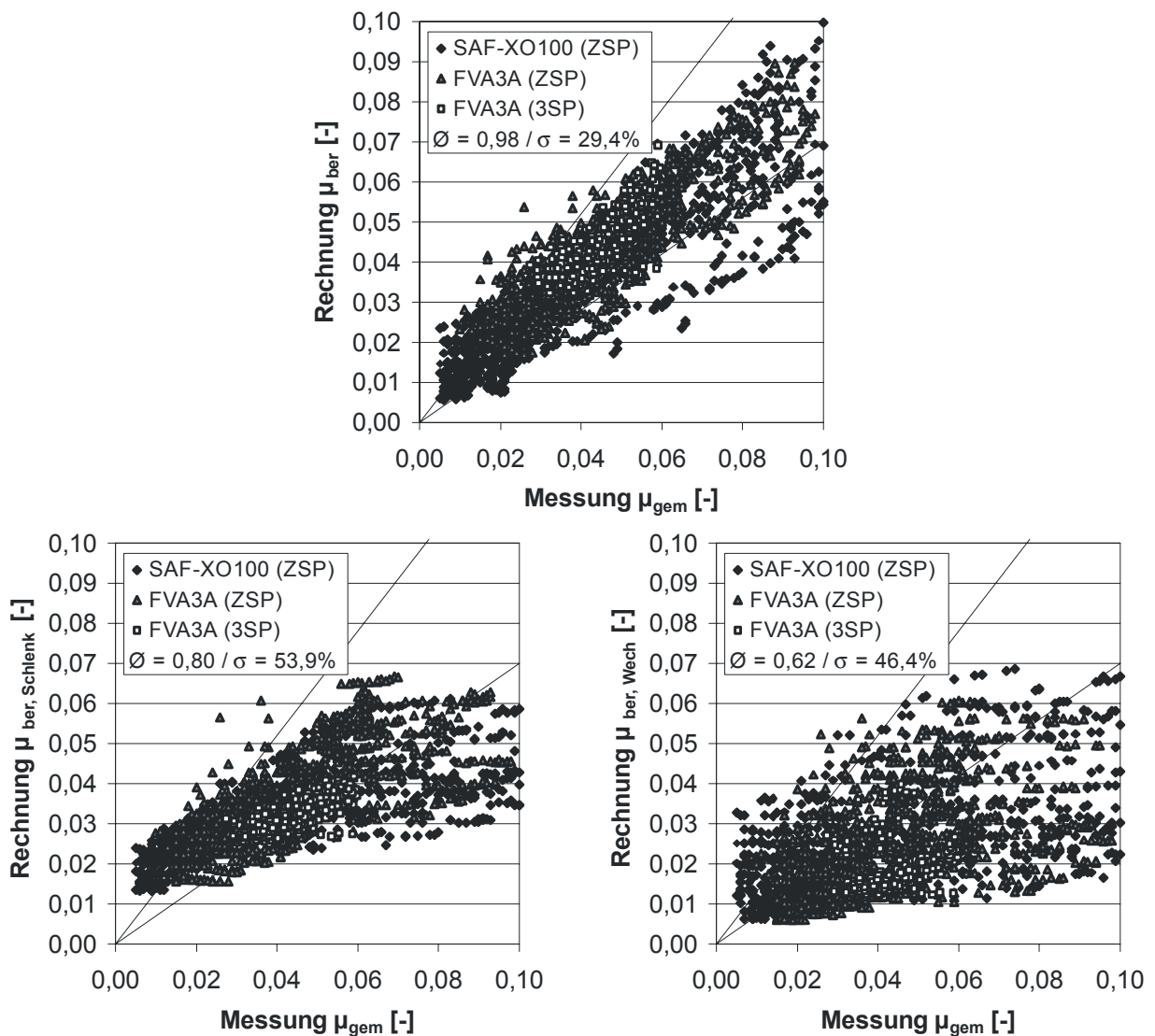


Bild 4-21: Gesamtvergleich der nach dem neuen Ansatz berechneten und gemessenen Reibungszahlen im Scheibenkontakt (ZSP und 3SP)
oben: neuer Reibungszahlansatz
unten links: Ansatz Schlenk [Schl], unten rechts: Ansatz Wech [Wech]

Anwendung des neuen Reibungszahlansatzes auf Stirnräder

Bei den qualitativen Schmierfilmdickenmessungen am FZG-Wirkungsgradprüfstand [Dole] wurden parallel auch die auftretenden Verlustleistungen gemessen, sodass sowohl für die unkorrigierte als auch die korrigierte Verzahnung vom Typ C-PT Messwerte zum Verlustverhalten zur Verfügung standen. Bei der Ermittlung der Reibungszahlen aus den gemessenen Verlustleistungen wurde dabei jeweils der mit RIKOR I [Riko] ermittelte lokalgeometrische Verlustfaktor H_{VL} nach Wimmer [Wimm] herangezogen. Die so ermittelten Reibungszahlen werden zur Validierung des neuen Reibungszahlansatzes verwendet:

Die Anwendung des Reibungszahlansatzes auf die Versuche mit der unkorrigierten C-Verzahnung ergibt den in Bild 4-22 oben exemplarisch gezeigten Verlauf über der Eingriffsstrecke. In Bild 4-22 unten ist der entsprechende Verlauf für die Verzahnung C-PT mit Kopfrücknahme dargestellt:

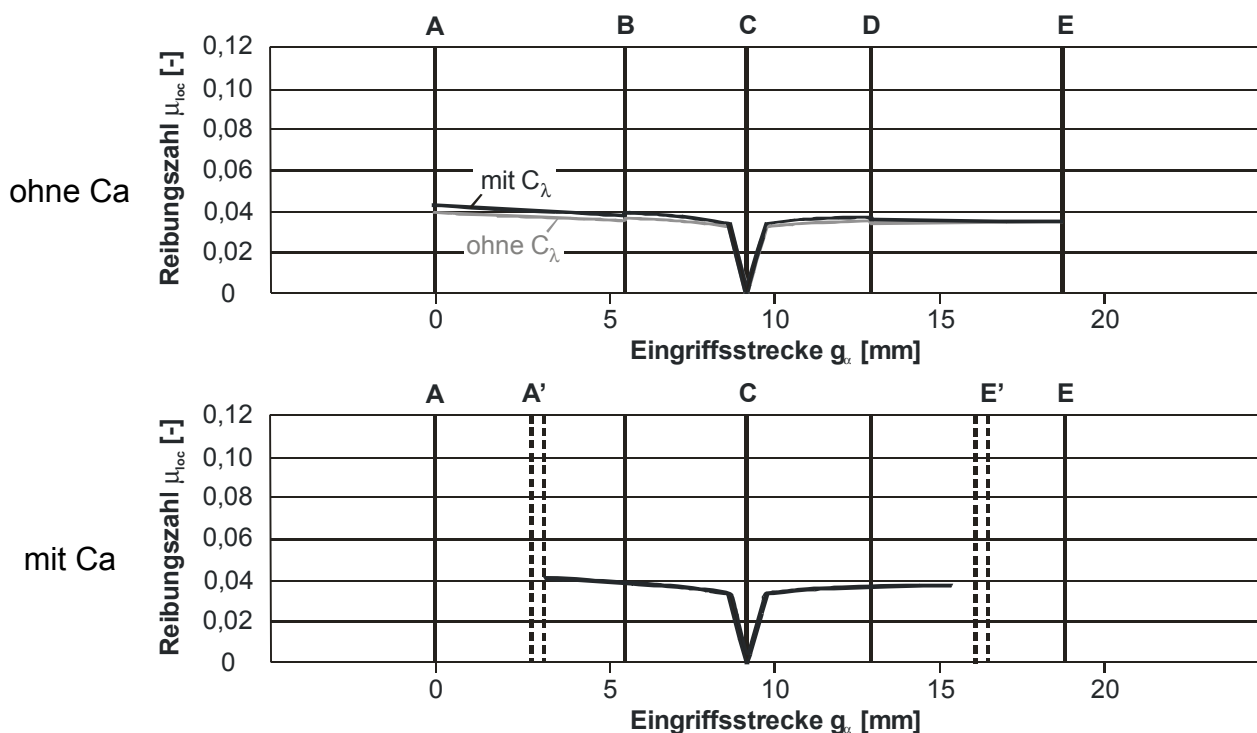


Bild 4-22: Einfluss der Geschwindigkeit auf die Reibungszahl im Zahnkontakt
 ($KS3 / T_1 = 35 \text{ Nm}$, $v_t = 3,4 \text{ m/s}$, $\vartheta_{0l} = 90^\circ\text{C}$)

Die Reibungszahl weist am Eingriffsbeginn ihr Maximum auf, erreicht im Wälzpunkt C den Wert 0 (Gleitgeschwindigkeit = Schlupf = 0), um dann im Ausgriff ein konstantes Niveau zu erreichen. Das Maximum am Eingriffsbeginn ist zum einen auf die dort im Vergleich zur restlichen Eingriffsstrecke höheren Pressung, zum anderen auf die niedrigere Summengeschwindigkeit zurückzuführen. Des Weiteren wirkt sich dort – jedoch nur bei höheren Drehzahlen – der Schmierfilmdickenfaktor C_λ aus. Da dieser ab einem von der Umfangsgeschwindigkeit abhängenden Punkt der Eingriffsstrecke den Wert 1 annimmt, sind die beiden Kurven „mit C_λ “ und „ohne C_λ “ ab dort deckungsgleich.

Der Reibungszahlverlauf der Verzahnung mit Kopfrücknahme (Bild 4-22 unten) ist qualitativ dem ohne Kopfrücknahme ähnlich, quantitativ ergeben sich aufgrund der höheren lokalen Pressung etwas höhere Reibungszahlen. Die höhere Pressung resultiert aus der verkürzten Eingriffsstrecke: Im gezeigten Fall (KS3 / $T_1 = 35$ Nm) geht die Überdeckung gegen 1, das Doppeleingriffsgebiet ist nahezu nicht existent. Mit steigender Last nähert sich die Ausprägung des Eingriffs jedoch derjenigen der unkorrigierten Verzahnung an, die Unterschiede bei den Reibungszahlen werden kleiner.

Der Vergleich der berechneten, über der Eingriffsstrecke integrierten mit den gemessenen, mittleren Reibungszahlen ergibt die in Bild 4-23 dargestellten Ergebnisse:

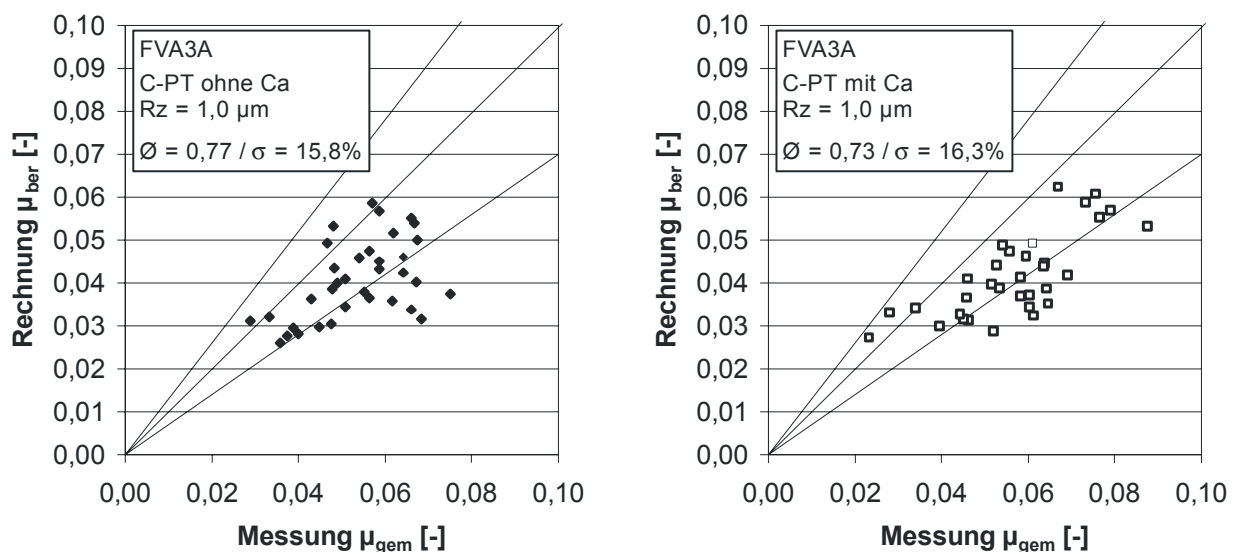


Bild 4-23: Vergleich der nach dem neuen Ansatz berechneten und gemessenen Reibungszahlen im Stirradkontakt
links: C-PT ohne Ca, rechts: C-PT mit Ca

Sowohl für die unkorrigierte als auch für die korrigierte Verzahnung ergeben sich im Durchschnitt 25% zu niedrige Reibungszahlen. Daraus kann geschlossen werden, dass der an Scheiben ermittelte Reibungszahlansatz trotz Berücksichtigung der stirradspezifischen Schmierungsbedingungen nicht alle Einflüsse abdeckt. Weiterer Forschungsbedarf hinsichtlich der Verzahnungsreibungszahl ist daher weiterhin gegeben. Die Lücke zwischen der Scheiben- und der Verzahnungsreibungszahl wird (bis auf weiteres) über eine Anpassung der Konstanten von $c_1 = 0,024$ auf $c_1 = 0,032$ geschlossen. Damit ergibt sich eine sehr gute Übereinstimmung von Rechnung und Messung (Mittelwert $\bar{\mu}_{ber} / \mu_{gem} = 1,0$ bei Standardabweichung $\sigma = 21,4\%$).

$$\mu_{loc} = 0,032 \cdot (p_H)^{0,10} \cdot (v_{\Sigma vert})^{-0,20} \cdot (s_x)^{0,05} \cdot (C_\lambda \cdot \lambda_z)^{-0,10} \cdot C_L \cdot C_{RS} \quad (85)$$

μ_{loc}	[-]	lokale Reibungszahl	C_λ	[-]	Schmierfilmdickenfaktor für unkorrigierte Verzahnungen
p_H	[N/mm ²]	Hertzsche Pressung	λ_z	[-]	relative Schmierfilmdicke
$v_{\Sigma vert}$	[m/s]	Summengeschwindigkeit senkrecht zur Berührlinie	C_L	[-]	Schmierstofffaktor, z.B. nach FVA345
s_x	[-]	Schlupf	C_{RS}	[-]	Rauheitsstrukturfaktor mit $\omega = \beta_B$ (β_B = Neigungswinkel der Berührlinie)

Anwendung des neuen Reibungszahlansatzes auf Kegelrad- und Hypoidverzahnungen

Die Überprüfung der Anwendbarkeit des neuen Reibungszahlansatzes für Stirnräder (siehe Gleichung (85)) auf Kegelrad- und Hypoidverzahnungen erfolgt anhand der von Wech [Wech] durchgeführten Untersuchungen zum Verzahnungswirkungsgrad dieser Verzahnungen, wobei insbesondere der Einfluss der Achsversetzung im Fokus steht. Da von [Wech] nur Angaben zu den Wirkungsgraden veröffentlicht wurden, also keine konkreten Werte zu den gemessenen Verlustleistungen zur Verfügung stehen, muss der Vergleich indirekt erfolgen: Mithilfe der von [Wech] in seinen experimentellen Untersuchungen verwendeten Prüfverzahnungen A0, A6, A12 und A22 wird die nach seinem Ansatz berechnete Verlustleistung $P_{VZP,Wech}$ (siehe Anhang C) mit der mit dem neuen Reibungszahlansatz lokal berechneten und über den Eingriff integrierten Verlustleistung $P_{VZP,i}$ verglichen. Diese bestimmt sich nach Wimmer [Wimm] in Abhängigkeit von der lokalen Reibungszahl μ_i , der lokalen Normalkraft $F_{N,i}$ sowie der lokalen Gleitgeschwindigkeit $v_{g,i}$:

$$P_{VZP,i}(x,y) = \mu_i(x,y) \cdot F_{N,i}(x,y) \cdot v_{g,i}(x,y) \quad (86)$$

$$P_{VZP} = \int_{y=0}^b \int_{x=A}^E P_{VZP,i}(x,y) dx dy = \frac{1}{\rho_{et}} \cdot \int_{y=0}^b \int_{x=A}^E \mu_i(x,y) \cdot f_{N,i}(x,y) \cdot v_{g,i}(x,y) dx dy \quad (87)$$

P_{VZP}	[kW]	Verzahnungsverlustleistung	v_g	[m/s]	Gleitgeschwindigkeit
μ_i	[-]	lokale Reibungszahl	b	[mm]	Zahnbreite
F_N	[N]	Normalkraft	ρ_{et}	[-]	Eingriffteilung
f_N	[N/mm]	Linienlast	x,y	[mm]	Koordinaten im Eingriffsfeld

Der Vergleich der so berechneten mittleren Verzahnungsverlustleistungen $P_{VZP,i}$ mit den nach [Wech] berechneten ergibt die in Bild 4-24 dargestellten Ergebnisse: Im Durchschnitt

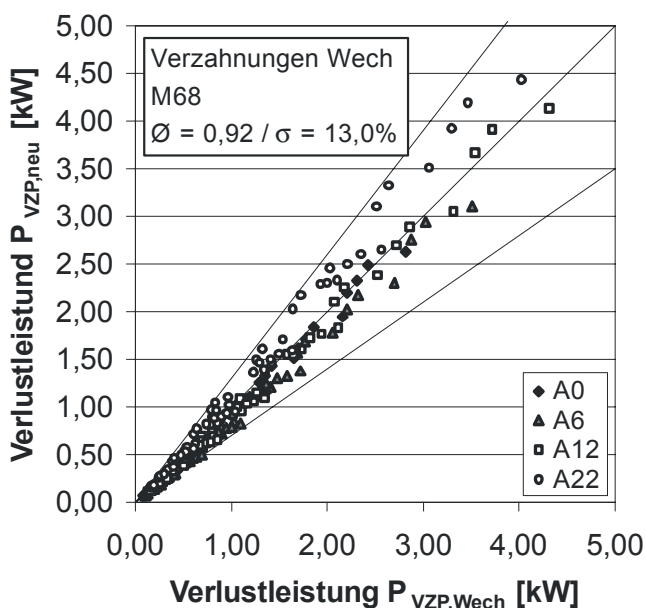


Bild 4-24: Vergleich der nach dem neuen Ansatz und der nach [Wech] berechneten Verlustleistung

ergeben sich mit dem neuen Ansatz für die Prüfverzahnungen von [Wech] knapp 10% zu niedrige Verlustleistungen. Auch in diesem Fall gilt, dass die kegelradspezifischen Einflüsse bei der Berechnung der lokalen Reibungszahl nicht ausreichend genau abgedeckt sind. Weiterer Forschungsbedarf hinsichtlich der Verzahnungsreibungszahl bei Kegelrädern ist daher gegeben. Um den Unterschied auszugleichen wird die Konstante der Reibungszahlgleichung für Kegelrad- und Hypoidverzahnungen von $c_1 = 0,032$ auf $c_1 = 0,036$ korrigiert. Damit ergibt sich eine gute Übereinstimmung von Rechnung und Messung (Mittelwert $\bar{\mu}(\mu_{ber}/\mu_{gem}) = 1,0$ bei Standardabweichung $\sigma = 14,0\%$).

4.2 Reibungsverhalten der Versuchsschmierstoffe (FZG-Wirkungsgradtest)

Alle im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Öle wurden im FZG-Wirkungsgradtest [Dole] im Hinblick auf ihr Reibungsverhalten untersucht. Für den Vergleich der Schmierstoffe wurden dabei die in FVA 345 [Dole] definierten Schmierstoffverlustfaktoren herangezogen.

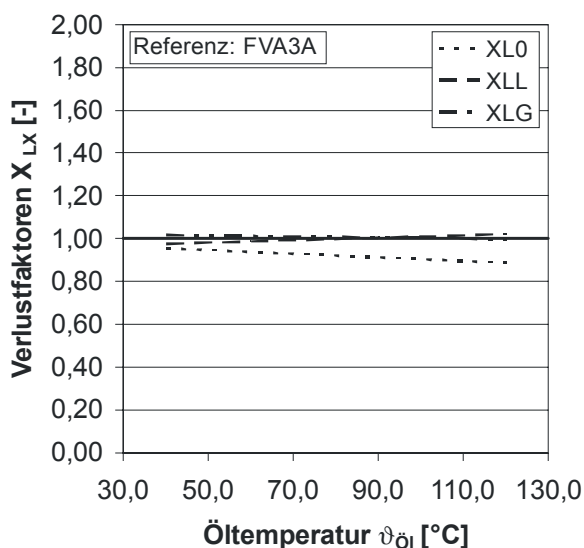


Bild 4-25: Schmierstoffverlustfaktoren für den verwendeten Versuchsschmierstoff FVA3+1%A

Die Schmierstoffverlustfaktoren stellen das gemessene Verlustmoment des untersuchten Öls in Relation zum Referenzöl FVA3A dar und geben damit das Reibungsverhalten bei den Betriebsbedingungen Leerlauf, EHD- und Grenzreibung an. Die Verlustfaktoren für EHD- und Grenzreibung können z.B. bei der Reibungszahlberechnung als Schmierstofffaktoren C_L eingesetzt werden.

Bild 4-25 zeigt die Schmierstoffverlustfaktoren des für die Fressuntersuchungen speziell gemischten Versuchöls FVA3+1%A in Relation zum Standard-Referenzöl FVA3A. Die Faktoren zeigen an, dass sich das Versuchöl bei allen Betriebsbedingungen nicht signifikant vom Referenzöl unterscheidet.

Das bei den Reibungszahlmessungen im Zwei-Scheiben-Prüfstand verwendete SAF-XO100 wurde ebenfalls im FZG-Wirkungsgradtest [Dole] untersucht und wies das folgende Reibungsverhalten auf (Bild 4-26):

Das Verlustverhalten bei Leerlauf ist trotz leicht höherer Viskosität etwas besser ($X_{L0} < 1$), wobei der Unterschied zum Referenzöl FVA3A nicht signifikant ist. Die Verluste bei EHD-Reibungsbedingungen liegen deutlich unterhalb FVA3A im für PAOs typischen Bereich von $X_{LL} = 0,7 \dots 0,8$. Sie sinken mit zunehmender Temperatur (abnehmender Schmierfilmdicke) und nähern sich dem Grenzreibungsverlustfaktor, der bei ca. $X_{LG} = 0,7$ liegt. Insgesamt ist das Reibungsverhalten damit deutlich günstiger, wobei diese im Zahnkontakt ermittelten Unterschiede nicht so groß sind wie die im Scheibenkontakt ermittelten.

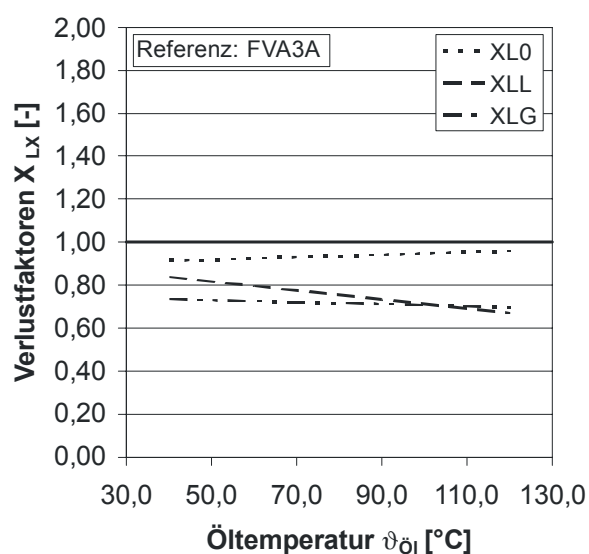


Bild 4-26: Schmierstoffverlustfaktoren für den verwendeten Versuchsschmierstoff SAF-XO100

In Bild 4-27 sind die gemessenen Schmierstoff-Verlustfaktoren für die drei beim Fresstestvergleich verwendeten Praxisschmierstoffe gezeigt:

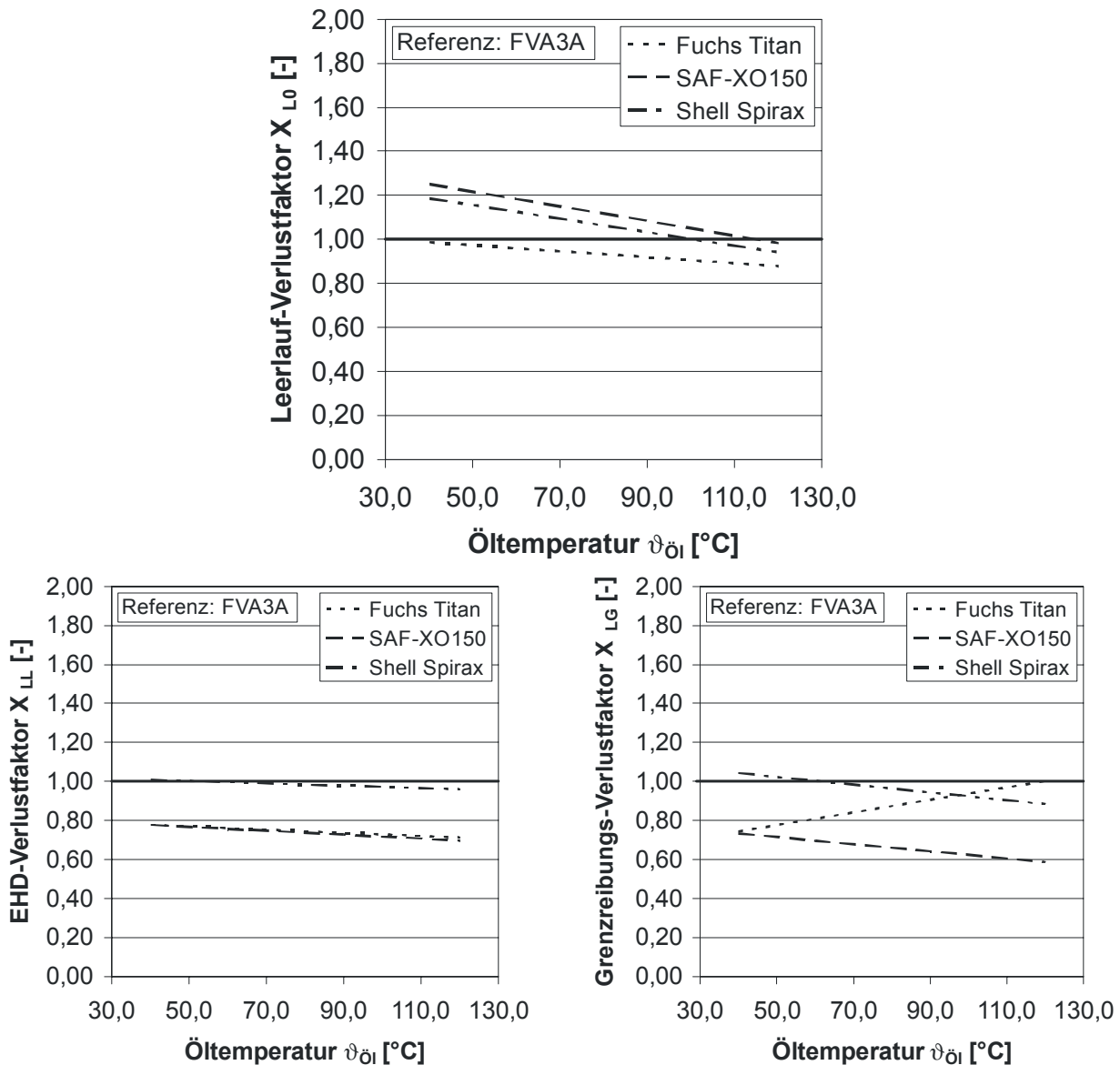


Bild 4-27: Schmierstoffverlustfaktoren für die beim Fresstestvergleich verwendeten Praxisschmierstoffe

Die Leerlaufverluste der drei Öle ordnen sich entsprechend der Viskositäten: Das Fuchs Titan mit ähnlicher Viskosität wie das Referenzöl FVA3A liegt im Bereich $X_{L0} = 1$ und weist damit ein ähnliches Verlustverhalten auf wie FVA3A. Die anderen beiden Öle mit höherer Viskosität liegen darüber. Der EHD-Verlustfaktor zeigt den Einfluss des Grundöls: Das Shell Spirax als „echtes“ Mineralöl zeigt mit $X_{LL} = 1$ ein ähnliches Verlustverhalten wie das ebenfalls mineralölbasierte FVA3A. Das SAF-XO150 liegt als PAO deutlich unter dem Referenzöl im typischen Bereich $X_{LL} = 0,7 \dots 0,8$. Das Fuchs Titan ist ein teilsynthetisches Öl und deswegen bzgl. des Reibungsverhaltens eher mit PAOs als mit Mineralölen zu vergleichen. Es liegt ebenfalls im Bereich $X_{LL} = 0,7 \dots 0,8$.

Das Grenzreibungs-Verlustverhalten ist hauptsächlich von der Additivierung geprägt: Das wie FVA3A mit Anglamol 99 additivierte Shell Spirax weist ein sehr ähnliches Verlustverhalten bei Grenzreibungsbedingungen auf ($X_{LG} = 1$). Die beiden anderen Öle liegen etwas (Fuchs Titan) bzw. deutlich unter (SAF-XO150) dem Referenzöl und weisen damit in diesem Bereich ein besseres Verlustverhalten auf.

4.3 Fresstragfähigkeit der Versuchsschmierstoffe

Mit den drei in 3.3 vorgestellten Praxisschmierstoffe Fuchs Titan, Shell Spirax und SAF-XO wurden die verschiedenen für API-GL4- und API-GL5-Öle zur Verfügung stehenden Standard-Fresstests durchgeführt und damit untersucht, ob die Ergebnisse dieser Tests vergleichbar sind. Die Tests waren die Stirnrad-Tests A10/16,6R/90 [F243-1, F243-2], S-A10/16,6R/90 [F243-1, F243-2] und der Hypoid-Test A mod [Hypo]. Mit den Vergleichstests sollte gleichzeitig geklärt werden, ob die an Stirnrädern ermittelte Fresstragfähigkeit eines Schmierstoffs (Grenztemperatur ϑ_s) auf Kegelrad- und Hypoidverzahnungen übertragen werden kann. Dazu werden alle drei Schmierstoffe im FZG-Hypoid-Fresstest A mod untersucht, die beiden GL5-Öle zusätzlich im Sprungtest S-A10/16,6R/90, das GL4-Öl zusätzlich im Stufentest A10/16,6R/90.

Ein GL4-Öl fällt im Stufentest A10/16,6R/90 [F243-1, F243-2] typischerweise in einer Kraftstufe größer 10 ($T_{1T} > 372,6$ Nm) aus, im Sprungtest S-A10/16,6R/90 [F243-1, F243-2] bei einer Kraftstufe höher als 8 ($T_{1T} > 239,3$ Nm). Als GL5 wird ein Schmierstoff bezeichnet, der den Sprungtest in der 9. Kraftstufe ($T_{1T} = 302,0$ Nm) ohne Fresser durchläuft und erst in der 10. oder einer höheren Kraftstufe ($T_{1T} > 372,6$ Nm) ausfällt. Der Hypoid-Öltest A mod [Hypo] klassifiziert einen Schmierstoff als GL5-Öl, wenn dieser den Test einschließlich der 11. Laststufe ($T_{1TH} = 682$ Nm) schadensfrei durchläuft. Die genaue Schadenslaststufe für einen GL4-Schmierstoff ist nicht definiert, es ist jedoch auf jeden Fall während des Versuchslaufs mit einem Schaden zu rechnen.

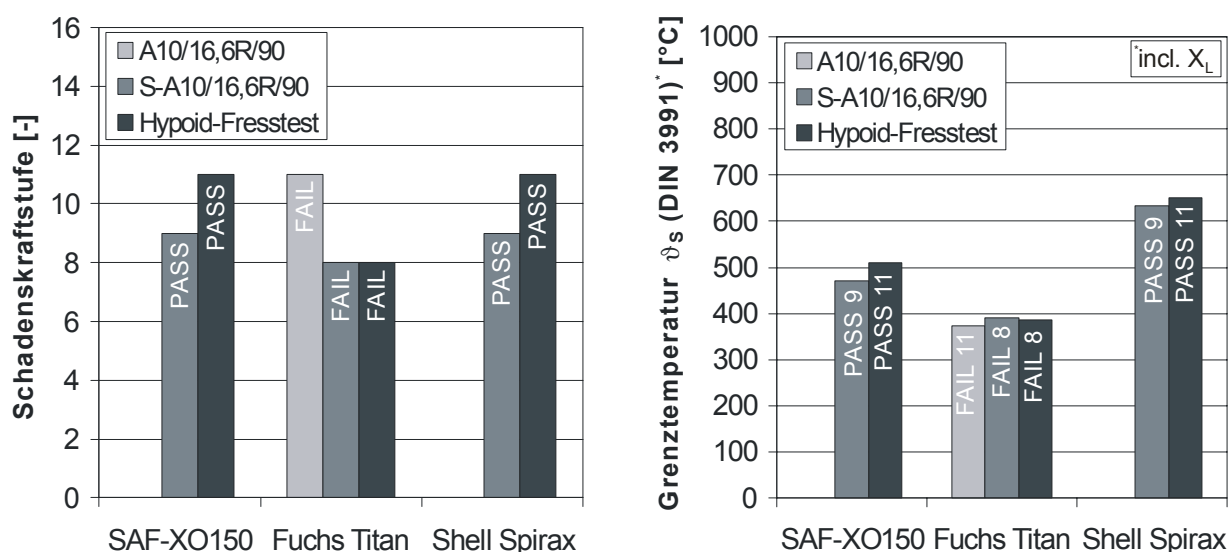
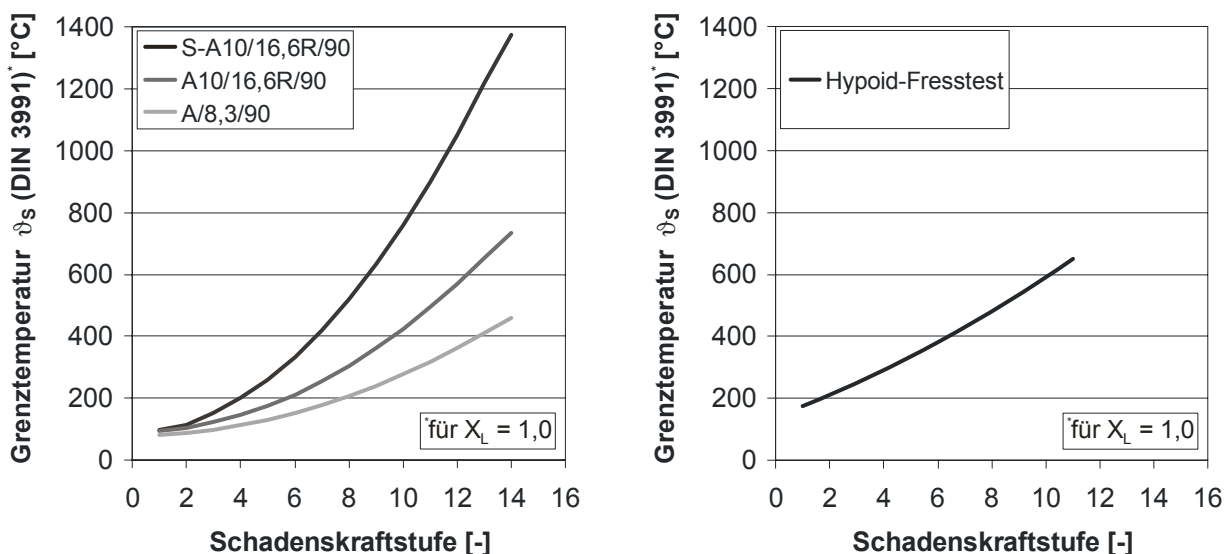


Bild 4-28: Ergebnisse der vergleichenden Fresstests
Schadenskraftstufen (links), Grenztemperaturen nach DIN 3991 [XXX] (rechts)

Das Fuchs Titan fällt wie erwartet im Stufentest bei einer Kraftstufe $KS > 10$ aus, im Sprungtest dagegen schon bei $KS8$. Das Shell Spirax und das SAF-XO150 durchlaufen den Sprungtest jeweils mit einem PASS in $KS12$ (Bild 4-28 links). Dieses Ergebnis wird im Hypoid-Fresstest bestätigt: Wie erwartet durchlaufen die GL5-Schmierstoffe den Test schadensfrei, das GL4 fällt in $LS8$ mit einem Fressschaden aus. Da der Hypoid-Fresstest nur GL4 und GL5 unterscheidet, darüber aber nicht weiter differenziert, werden die beiden GL5-Öle für den Vergleich der Testverfahren als PASS 9 gewertet.

Die Auswertung der Versuchsergebnisse erfolgt anhand der in der DIN 3991 angegebenen Grenztemperatur für den Standardtest A/8,3/90 [D391] bzw. nach FVA 243 [F243-1, F243-2] für die verschärften Fresstests unter Berücksichtigung der Schmierstofffaktoren aus dem Wirkungsgradtest ($X_L = X_{LL}$ aus 4.2). Für den Hypoid-Fresstest wird in Analogie zu den Stirnrad-Fresstests eine Näherungsgleichung auf Basis der DIN 3991 [D391] aufgestellt (Bild 4-29), die plausible Annahmen zur Öl- und Massentemperatur (basierend auf den Messungen siehe 4.4) sowie zur Rauheit ($R_z = 5,0 \mu\text{m}$, $R_a = 0,8 \mu\text{m}$) und zur relativen Tragbildbreite ($b_{eH}/b_2 = 0,85 \dots 1,0$) enthält. Über den Gefügefaktor $X_W = 1,25$ wird berücksichtigt, dass die Tellerräder im Hypoid-Fresstest phosphatiert sind, was sich positiv auf den Einlauf und damit auf die Fresstragfähigkeit auswirkt. Außerdem wird der Treibrichtungsfaktor beruhend auf den Erkenntnissen aus den experimentellen Untersuchungen dieser Arbeit (siehe 4.5.6) trotz treibendem Rad zu $X_Q = 1,0$ gesetzt.



Näherungsgleichungen für die Grenztemperatur ϑ_s (Anwendung nach DIN 3991):

$$\text{A/8,3/90} \quad \vartheta_{S,DIN} = 80 + 0,23 \cdot X_L \cdot T_{1T} + 1,5 \cdot X_{WrelT} \cdot \left(0,2 \cdot X_L \cdot T_{1T} \cdot \left(\frac{100}{v_{40}} \right)^{0,02} \right)$$

$$\text{A10/16,6R/90} \quad \vartheta_{S,DIN} = 90 + 0,3 \cdot X_L \cdot T_{1T} + 1,5 \cdot X_{WrelT} \cdot (0,4 \cdot X_L \cdot T_{1T})$$

$$\text{S-A10/16,6R/90} \quad \vartheta_{S,DIN} = 90 + 0,3 \cdot X_L \cdot T_{1T} + 1,5 \cdot X_{WrelT} \cdot (1,0 \cdot X_L \cdot T_{1T})$$

$$\text{Hypoid-Fresstest} \quad \vartheta_{S,DIN} = 90 + 0,2 \cdot X_L \cdot T_{1T} + 1,5 \cdot X_{WrelT} \cdot (3,0 \cdot X_L \cdot T_{1T}^{0,7})$$

Bild 4-29: Abhängigkeit der Grenztemperatur ϑ_s (DIN 3991) von der Schadenskraftstufe bzw. dem Test-Drehmoment für die verschiedenen untersuchten Fresstests

Die Auswertung für die drei Praxisschmierstoffe ist in Bild 4-28 (rechts) gezeigt. Da die beiden GL5-Öle nicht differenziert werden konnten, wurden sie mit PASS KS9 (S-A10/16,6R/90) bzw. PASS LS11 (Hypoid-Fresstest) gewertet. Es ergibt sich damit für alle Praxisschmierstoffe eine sehr gute Übereinstimmung der ermittelten Grenztemperaturen nach DIN 3991 [D391]. Insgesamt zeigt der Vergleich damit eine gute Übertragbarkeit der verschiedenen Fresstests sowie die Anwendbarkeit der in einem Stirnrad-Fresstest ermittelten Grenztemperatur auf Kegelrad- und Hypoidverzahnungen.

Für die Versuchsöle FVA3 und FVA3+1%A wurden ebenfalls Standard-Fresstests durchgeführt, um die für Auswertung der Kegelrad- und Hypoidversuche notwendige Tragfähigkeit der Öle zu ermitteln. Das unadditivierte FVA3 fiel im Test A/8,3/90 in Kraftstufe 8 bis 9 aus, das mit 1% Anglamol 99 additivierte FVA3 in Kraftstufe 14. Für FVA3+1%A wurde auch der verschärfte Test A10/16,6R/90 durchgeführt. Es kam zu einem Ausfall in Kraftstufe 10.

Um den Einfluss der Kontakttemperatur auf die Grenztemperatur über die Konstanten $C_{Th,FVA3}$ und $C_{Th,FVA3+1\%A}$ nach Schlenk [Sch] berücksichtigen zu können, wurden zusätzlich noch Fresstests bei einer erhöhten Öltemperatur von $\vartheta_{Öl} = 140^{\circ}\text{C}$ durchgeführt. Dabei ergab sich für das unadditivierte FVA 3 im A/8,3/140 ebenfalls eine Schadenslaststufe 8, für FVA3+1%A im A10/16,6R/140 eine Schadenslaststufe 11. In beiden Fällen führte die höhere Öltemperatur zu einer verstärkten Reaktivität der Additive bzw. der „additiv wirkenden“ Bestandteile des Grundöls und damit zu einer höheren Fresstragfähigkeit. Für die Konstanten $C_{Th,FVA3}$ und $C_{Th,FVA3+1\%A}$ nach Schlenk [Sch] ergeben sich damit die Werte $C_{Th,FVA3} = 100\text{ K}$ und $C_{Th,FVA3+1\%A} = 215\text{ K}$.

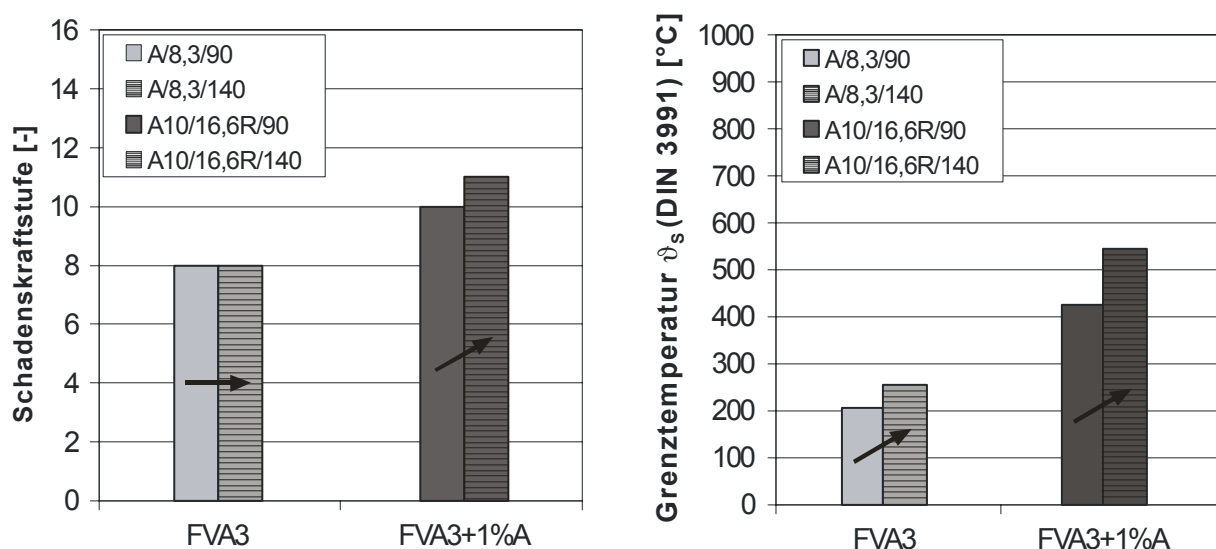


Bild 4-30: Ergebnisse des Fresstest-Vergleichs
Schadenskraftstufen (links), Grenztemperaturen (rechts)

Aufgrund unerwartet hoher Tragfähigkeiten der Kegelrad-Prüfverzahnungen mit dem unaddivierten FVA3 wurde nach einem Test ohne Schaden eine Ölprobe aus dem Kegelradprüfstand entnommen. Mit dieser wurde ein Standard-Fresstest A/8,3/90 durchgeführt. Die Ölprobe durchlief den Test ohne Ausfall bis KS 14. Die aus dem Einlauf mit FVA3+4%A resultierenden Additivreste, die sich nach dem Einlauf z.B. noch im Ritzeltopf befanden, führten demnach zu einer deutlichen Tragfähigkeitssteigerung, die bei der Versuchsauswertung berücksichtigt werden muss. Auch für das Versuchsöl FVA3+1%A wurde ein entsprechender Wiederholungstest (A10/16,6R/90) mit einer Gebrauchtölprobe durchgeführt. Das Ergebnis dieses Tests war eine Steigerung der Schadenskraftstufe auf KS11, was im Rahmen der Wiederholbarkeit des Tests liegt. Damit sind die Auswirkungen der „Kontamination“ bei diesem Öl nicht so gravierend wie bei dem ursprünglich unadditivierten Versuchsöl FVA3. Da die genaue Additiv-Konzentration der „kontaminierten“ Versuchsöle nicht bekannt ist und von Versuch zu Versuch auch leicht schwanken kann, erfolgte die Nachrechnung der Kegelradversuche mit FVA3 mit einer angenommenen Schadenskraftstufe KS14 (A/8,3/90) für FVA3 und KS10 (A10/16,6R/90) für FVA3+1%A, siehe 5.7.1 und 6.7.1.

Zusätzlich zu diesen Wiederholungstests wurden die Gebrauchtölproben auch bei der Firma Oelcheck hinsichtlich ihrer chemischen Zusammensetzung analysiert. Es ergaben sich dabei die folgenden Ergebnisse: Das unadditivierte FVA3 enthält bereits im Neuzustand Schwefel aus dem mineralischen Grundöl, der unter Umständen Additivwirkung haben kann. Damit erklärt sich die gleich bleibende Schadenskraftstufe bei der erhöhten Öltemperatur von 140°C. Bei den Gebrauchtölen zeigen sich neben einer leichten Änderung der Viskosität vor Allem Veränderungen bei den Anteilen der Elemente Schwefel und Phosphor aus dem Additiv A99. Die Kontamination durch das beim Einlauf verwendete FVA3+4%A führt dementsprechend bei FVA3 zu einer Verdoppelung, bei FVA3+1%A zu einer leichten Steigerung des Schwefelgehalts, womit sich die oben beschriebenen Ergebnisse der Fresstests mit den Gebrauchtölen erklären lassen.

	Einheit	FVA3		FVA3+1%A	
		neu	gebraucht	neu	gebraucht
kin. Viskosität bei 40°C	mm ² /s	93,66	94,02	94,02	93,19
kin. Viskosität bei 100°C	mm ² /s	10,45	10,36	10,53	10,32
Schwefel	mg/kg	1133	2063	4368	5654
Phosphor	mg/kg	0	45	153	227

Tabelle 4-5: Ergebnisse der chemischen Analyse der Versuchsöle

4.4 Massentemperaturen der Kegelrad-Prüfverzahnungen

Die Massentemperatur ist eine wesentliche Einflussgröße auf die Fresstragfähigkeit. Sie wurde zuletzt von Otto [Otto] an Stirnrädern systematisch untersucht. Insbesondere der Einfluss der Eintauchtiefe wurde dabei betrachtet und formelmäßig berücksichtigt. Damit steht für Stirnräder ein abgesichertes Verfahren zur Massentemperaturberechnung zur Verfügung. Für Kegelrad- und Hypoidverzahnungen gibt es bislang lediglich Näherungsgleichungen in den Normen zur Fresstragfähigkeitsberechnung (z.B. DIN 3991 [D391]). Deshalb wurden im Rahmen dieser Arbeit stichprobenartig Massentemperaturmessungen durchgeführt, um zu klären, inwieweit der Ansatz von Otto [Otto] auf Kegelräder übertragen werden kann. Dazu wurden sowohl Messungen bei stationären Bedingungen (Praxisanwendungen), aber auch bei instationären Bedingungen (Anwendung Fresstest) durchgeführt. Letzteres war vor allem auch für eine möglichst genaue Auswertung der Kegelrad-Fressversuche wichtig, da diese nicht bei stationären Betriebsbedingungen durchgeführt, sondern nach 10 Minuten Laufzeit je Laststufe abgebrochen werden. Dadurch stellen sich keine konstanten Öl- und Massentemperaturen ein, die Gleichungen der Normen für die Massentemperatur können somit nicht verwendet werden.

In Bild 4-31 sind für die beiden Varianten G0gr und G31,75gr die am Ende einer jeden Laststufe gemessenen Öl- und Massentemperaturen über dem Ritzeldrehmoment der einzelnen Laststufen des Fresstests gezeigt:

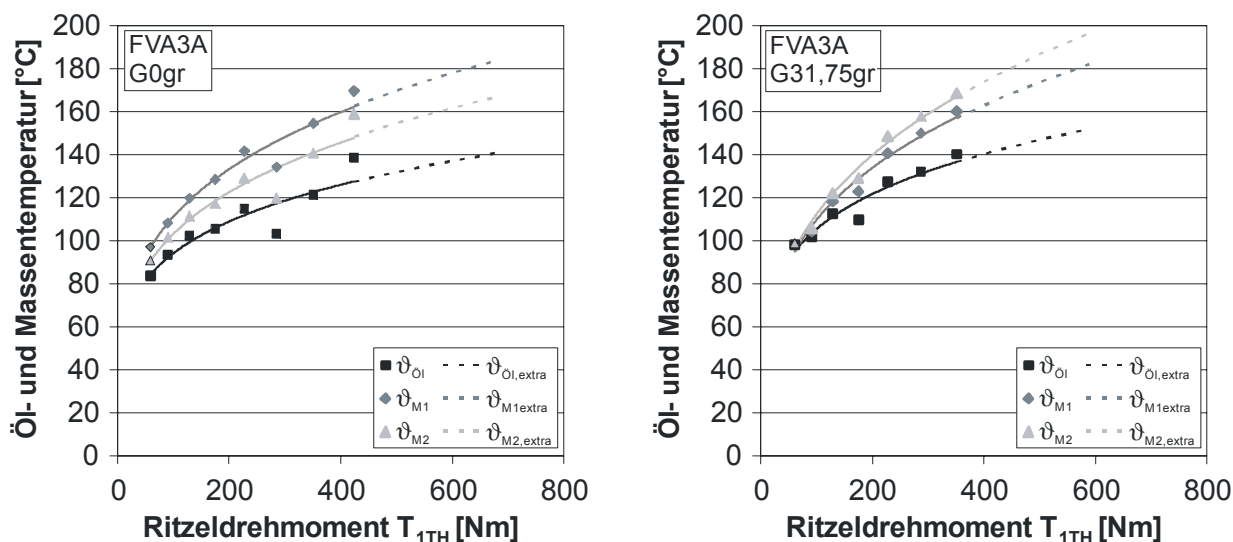
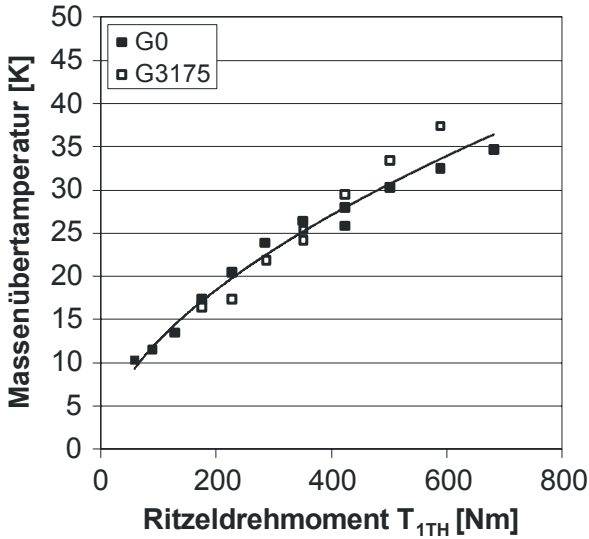


Bild 4-31: Gemessene Öl- und Massentemperaturen am Ende der Laststufen im Fresstest Kegelradverzahnung G0gr (links), Hypoidverzahnung G31,75gr (rechts)

Die Öltemperaturen steigen wie die Massentemperaturen jeweils kontinuierlich, aber degressiv. Darüber hinaus erkennt man aufgrund der kurzen Versuchslaufzeit ähnliche Öl- und Massentemperaturen für die beiden Varianten.

Da nur bis zu einem Ritzeldrehmoment von $T_1 = 420 \text{ Nm} = \text{LS8 (G0gr)}$ bzw. $350 \text{ Nm} = \text{LS7 (G31,75gr)}$ gemessen wurde, wurde durch die Messpunkte jeweils eine Ausgleichskurve (Potenzfunktion) gelegt und die Temperaturen so über den Messbereich hinaus extrapoliert.



Um die Ergebnisse der Massentemperaturmessungen verallgemeinern und auf alle durchgeführten Tests mit den Kegelrad- und Hypoid-Prüfverzahnungen anwenden zu können, wurde die Massenübertemperatur (=Differenz aus mittlerer Massentemperatur und Öltemperatur) ausgewertet: Es ergibt sich ebenfalls ein degressiver Verlauf (Bild 4-25), der für beide Verzahnungsvarianten gemeinsam sehr gut durch die folgende Potenzfunktion angenähert werden kann:

$$(\vartheta_M - \vartheta_{Öl})_{Fresstest} = T_{1TH}^{0,55} \quad (88)$$

Bild 4-32: Verlauf der Massenübertemperatur über dem Ritzeldrehmoment für G0 und G31,75

ϑ_M	[°C]	mittlere Massentemperatur
$\vartheta_{Öl}$	[°C]	Öltemperatur
T_{1T}	[Nm]	Ritzeldrehmoment

Die Massentemperaturmessungen mit den Varianten G0gr und G31,75gr wurden bei stationären Bedingungen und unterschiedlichen Eintauchtiefen durchgeführt:

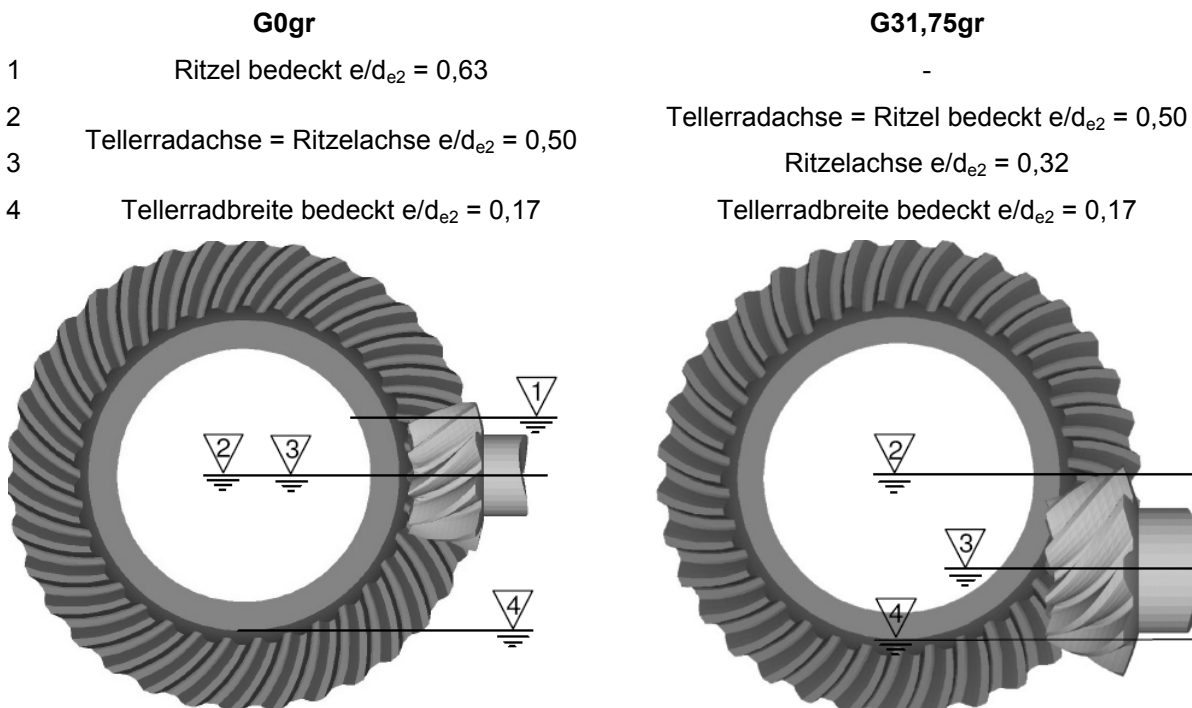


Bild 4-33: Definition der untersuchten Eintauchtiefen für G0 (links) und G31,75 (rechts)

Bei der Variante G31,75gr wurde sowohl die Drehzahl als auch das Drehmoment variiert, bei der Variante G0gr lediglich das Drehmoment, da der entsprechende Prüfstand nicht drehzahlregelbar war. Der Vergleich der in Bild 4-34 dargestellten Ergebnisse der Massentemperaturmessungen zeigt eine mit der Drehzahl und dem Drehmoment zunehmende Massentemperatur. Außerdem steigt die Massentemperatur mit sinkender Eintauchtiefe (Definition der Eintauchtiefe siehe Bild 4-33). Die Unterschiede zwischen Ritzel und Tellerad sind vergleichsweise gering, solange beide in Öl eintauchen. Erst wenn das Ritzel nicht mehr eintaucht, steigt seine Temperatur stark im Vergleich zum Tellerrad (z.B. G0gr bei $e/d_{e2} = 0,17$). Insbesondere bei höheren Leistungen (= höhere Drehzahl und höheres Drehmoment) wachsen die Unterschiede zwischen den beiden Achsversetzungsvarianten.

Der Ansatz zur Berechnung der Massentemperatur nach Otto [Otto] wird auf Basis der Messergebnisse an die Gegebenheiten der Kegelrad- und Hypoidverzahnungen angepasst: Die Verzahnungsverlustleistung P_{VZP} wird nach dem Ansatz von [Wech] bestimmt (siehe Anhang C). Der Achsabstand a und die Zahnbreite b werden durch die entsprechenden Werte einer Ersatz-Stirnradverzahnung gleicher Baugröße ersetzt. Außerdem werden die Konstante und der Exponent D des Schmierfaktors X_S angepasst. Der Exponent D wird dabei unabhängig von der Drehrichtung definiert, da sich im Kegelrad-Verspannungsprüfstand keine wesentlich unterschiedlichen Temperaturen bei den verschiedenen Drehrichtungen ergaben. Insgesamt ist die Abhängigkeit der Massentemperatur von der Eintauchtiefe etwas geringer ausgeprägt als bei Stirnrädern, was sich in den modifizierten Koeffizienten des Schmierfaktors X_S widerspiegelt. Mit diesen Modifikationen des Berechnungsansatzes nach Otto [Otto] ergibt sich eine gute Übereinstimmung der Berechnungsergebnisse mit den Mittelwerten aus den gemessenen Ritzel- und Telleradtemperaturen (Mittelwert $\bar{\vartheta}(\vartheta_{M,ber} / \vartheta_{M,gem}) = 1,0$ bei Standardabweichung $\sigma = 5,0\%$).

$$\vartheta_M = \vartheta_0 + 7400 \cdot \left(\frac{P_{VZP}}{[a \cdot b]_v} \right)^{0,72} \cdot \frac{X_S}{1,2 X_{Ca}} \tag{89}$$

$$\text{mit } [a \cdot b]_v = \frac{d_{m1} + d_{m2}}{2} \cdot \frac{b_1 + b_2}{2} \tag{90}$$

$$0,3 < X_S = 0,8 \cdot \left[\frac{e}{d_{e2}} \right]^{-D} < 3,7 \text{ für Tauchschmierung} \tag{91}$$

$X_S = 1,2$ für Einspritzschmierung

ϑ_M	[°C]	Massentemperatur	X_S	[-]	Schmierfaktor
ϑ_0	[°C]	Leerlauf-Massentemperatur (näherungsweise Öltemperatur)	e/d_{e2}	[-]	Eintauchtiefe bezogen auf Tellerradau- ßendurchmesser
P_{VZP}	[kW]	Verzahnungsverlustleistung nach Wech [Wech] ohne Anwendungsfaktor K_A	D	[-]	Drehrichtungsfaktor = 0,30
$[a \cdot b]_v$	[mm ²]	Oberfläche einer Stirnrad- Ersatzverzahnung ähnlicher Baugröße	X_{Ca}	[-]	Kopfrücknahmefaktor nach Niemann/Winter [NW3] mit $c_\gamma = 40 \text{ N} / (\text{mm } \mu\text{m})$
$d_{m1,2}$	[mm]	mittlerer Teilkegeldurchmesser			
$b_{1,2}$	[mm]	Zahnbreite			

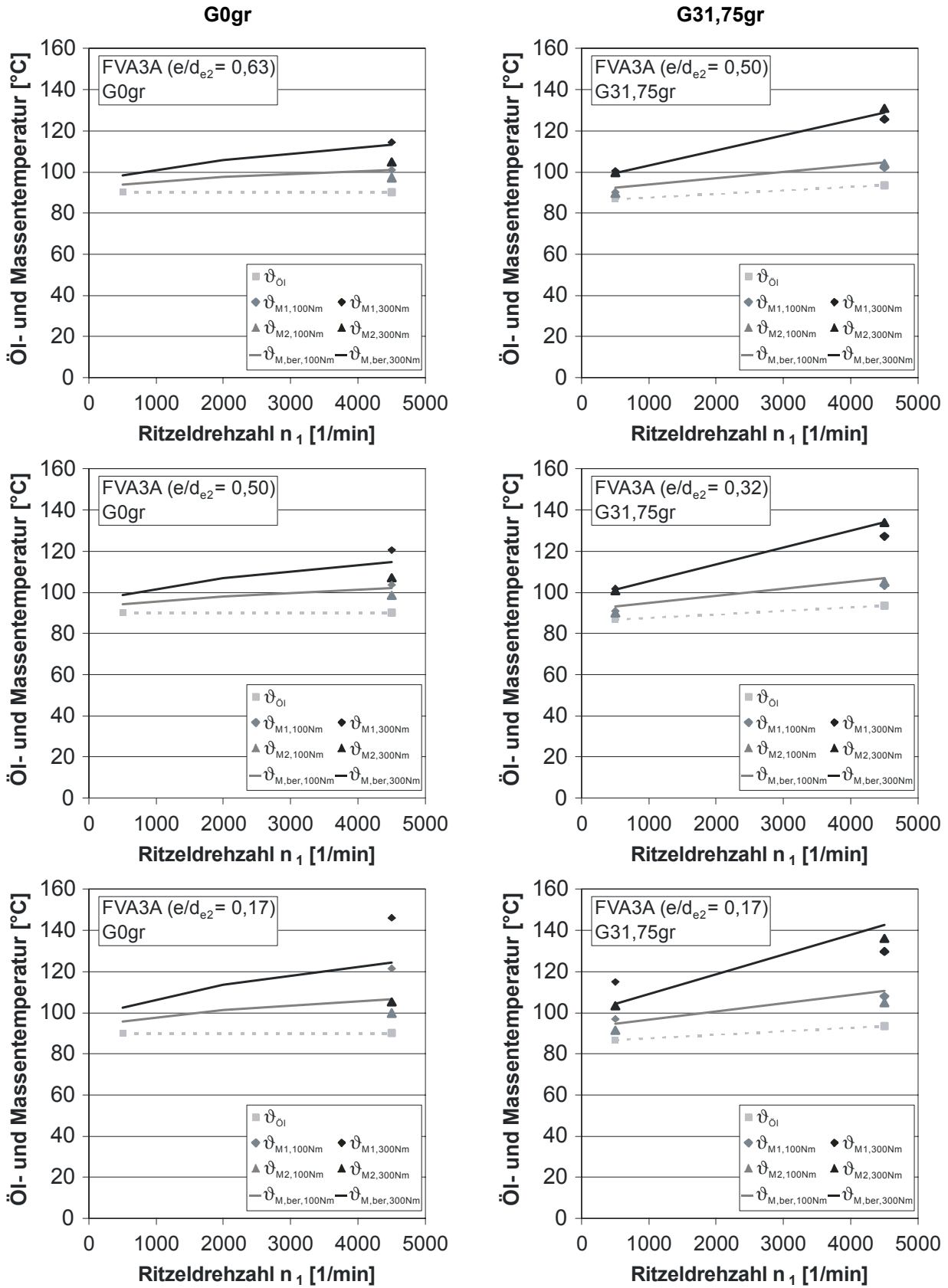


Bild 4-34: Vergleich der nach dem modifizierten Otto-Ansatz berechneten und gemessenen Massentemperaturen für G0gr (links) und G31,75 (rechts)

Der neue Berechnungsansatz wurde anhand von Massentemperaturmessungen in einem Hinterachsgetriebe der BMW AG überprüft. Es ergaben sich ähnlich gute Übereinstimmungen von Berechnung und Messung wie bei den hier vorgestellten Untersuchungen.

4.5 Fresstragfähigkeit der Kegelrad-Prüfverzahnungen

4.5.1 Überblick über die Untersuchungen zur Fresstragfähigkeit

Bei den Versuchen zur Fresstragfähigkeit der Kegelrad-Prüfverzahnungen wurden folgende Einflussgrößen untersucht:

- Einlauf: mit / ohne
- Achsversetzung: $a = 0 \text{ mm} / 15 \text{ mm} / 31,75 \text{ mm}$
- Tragbildgröße (= Ease-Off-Auslegung): großes / kleines Tragbild
- Tragbildlage: mittig / außermittig Richtung Fuß, Kopf, Zehe oder Ferse verschoben
- Treibart: Zug / Schubetrieb bei „Ritzel treibt Rad“ bzw. „Rad treibt Ritzel“

Die Versuche wurden nach dem in 3.4.4 beschriebenen Verfahren durchgeführt. Das Ende eines Versuchs war erreicht, wenn bei der visuellen Inspektion der Flanken nach jeder Laststufe eindeutig Fresser auf den Flanken identifiziert wurden. Aufgrund der Tatsache, dass die Prüfverzahnungen ein teilerfremdes Zähnezahlnverhältnis aufweisen, war der Flankenzustand immer auf allen Zähnen identisch. Die Laststufe, bei der Fresser auftraten, wurde als Schadenslaststufe bei der Auswertung der Versuche herangezogen.

4.5.2 Einfluss eines Einlaufs

Frühere Untersuchungen an Stirnrädern [z.B. Mich] haben gezeigt, dass sich die Flankenrauheit bei den als Stufentests durchgeführten Fresstests nach den ersten sechs bis sieben Kraftstufen nicht mehr maßgeblich ändert.

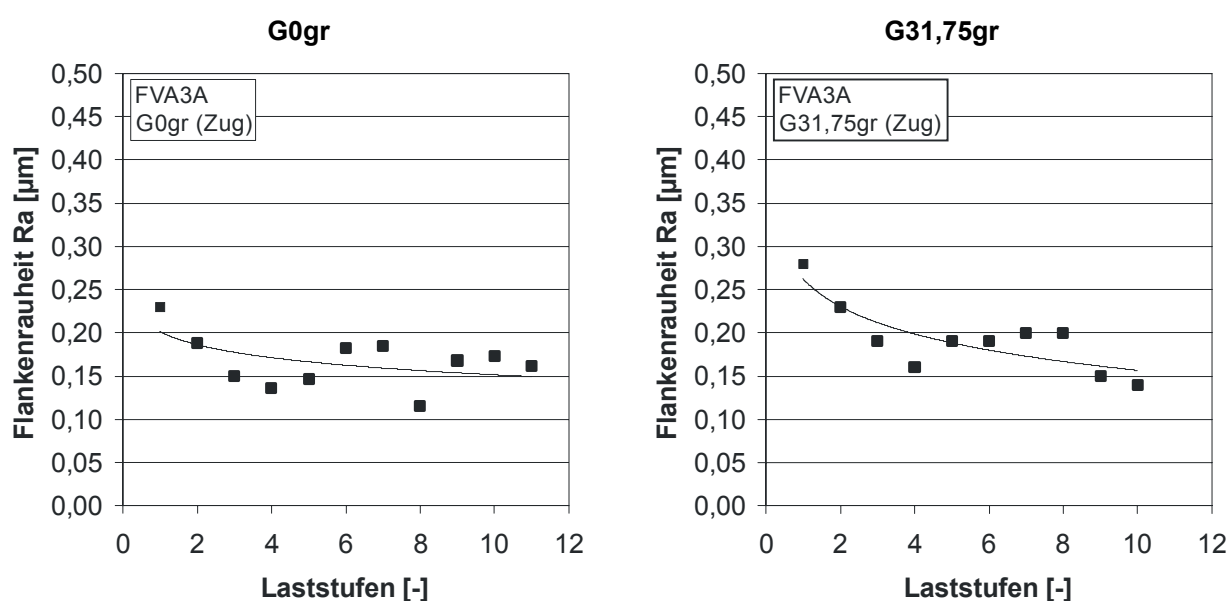


Bild 4-35: Gemessene Flankenrauheiten über den Laststufen des Fresstests

Es wird demnach davon ausgegangen, dass die Glättung der Flanken bis dahin abgeschlossen ist, die Zahnräder also gut eingelaufen sind. Diese Annahme wurde für die Kegelrad- und Hypoidverzahnungen durch Rauheitsmessungen bestätigt (Bild 4-35). Es zeigte sich, dass die Rauheit in den ersten Laststufen deutlich abnimmt und dann ab LS5 bis LS6 um einen konstanten Wert von $Ra = 0,15 \dots 0,20 \mu\text{m}$ pendelt.

Im Laufe der ersten Versuche zum Einfluss der Tragbildlage auf die erreichbare Schadenslaststufe hat sich gezeigt, dass es bei bestimmten Tragbildlagen zu „Frühausfällen“ kommt (z.B. Bild 4-36 links), bei denen nicht von einer ausreichenden Glättung der Flanken ausgegangen werden kann. Um solche aufgrund des nicht abgeschlossenen Einlaufs nicht wertbaren Ausfälle zu vermeiden, wurde den Fressversuchen ein definierter Einlauf vorgeschaltet. Dabei standen zwei Möglichkeiten zur Auswahl:

- Einlauf mit dem Versuchsöl (FVA3 bzw. FVA3+1%A) in Tragbild-Nulllage (H0/J0) mit anschließender Einstellung der Tragbild-Solllage (HX/JX)
- Einlauf mit einem tragfähigeren Öl (z.B. FVA3+4%A) in Tragbild-Solllage (HX/JX) mit anschließendem Ölwechsel

Der Vergleich dieser beiden Möglichkeiten anhand der Prüfverzahnung G0kl brachte identische Ergebnisse (Bild 4-36 links). Deshalb kann davon ausgegangen werden, dass die Flanken in beiden Fällen ausreichend eingelaufen waren. Für die weiteren Untersuchungen wurde der Einlauf mit FVA3A herangezogen, da er keine neue Tragbildeinstellung während des Versuchs erfordert. Außerdem werden genau die im anschließenden Test beanspruchten Flankenbereiche schon beim Einlauf geglättet. Ohne Ausbau der Verzahnung nach dem Einlauf und Reinigung des Getriebegehäuses von Ölresten hat diese Art des Einlaufs jedoch den Nachteil, dass das Additiv des Einlauföls das Prüföl „kontaminiert“ (siehe 4.3), was bei der Nachrechnung der Versuche berücksichtigt werden muss.

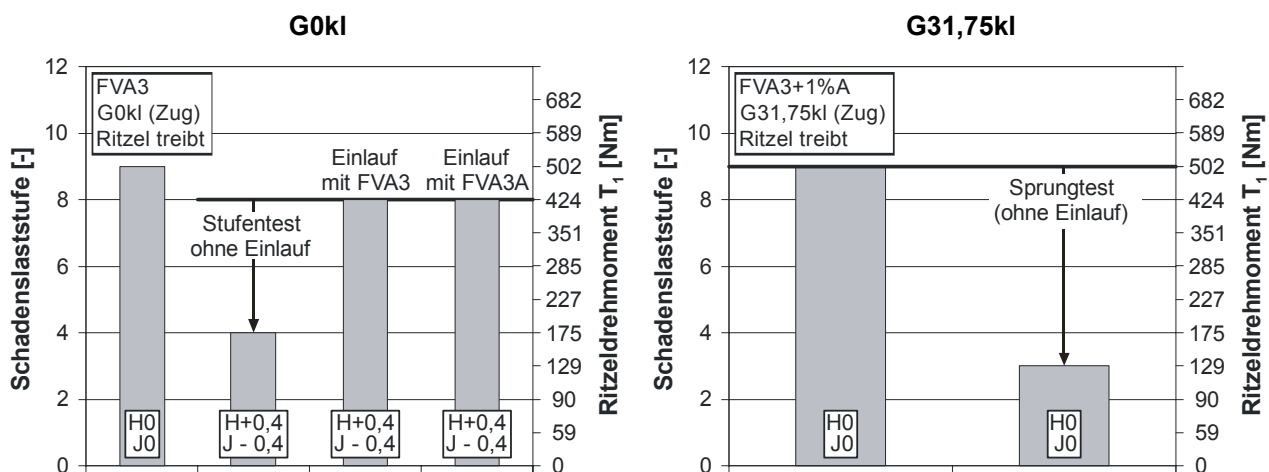


Bild 4-36: Einfluss eines Einlaufs auf die Fresstragfähigkeit

An diesen Untersuchungen lässt sich auch der Einfluss eines Einlaufs erkennen: Durch den nicht abgeschlossenen Einlauf wurde die Tragfähigkeit der Prüfverzahnung G0kl bei der Tragbildlage H+0,4 / J-0,4 von LS8 auf LS4 reduziert, was einer Drehmomentreduktion auf 40% entspricht. Mit der Prüfverzahnung G31,75kl wurde dieser Effekt noch genauer mithilfe eines Sprungversuchs untersucht. Die Verzahnung wurde dabei ohne definierten Einlauf sofort mit LS3 beaufschlagt und fiel sofort mit Fressern aus. Die eingelaufene Variante fiel im Gegensatz dazu erst in LS9 aus. Der fehlende Einlauf reduzierte das erreichbare Drehmoment demnach mindestens auf 25%. Diese Ergebnisse decken sich mit den an Stirnrädern gewonnenen Erkenntnissen, die sich im Einlauffaktor X_E nach Michaelis [Mich] widerspiegeln: Dieser Faktor reduziert die Tragfähigkeit einer nicht eingelaufenen Verzahnung je nach Flankenrauheit und Baugröße ebenfalls auf 25% bis 50%.

4.5.3 Einfluss der Achsversetzung

Mit steigender Achsversetzung nimmt der Anteil der Gleitgeschwindigkeit in Zahnlängsrichtung, der den Anteil in Zahnhöhenrichtung überlagert, zu. Damit steigt die absolute Gleitgeschwindigkeit respektive das Gleit-Wälz-Verhältnis, was in höheren Blitz- und aufgrund der höheren Verlustleistung auch höheren Massentemperaturen und damit in einer sinkenden Fresstragfähigkeit resultiert. In Bild 4-37 (links) ist die Abhängigkeit des mittleren Schlupfs von der Achsversetzung für die Prüfverzahnungen gezeigt. Bei bis auf die Achsversetzung geometrisch ähnlichen Auslegungen (bzgl. Zähnezahlen, Modul, Profilverschiebung) steigt der mittlere Schlupf linear mit der Achsversetzung an.

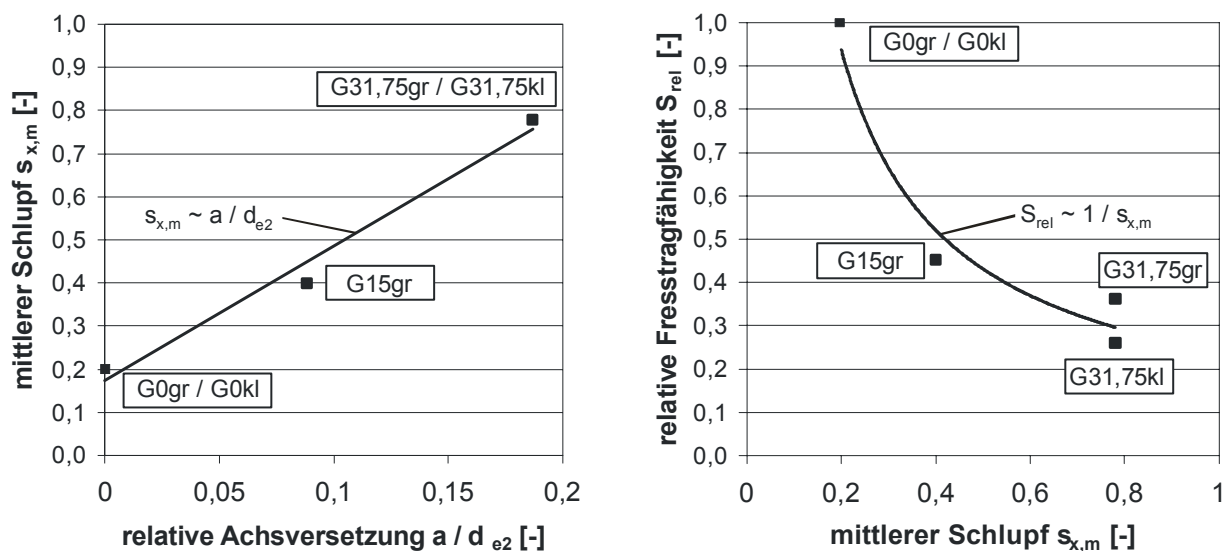


Bild 4-37: Abhängigkeit des mittleren Schlupfs von der Achsversetzung (links) und der relativen Fresstragfähigkeit vom mittleren Schlupf (rechts)

Die Versuchsergebnisse (Bild 4-38) zeigen eindeutig die mit steigender Achsversetzung sinkende Fresstragfähigkeit: Im Vergleich zur nicht achsversetzten Variante G0kl (LS9) reduziert sich das erreichbare Ritzeldrehmoment der Variante G31,75kl (LS3) auf 25% (Bild 4-38 links).

Ein ähnliches Bild zeigt sich auch bei den Varianten mit großem Tragbild (Bild 4-38 rechts). Im Vergleich zur Variante G0gr (LS9) reduziert sich das erreichbare Ritzeldrehmoment der Variante G31,75gr (LS3) ebenfalls deutlich auf 35%. Die Variante G15 (LS5) liegt mit einer im Vergleich zu G0gr auf 45% reduzierten Tragfähigkeit dazwischen. Trägt man die relativen Fresstragfähigkeiten S_{rel} über dem mittleren Schlupf auf, ergibt sich ein in erster Näherung hyperbolischer Zusammenhang: $S_{rel} \sim 1 / s_{x,m}$ (Bild 4-38 rechts). Da der Zusammenhang „Fresstragfähigkeit – Temperatur“ gleichzeitig $S_{rel} \sim 1 / \vartheta$ ist, kann auf einen nahezu linearen Zusammenhang „Temperatur – Schlupf“ bzw. „Temperatur – Gleitgeschwindigkeit“ geschlossen werden: $\vartheta \sim s_{x,m} \sim v_g$. Der Einfluss der Achsversetzung auf die Fresstragfähigkeit lässt sich damit auf einen Einfluss des Schlupfs reduzieren.

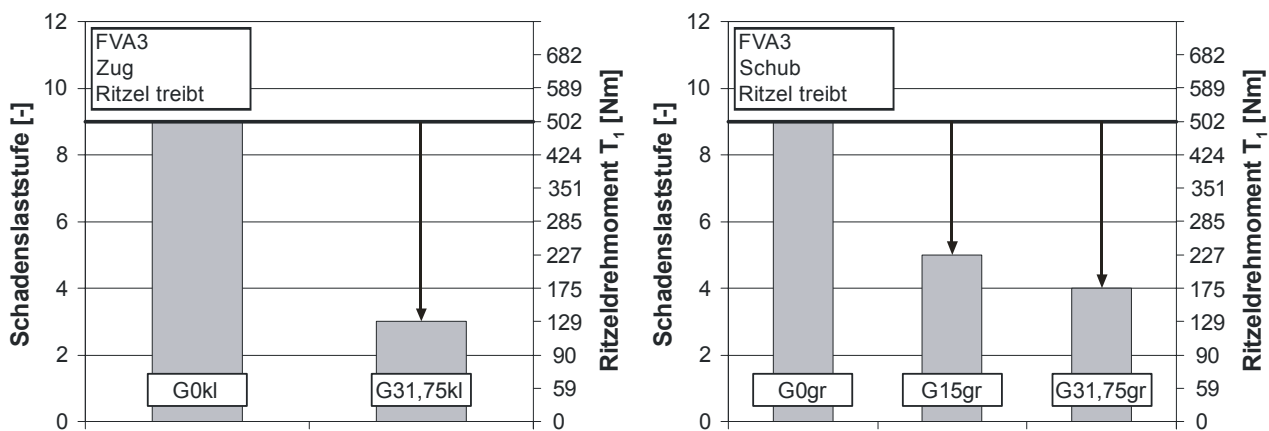


Bild 4-38: Einfluss der Achsversetzung auf die Fresstragfähigkeit

4.5.4 Einfluss der Tragbildgröße

Die unterschiedlichen Ease-Off-Auslegungen der Prüfverzahnungen G0 und G31,75 resultieren in unterschiedlichen Balligkeiten und unterschiedlich großen Tragbildern. Die Verzahnungen mit großem Tragbild (geringer Balligkeit) sollten dabei geringere Pressungen aufweisen als die mit kleinem Tragbild (größere Balligkeit). Die maßgebliche Größe der Fresstragfähigkeit ist jedoch nicht die Pressung, sondern die Flankentemperatur, die wiederum vom Produkt der Pressung UND der Gleitgeschwindigkeit abhängt. Damit spielt auch die Tragbildlage eine wichtige Rolle: Tritt im Bereich großer Gleitgeschwindigkeiten (Kopf- und Fußbereiche der Flanke) gleichzeitig eine hohe Pressung auf, ist die dort wirkende Temperatur sehr hoch während eine hohe Pressung im Bereich des Wälzkreises bzw. Teilkegels (Gleitgeschwindigkeit minimal) eine geringere Temperatureinwirkung mit sich bringt. Diese Tatsache spiegelt sich in den Versuchsergebnissen zum Einfluss der Tragbildgröße wider: Bei den Kegelradvarianten G0gr und G0kl (Bild 4-39 links) zeigt sich sowohl auf der Zug- als auch auf der Schubflanke eine gleiche bis leicht niedrigere Tragfähigkeit. Bei den achsversetzten Prüfverzahnungen G31,75gr und G31,75kl (Bild 4-39 rechts) weisen die Varianten mit kleinem Tragbild leicht höhere Tragfähigkeit auf.

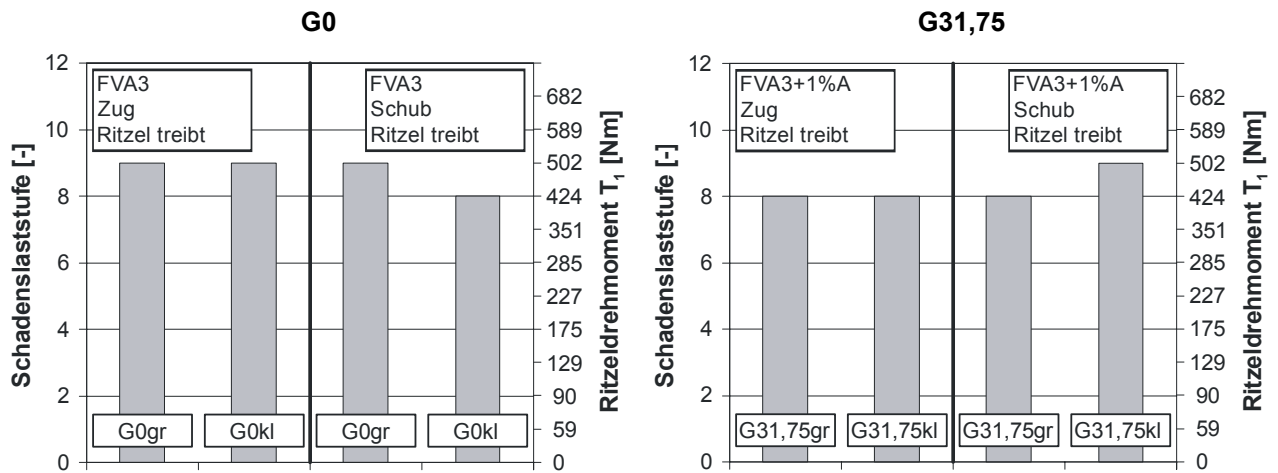


Bild 4-39: Einfluss der Tragbildgröße auf die Fresstragfähigkeit

Zur Veranschaulichung sind in Bild 4-40 die mit BECAL [Beca] gerechneten Pressungsverteilung bei LS8 ($T_1 = 424 \text{ Nm}$) für die Prüfverzahnungen G0gr/G0kl dargestellt:

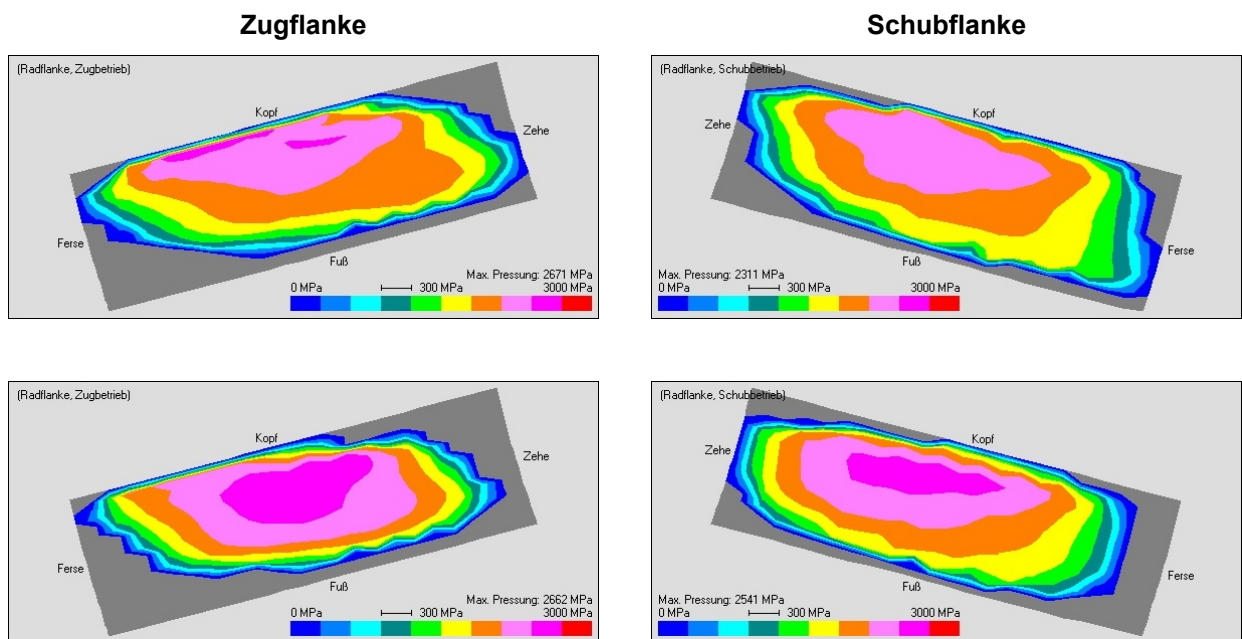


Bild 4-40: Pressungsverteilung der Prüfverzahnungen G0gr / G0kl bei $T_1 = 424 \text{ Nm}$

Auf der Zugflanke ist der Betrag der maximalen Pressung bei den Varianten G0gr ($p_{H,max} = 2671 \text{ N/mm}^2$) und G0kl ($p_{H,max} = 2662 \text{ N/mm}^2$) nahezu identisch, die Lage des Pressungsmaximums verschiebt sich nur leicht. Dadurch erklärt sich die gleiche Tragfähigkeit. Auf der Schubflanke dagegen erhöht sich die Pressung bei dem kleineren Tragbild um ca. 200 N/mm^2 bei ähnlicher Tragbildlage. Daraus resultiert die um eine Laststufe niedrigere Tragfähigkeit.

Bei den achsversetzten Varianten G31,75gr ($p_{H,max} = 1999 \text{ N/mm}^2$) und G31,75kl ($p_{H,max} = 2568 \text{ N/mm}^2$) ist der Unterschied auf der Zugflanke (Bild 4-41 links) deutlicher: Die Pressung der Variante mit kleinem Tragbild ist deutlich höher, gleichzeitig liegt das Pressungsmaximum eher im Bereich niedrigerer Gleitgeschwindigkeiten in Flankenmitte, was die etwas höhere Tragfähigkeit ergibt. Auf der Schubflanke (Bild 4-41 rechts) ist der Effekt ähnlich: Die Pressung der Variante mit kleinem Tragbild ist ebenfalls deutlich höher, das Pressungsmaximum liegt näher zur Flankenmitte, die Tragfähigkeit steigt leicht.

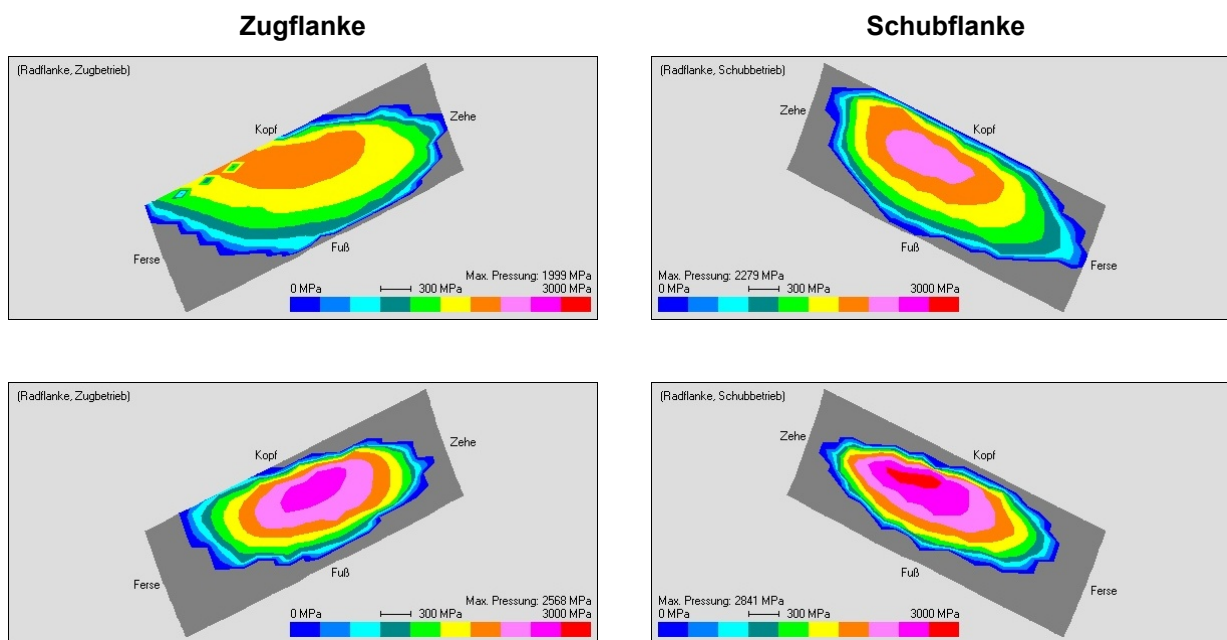


Bild 4-41: *Pressungsverteilung der Prüfverz. G31,75gr / G31,75kl bei $T_1 = 424 \text{ Nm}$*

Aus den Versuchen zum Einfluss der Tragbildgröße kann geschlossen werden, dass ein größeres Tragbild durch niedrigere Balligkeit trotz niedrigerer Pressungen nicht zwangsläufig zu einer höheren Fresstragfähigkeit führen muss, da das größere Tragbild dann auch Bereiche mit höherer Gleitgeschwindigkeit abdeckt, was wiederum zu höheren Flankentemperaturen führen kann.

4.5.5 Einfluss der Tragbildlage

Anhand der Prüfverzahnungen G0kl und G31,75kl wurde der Einfluss der Tragbildlage noch etwas genauer untersucht. Dazu wurden die Verzahnungen mit definierten Einbaumaßabweichungen montiert und damit bewusst außermittige Tragbildlagen erzeugt.

Zur Auswahl geeigneter Einbaumaße wurde zunächst eine Variationsrechnung mit BECAL [Beca] unter Variation des Ritzeinbaumaßes H und des Tellerradeinbaumaßes J durchgeführt und dabei zum einen die rechnerischen Pressungsverteilungen, zum anderen die sich ergebenden Flankenspiele bestimmt. Somit konnten geeignete H-/J-Kombinationen bei ausreichendem Flankenspiel ermittelt werden. Zur Veranschaulichung der untersuchten Tragbildlagen sind in Bild 4-42 die ausgewählten Tragbildlagen dargestellt:

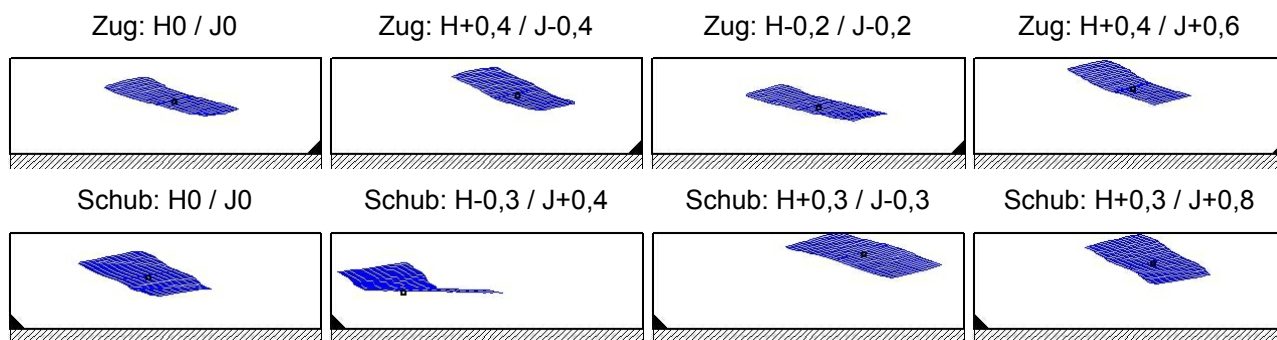


Bild 4-42: Tragbilder der Prüfverzahnung G0kl (dargestellt auf der Tellerradflanke) auf der Zug- (oben) und Schubflanke (unten)

Bild 4-43 zeigt die Ergebnisse zum Einfluss der Tragbildlage für die Kegelradverzahnung G0kl auf der Zug- und Schubflanke gezeigt. Im Vergleich zu den Standard-Einbaubedingungen H0 / J0 kann sich die Fresstragfähigkeit je nach Tragbildlage verringern oder erhöhen: Positiv wirken sich Verlagerungen in Richtung niedrigere Gleitgeschwindigkeiten (Ritzelfuß = Tellerradkopf) bzw. niedrigere Pressungen (Ferse) aus. Beides gilt jedoch nur, solange Kantenträger mit Pressungsspitzen vermieden werden.

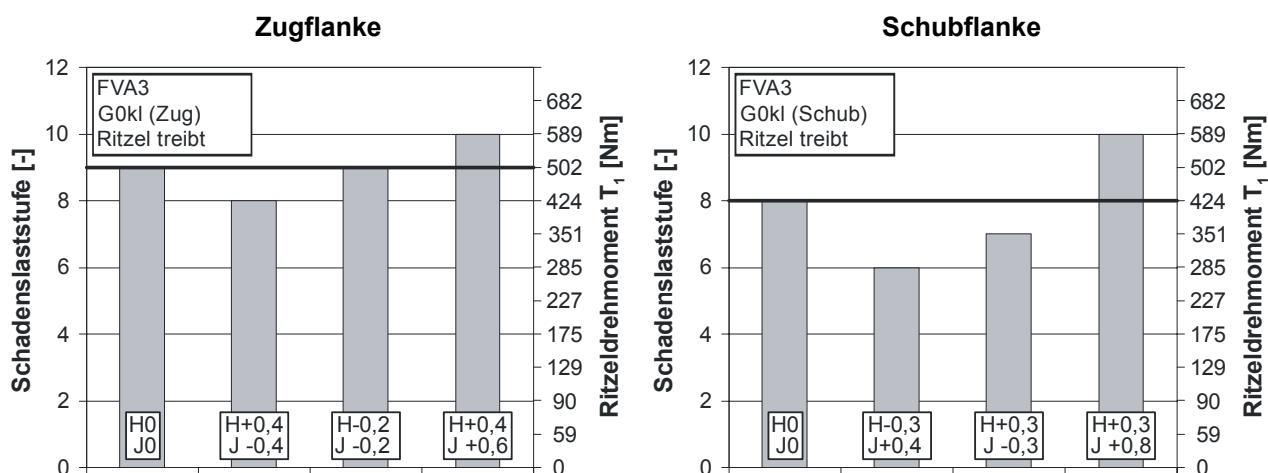


Bild 4-43: Einfluss der Tragbildlage auf die Fresstragfähigkeit (G0kl)

In Bild 4-44 sind die ausgewählten Tragbilder der Variante G31,75kl gezeigt, in Bild 4-45 die dazugehörigen Ergebnisse der Tests. Es zeigt sich wiederum, dass eine Verschiebung des Tragbilds in Richtung Ritzelfuß = Tellerradkopf sowie nach außen in Richtung Ferse die Fresstragfähigkeit tendenziell erhöht.

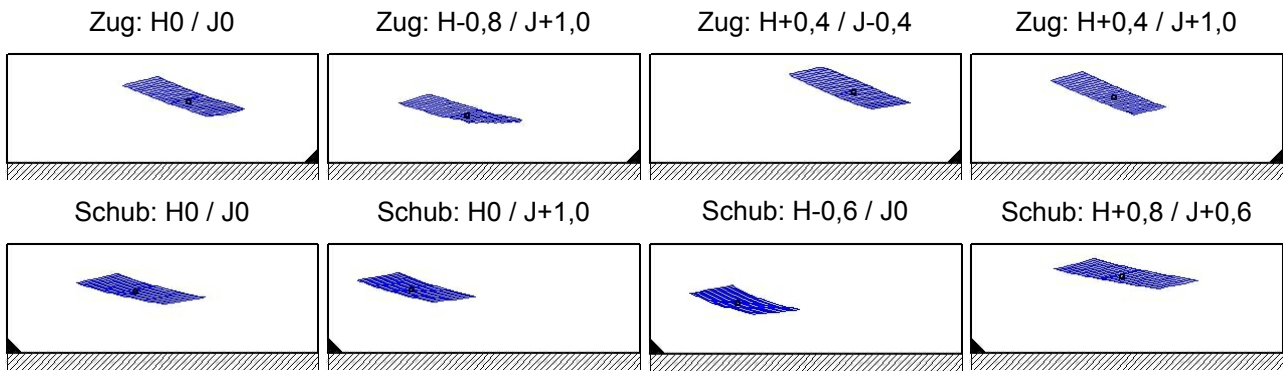


Bild 4-44: Tragbilder der Prüfverzahnung G31,75kl (dargestellt auf der Tellerradflanke) auf der Zug- (oben) und Schubflanke (unten)

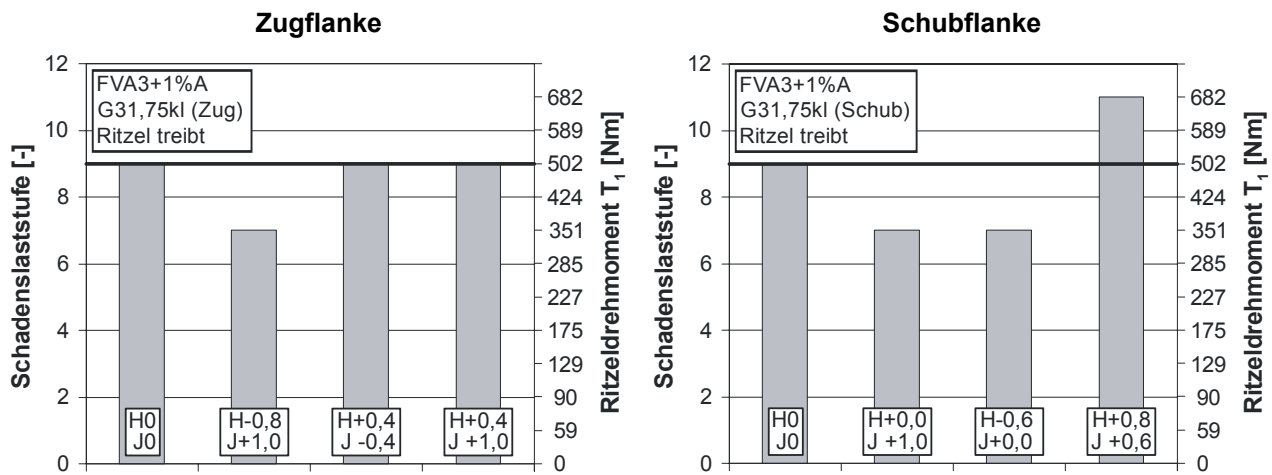


Bild 4-45: Einfluss der Tragbildlage auf die Fresstragfähigkeit (G31,75kl)

4.5.6 Einfluss der Treibart

Die Versuche zum Einfluss der Treibart wurden bei allen Prüfverzahnungsvarianten in der Tragbild-Nulllage H0 / J0 durchgeführt. In Bild 4-46 sind die Ergebnisse für die Kegelradvarianten G0gr und G0kl gezeigt:

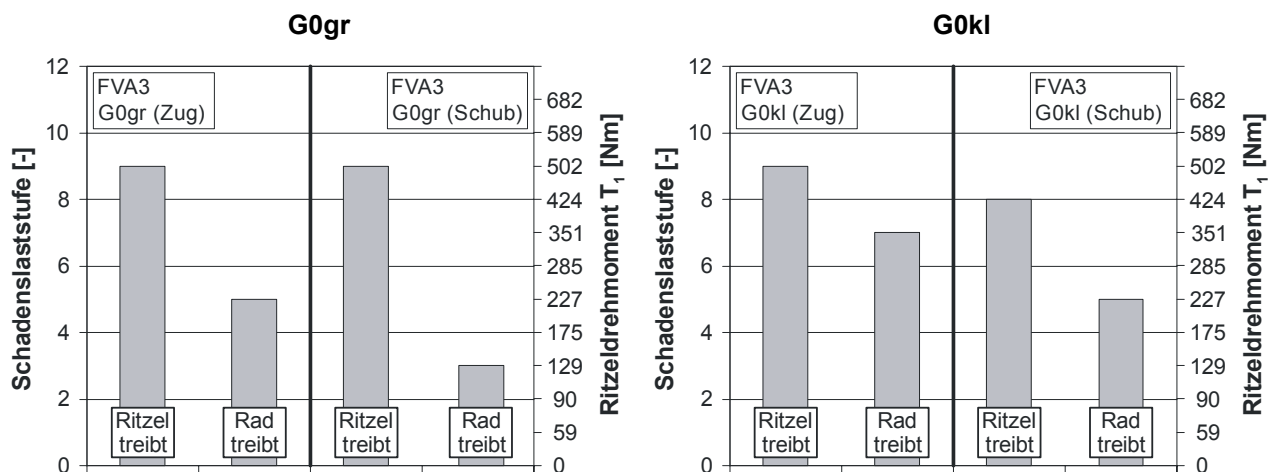


Bild 4-46: Einfluss der Treibart auf die Fresstragfähigkeit (G0)

Es zeigt sich ein geringer Einfluss der im Eingriff befindlichen Flankenseite (Zug- oder Schubflanke), aber ein großer Einfluss der Treibrichtung. Dabei ist der Fall „Rad treibt Ritzel“ deutlich kritischer hinsichtlich der Fresstragfähigkeit als der Fall „Ritzel treibt Rad“. Untersuchungen an Stirnrädern, z.B. von Lechner [Lech] und Michaelis [Mich], haben ebenfalls gezeigt, dass die Fresstragfähigkeit bei Verzahnungen mit unausgeglichenen Eingriffsstrecken von der Treibrichtung abhängt, wobei sich der Treibrichtungseinfluss damit erklärt, dass im Fall „Rad treibt Ritzel“ die Flankenbereiche mit hoher Gleitgeschwindigkeit (bei positiver Ritzel-Profilverschiebung Ritzelkopf = Tellerradfuß) zuerst in Eingriff kommen. Da gleichzeitig am Eingriffsbeginn üblicherweise schlechtere Schmierbedingungen herrschen als am Eingriffsende, ist das Risiko eines Fressschadens dort besonders hoch. Der auf diesen Erkenntnissen basierende Treibrichtungsfaktor X_Q nach Michaelis [Mich] reduziert die Fresstragfähigkeit in Abhängigkeit von der Eingriffs- und Ausgriffsüberdeckung im Extremfall bis auf 60%.

Im Falle der Kegelrad-Prüfverzahnungen G0gr und G0kl sinkt die Fresstragfähigkeit im Fall „Rad treibt Ritzel“ auf ca. 45% (G0gr) bis 55% (G0kl). Im Falle der Hypoid-Prüfverzahnungen G31,75gr und G31,75kl ist dagegen nahezu kein Einfluss zu erkennen (Bild 4-47). Die Erklärung dieser unterschiedlichen Ergebnisse wird in den unterschiedlichen Gleitgeschwindigkeitsverteilungen von Kegel- und Hypoidrädern gesehen: Aufgrund der großen Achsversetzung weisen die Hypoid-Prüfverzahnungen einen sehr hohen Gleitgeschwindigkeitsanteil in Zahnlängsrichtung auf. Der kritische Punkt maximaler Kontakttemperatur liegt deshalb in Flankenmitte. Der Eingriffsbeginn am Ritzelkopf hat demnach im Vergleich zum Eingriffsbeginn im Ritzelfuß keinen Einfluss mehr.

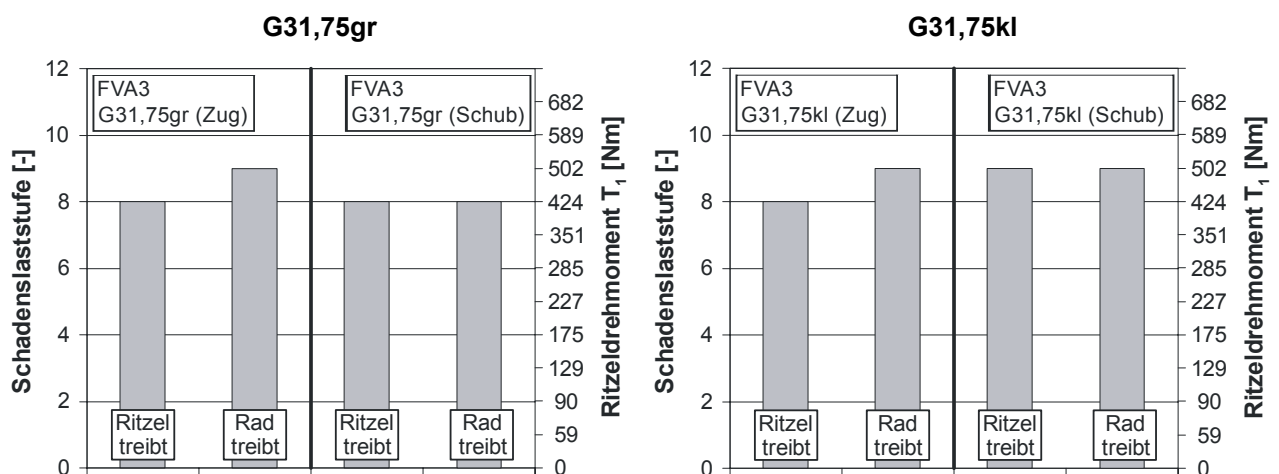


Bild 4-47: Einfluss der Treibart auf die Fresstragfähigkeit (G31,75)

4.5.7 Zusammenfassung der Versuchsergebnisse

Die Untersuchungen zur Fresstragfähigkeit der Kegelrad- und Hypoid-Prüfverzahnungen, bei denen der Einfluss eines Einlaufs, der Achsversetzung, der Tragbildgröße und -lage sowie der Treibart untersucht wurde, brachten die folgenden Erkenntnisse:

- Der Einlauf- bzw. Glättungszustand einer Verzahnung hat einen wesentlichen Einfluss auf die erreichbare Schadenslaststufe im Fresstest. Bei einer nicht eingelaufenen Oberfläche reduziert sich die Fresstragfähigkeit auf bis zu 25%. Dieser im Rahmen dieser Untersuchungen ermittelte quantitative Zusammenhang deckt sich mit den an Stirnrädern gewonnenen Erkenntnissen.
- Der Einfluss der Achsversetzung korreliert mit dem mittleren Schlupf bzw. der mittleren Gleitgeschwindigkeit. Mit steigender Achsversetzung nehmen der mittlere Schlupf und damit die Flankentemperatur durch den zusätzlichen Gleitanteil in Zahn längsrichtung zu, die Fresstragfähigkeit verringert sich.
- Die Ease-Off-Auslegung hat ebenfalls einen wesentlichen Einfluss auf die Fresstragfähigkeit, wobei Tragbildgröße und -lage gemeinsam betrachtet werden müssen: Solange das Tragbild in der Flankenmitte liegt, wirkt sich ein größeres Tragbild durch die insgesamt niedrigere Pressung positiv aus. Werden bei einem großen Tragbild jedoch hauptsächlich Flankenbereiche mit hohen Gleitgeschwindigkeiten belastet (Kopf- bzw. Fußbereich), kann es zu höheren Flankentemperaturen und damit zu einer niedrigeren Fresstragfähigkeit kommen. Positiv wirkt sich eine Verlagerung des Tragbilds nach außen Richtung Ferse aus, weil dort die auftretenden Pressungen geringer sind.
- Die Treibrichtung beeinflusst die Fresstragfähigkeit je nach Achsversetzung: Im Vergleich zu Kegelrädern ohne Achsversetzung sind Hypoidverzahnungen aufgrund des hohen und gleichzeitig ausgeglichenem Gleitgeschwindigkeitsniveaus im Fuß und am Kopf unempfindlicher gegen Treibrichtungsänderungen.

Diese im Rahmen der experimentellen Untersuchungen gewonnen Erkenntnisse stellen die Grundlage für die Entwicklung des neuen lokalen sowie des normfähigen Rechenverfahrens zur Fresstragfähigkeit dar.

5

LOKALES RECHENVERFAHREN**5.1 Annahmen und Randbedingungen**

Mit den Ergebnissen der experimentellen Untersuchungen wird ein neues Rechenverfahren entwickelt, das sowohl auf Basis einer Zahnkontaktanalyse (ZKA) unter Last (z.B. mit BECAL [*Beca*]) als auch anhand eines einfachen, normfähigen Ansatzes (normf.) anhand einer Ersatzverzahnung die maßgeblichen lokalen Temperaturen an den Flanken ermittelt und mit entsprechenden Grenztemperaturen vergleicht. Mit dem neuen, lokalen Rechenverfahren auf Basis einer ZKA sollen zwei Ziele erreicht werden:

- Das neue lokale Rechenverfahren soll den Einfluss des Tragbilds (Größe und Lage) richtig wiedergeben und damit die Fresstragfähigkeit im Vergleich zu den existierenden, einfachen Rechenverfahren genauer bestimmen können.
- Neben der Aussage im Hinblick auf die Fresstragfähigkeit soll auch der Schadensort genauer bestimmt werden, als dies bisher mit den einfachen, genormten Rechenverfahren auf Basis einer Ersatzverzahnung möglich ist.

Folgende Annahmen und Randbedingungen werden der Entwicklung des lokalen Rechenverfahrens zu Grunde gelegt:

- Als maßgebliche Beanspruchung wird – wie bei Collenberg [*Coll*] und Schlenk [*Schl*] – die lokale Kontakttemperatur angesehen, die mit einer ebenfalls lokal bestimmten Grenztemperatur verglichen wird.
- Die Kontakttemperatur setzt sich analog existierender Rechenverfahren (z.B. DIN 3990 [*D390*] oder ISO/TR 13989 [*ITR13*]) aus der Massentemperatur und der Blitztemperatur nach Blok [*They*] zusammen.
- Die Massentemperatur wird nach dem in 4.4 beschriebenen Verfahren auf Basis des Ansatzes von Oster/Otto [*Otto*] berechnet.
- Für die Berechnung der Blitztemperatur wird der in 2.3.1 beschriebene Ansatz von Blok [*They*] herangezogen. Dabei werden die mittels der Zahnkontaktanalyse ermittelten lokalen Pressungen und Geschwindigkeiten sowie der in 4.1.7 beschriebene neue Reibungszahlansatz herangezogen.

- Die Grenztemperatur wird anhand der in einem der verschiedenen Stirnrad-Fresstests ermittelt. Die Fresstragfähigkeit der Werkstoff/Schmierstoff-Paarung ermittelt und um den Kontaktzeit- und Kontakttemperatureinfluss nach Collenberg [Col/] bzw. Schlenk [Sch/] modifiziert.

5.2 Lokale Beanspruchungen und Geschwindigkeiten

Die lokalen Beanspruchungen und Geschwindigkeiten werden aus einer Zahnkontaktanalyse unter Last (z.B. mit BECAL [Beca]) übernommen. In BECAL [Beca] werden die Flanken von Ritzel und Tellerrad in einer Herstellsimulation als Punktwolke generiert und anschließend durch Ausgleichsflächen mathematisch angenähert. Die Beanspruchungsrechnung erfolgt dann abschnittsweise in Zahnbreitenrichtung für jeweils mehrere Eingriffsstellungen in Zahnhöhenrichtung (Bild 5-1 links). Jeder einzelne „Kontaktpunkt“ wird dabei als Paarung zweier Zylinder mit den entsprechenden Krümmungsradien der Ritzel- bzw. Radflanke in dem betrachteten Kontaktpunkt angesehen (Bild 5-1 rechts). Die Krümmung sowie die Linienlast werden dabei als konstant über der Breite des jeweiligen Zylinders angenommen.

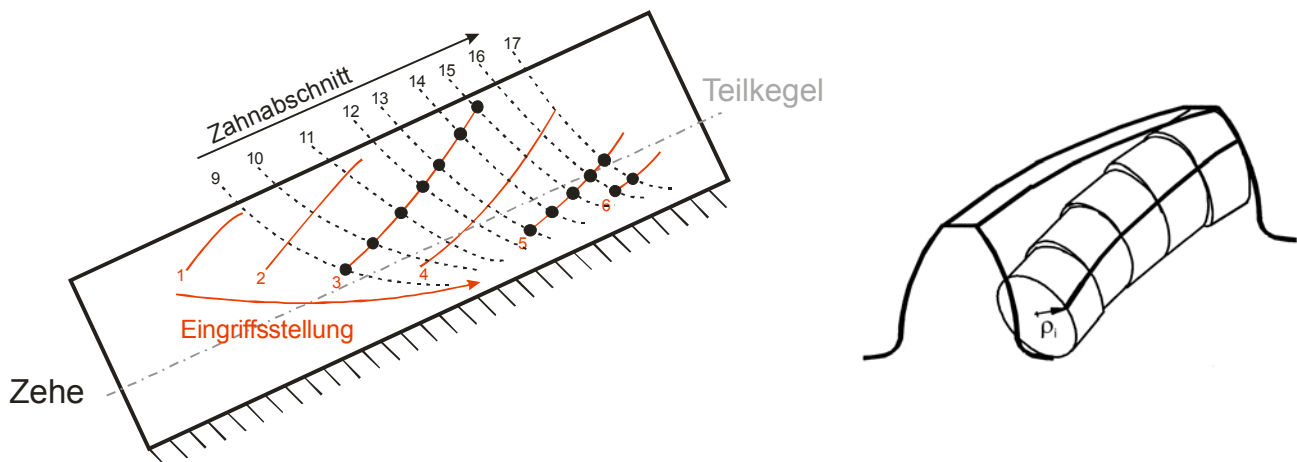


Bild 5-1: Einteilung der Flanken in Zahnabschnitte und Eingriffsstellungen (links) und Modell zur Pressungsberechnung (rechts) in BECAL [Beca]

5.2.1 Pressung

Die Flankenpressung wird in BECAL [Beca] nach der Hertzschen Theorie ermittelt (siehe 4.1.2). Um die tatsächlich wirkende Beanspruchung zu erhalten, muss diese nach Wirth [Wirt] noch mit dem Dynamikfaktor K_v multipliziert werden. Der Anwendungsfaktor K_A zur Berücksichtigung von über das Nennmoment hinausreichenden Lasten sollte dagegen nach [Wirt] schon bei der Zahnkontaktanalyse eingerechnet werden. Dies ist in der vom Drehmoment abhängenden Größe des Tragbilds und der damit veränderlichen Pressungsverteilung begründet.

$$\sigma_{H,i} = \rho_{H,i} \cdot \sqrt{K_V} \tag{92}$$

$\sigma_{H,i}$	[N/mm ²] maßgebliche Flankenbeanspruchung	$\rho_{H,i}$	[N/mm ²] Hertzsche Pressung aus BECAL [Beca]
K_V	[-] Dynamikfaktor nach Wirth [Wirt]		incl. Anwendungsfaktor K_A nach DIN/ISO

Die sich durch die Pressung ergebende Hertzsche Kontaktbreite ergibt sich mit dem ebenfalls in BECAL [Beca] ermittelten und ausgegebenen lokalen Ersatzkrümmungsradius im Normalschnitt z.B. nach [NWH]:

$$2b_{H,i} = 8\rho_{ers} \frac{\rho_{H,i}}{E'} \tag{93}$$

$b_{H,i}$	[mm] halbe Hertzsche Kontaktbreite	$\rho_{H,i}$	[N/mm ²] Hertzsche Pressung aus BECAL [Beca]
ρ_{ers}	[mm] Ersatzkrümmungsradius im Normalschnitt	E'	[N/mm ²] Ersatz-E-Modul

5.2.2 Gleit- und Summengeschwindigkeit

Bei der Zahnkontaktanalyse mit BECAL [Beca] werden neben den Beanspruchungen auch die Koordinaten der Kontaktpunkte ausgegeben. Das dabei zu Grunde liegende Koordinatensystem ist in Bild 5-2 (links) gezeigt. Anhand der Ortsvektoren der Kontaktpunkte lassen sich die lokalen Umfangsgeschwindigkeiten berechnen (Bild 5-2 rechts), die anschließend wiederum in die Flankentangentialebene projiziert werden können, wodurch sich die maßgeblichen Oberflächengeschwindigkeiten ergeben:

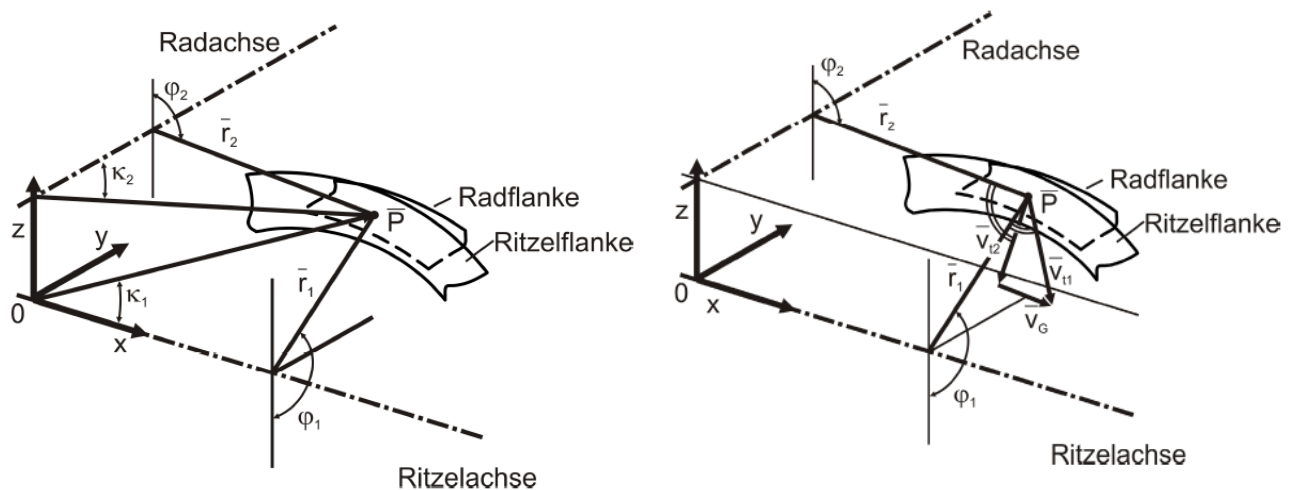


Bild 5-2: BECAL-Koordinatensystem (links) und Ermittlung der lokalen Umfangsgeschwindigkeiten (rechts) nach Wirth [Wirt]

Der Vektor der lokalen Umfangsgeschwindigkeit ergibt sich nach Wirth [Wirt] in Abhängigkeit von der Lage des Kontaktpunktes und dem dazugehörigen Betrag aus dem Kreuzprodukt von Radius und Drehgeschwindigkeit:

$$\vec{v}_{t1} = \begin{pmatrix} 0 \\ -\cos \varphi_1 \\ -\sin \varphi_1 \end{pmatrix} \cdot v_{t1}; \quad \vec{v}_{t2} = \begin{pmatrix} \cos \varphi_2 \\ 0 \\ -\sin \varphi_2 \end{pmatrix} \cdot v_{t2} \tag{94}$$

$$v_{t1,2} = |\vec{v}_{t1,2}| = |\vec{r}_{1,2} \times \vec{\omega}_{1,2}| \tag{95}$$

$v_{t1,2}$	[mm/s]	Umfangsgeschwindigkeit	$\varphi_{1,2}$	[°]	Lagewinkel des Kontaktpunktes
r	[mm]	Radius des Kontaktpunktes	$\omega_{1,2}$	[rad/s]	Drehgeschwindigkeit

Für die Zerlegung der Umfangsgeschwindigkeit in ihre Komponenten normal und parallel zur Flanke wird der gemeinsame Normalenvektor von Ritzel und Rad im Kontaktpunkt benötigt. Dieser wird ebenfalls bei der Zahnkontaktanalyse ermittelt und von BECAL [Be-ca] ausgegeben. Nach [Wirt] ergeben sich die Oberflächengeschwindigkeiten dann zu:

$$w_{t1,2} = |\vec{w}_{t1,2}| = |\vec{v}_{t1,2} - \vec{h}_{1,2}| \tag{96}$$

mit

$$\vec{h}_{1,2} = (\vec{n}_P \circ \vec{v}_{t1,2}) \cdot \vec{n}_P \tag{97}$$

$w_{t1,2}$	[mm/s]	Oberflächengeschwindigkeit	$h_{1,2}$	[-]	Hilfsvektor (parallel Normalenvektor)
$v_{t1,2}$	[mm/s]	Umfangsgeschwindigkeit	n_P	[-]	gemeinsamer Normalenvektor von Ritzel und Tellerrad

Mit dem Vektor der Berührlinie, der sich aus der Differenz des Ortsvektors des Kontaktpunkts P zum benachbarten Kontaktpunkt ergibt, können die Oberflächengeschwindigkeiten in Richtung der Berührlinie projiziert werden (Bild 5-3). Mit diesen parallelen Komponenten der Oberflächengeschwindigkeit entlang der Berührlinie können dann auch die senkrechten Komponenten der Oberflächengeschwindigkeiten ermittelt werden, die als maßgeblich für den lokalen Wälzvorgang angesehen werden.

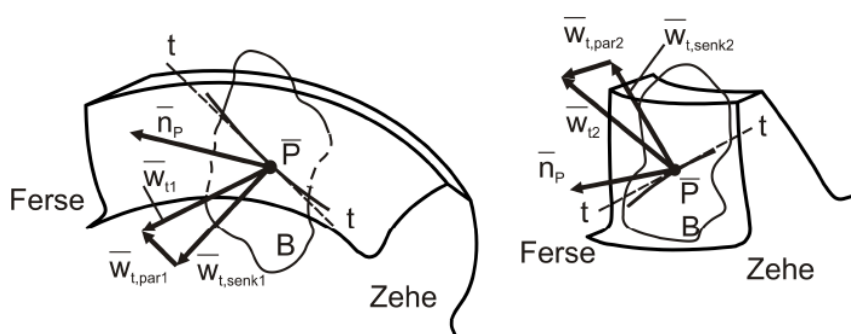


Bild 5-3: Zerlegung der Oberflächengeschwindigkeiten nach Wirth [Wirt] am Ritzel (links) und Tellerrad (rechts)

entlang der Berührlinie können dann auch die senkrechten Komponenten der Oberflächengeschwindigkeiten ermittelt werden, die als maßgeblich für den lokalen Wälzvorgang angesehen werden.

$$w_{t,par1,2} = |\vec{w}_{t,par1,2}| = \left| \frac{\vec{w}_{t1,2} \circ \vec{t}_B}{\vec{t}_B^2} \cdot \vec{t}_B \right| \tag{98}$$

$$w_{t,vert1,2} = |\vec{w}_{t,vert1,2}| = |\vec{w}_{t1,2} - \vec{w}_{t,par1,2}| \tag{99}$$

$w_{t,par1,2}$	[mm/s]	Oberflächengeschw. parallel zu t_B	$w_{t1,2}$	[mm/s]	Oberflächengeschwindigkeit
$w_{t,vert1,2}$	[mm/s]	Oberflächengeschw. senkrecht zu t_B	t_B	[-]	Richtungsvektor der Berührlinie

Die für die Reibungszahlberechnung benötigte Summengeschwindigkeit sowie die für die Blitztemperatur maßgebliche Gleitgeschwindigkeit werden gleichfalls vektoriell als Summe bzw. Differenz der beiden Oberflächengeschwindigkeiten von Ritzel und Tellerrad bestimmt:

$$v_{\Sigma,i} = |\vec{v}_{\Sigma}| = |\vec{w}_{t1,i} + \vec{w}_{t2,i}| \quad (100)$$

$$v_{g,i} = |\vec{v}_g| = |\vec{w}_{t1,i} - \vec{w}_{t2,i}| \quad (101)$$

$v_{\Sigma,i}$ [mm/s] Summengeschwindigkeit	$w_{t1,2,i}$ [mm/s] Oberflächengeschwindigkeit
$v_{g,i}$ [mm/s] Gleitgeschwindigkeit	

Für den Schmierfilmaufbau im konvergenten Schmierpalt ist nur die Komponente der Summengeschwindigkeit senkrecht zur Berührlinie verantwortlich. Sie bestimmt sich aus der Summe der beiden Oberflächengeschwindigkeiten senkrecht zur Berührlinie:

$$v_{\Sigma\text{vert},i} = |\vec{v}_{\Sigma\text{vert},i}| = |\vec{w}_{t\text{vert}1,i} + \vec{w}_{t\text{vert}2,i}| \quad (102)$$

$v_{\Sigma\text{vert},i}$ [mm/s] Summengeschw. senkrecht zu t_B	$w_{t\text{vert}1,2,i}$ [mm/s] Oberflächengeschw. senkrecht zu t_B
---	--

Das für die lokale Reibungszahl als maßgeblich angesehene Gleit-Wälz-Verhältnis aus den Beträgen der Gleitgeschwindigkeit und der senkrechten Summengeschwindigkeit (siehe 4.1.2) ergibt sich damit zu:

$$s_{x,i} = \frac{v_{g,i}}{v_{\Sigma\text{vert},i}} \quad (103)$$

s_x [-] Gleit-Wälz-Verhältnis	v_g [mm/s] Gleitgeschwindigkeit
$v_{\Sigma\text{vert}}$ [mm/s] Summengeschw. senkrecht zu t_B	

5.2.3 Schliffrichtung

Wie in 4.1.7 beschrieben, hat die Orientierung der Berührlinie zur Oberflächenstruktur einen maßgeblichen Einfluss auf die Schmierfilmdicke sowie die Reibungszahl. Für die Berechnung dieser Größen muss demnach die Richtung der Oberflächenstruktur sowie der Berührlinie bekannt sein. Für geschliffene Oberflächen wird dabei nach Wirth [Wirt] vereinfachend davon ausgegangen, dass die Schleifriefen in Umfangsrichtung der Schleifscheibe orientiert sind, deren Achse wiederum parallel zur Planradachse liegt (Bild 5-4). Mit dieser Annahme ist die Tatsache verbunden, dass die Schleifriefen von Ritzel und Rad aufgrund des gemeinsamen Planrads parallel orientiert sind.

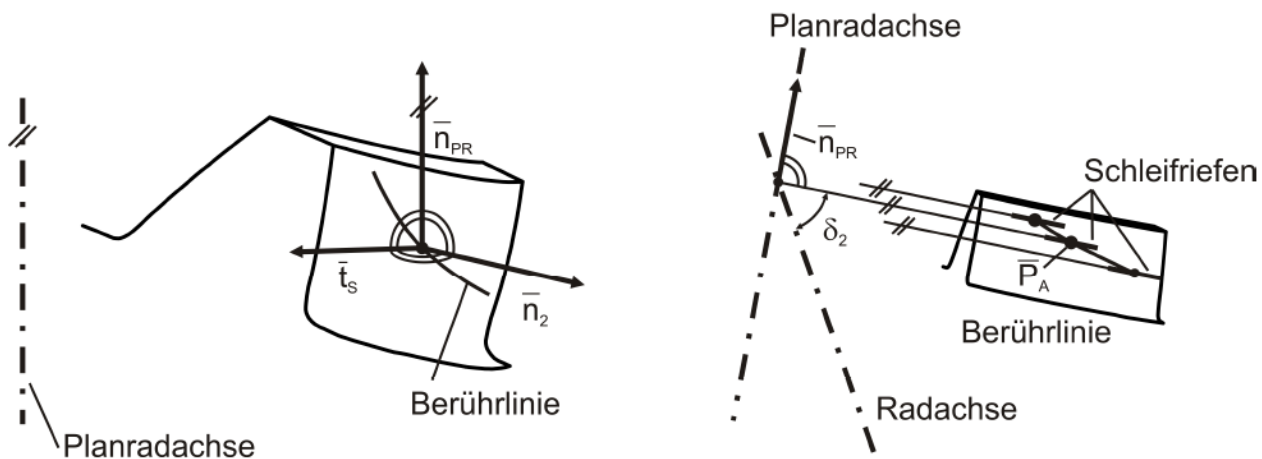


Bild 5-4: Bestimmung der Orientierung der Schleifriefen nach Wirth [Wirt]

Die Richtungsvektoren der Schleifriefen an Ritzel und Rad lassen sich auf Basis der getroffenen Annahmen folgendermaßen berechnen:

$$\vec{t}_{S1,2} = \frac{\vec{n}_{PR} \times \vec{n}_{P1,2}}{|\vec{n}_{PR} \times \vec{n}_{P1,2}|} \quad (104)$$

$t_{S1,2}$	[-]	Richtungsvektor der Schleifriefen	$n_{P1,2}$	[-]	Normalenvektor der Flanke im betrachteten Flankenpunkt
n_{PR}	[-]	Richtungsvektor der Planradachse			

Der Richtungsvektor der Planradachse lässt sich für Hypoidverzahnungen aus den Vektoren der Teilkegellängen von Ritzel $O_P A_P$ und Rad $O_G A_P$ bestimmen:

$$\vec{n}_{PR} = O_P A_P \times O_G A_P \quad (105)$$

$$O_P A_P = \vec{P}_A - \vec{O}_P \text{ und } O_G A_P = \vec{P}_A - \vec{O}_G \quad (106)$$

$$\vec{O}_P = \begin{pmatrix} t_{z1} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \text{ und } \vec{O}_G = \begin{pmatrix} 0 \\ t_{z2} \\ 0 \end{pmatrix} \quad (107)$$

$$\vec{P}_A = \begin{pmatrix} \frac{d_{m2}}{2} \cos \zeta_m \\ \frac{d_{m1}}{2} \sin \delta_2 \\ a \frac{d_{m1}}{\cos \delta_1} \left(\frac{d_{m1}}{\cos \delta_1} + \frac{d_{m2}}{\cos \delta_2} \right) \end{pmatrix} \quad (108)$$

n_{PR}	[-]	Richtungsvektor der Planradachse	P_A	[-]	Ortsvektor des Auslegungspunkts
$O_P A_P$	[-]	Richtungsvektor von der Ritzelteilkegelspitze zum Auslegungspunkt	$t_{z1,2}$	[mm]	Abstand Achskreuzungspunkt / Teilkegelspitze nach ISO 23509 [I235]
$O_G A_P$	[-]	Richtungsvektor von der Radteilkegelspitze zum Auslegungspunkt	$d_{m1,2}$	[mm]	Teilkegeldurchmesser
O_P	[-]	Ortsvektor der Ritzelteilkegelspitze	$\delta_{1,2}$	[°]	Teilkegelwinkel
O_G	[-]	Ortsvektor der Radteilkegelspitze	a	[mm]	Achsversetzung
			ζ_m	[°]	Achsversetzungswinkel

Für Kegelräder ohne Achsversetzung ergibt sich der Richtungsvektor der Planradachse aus dem Teilkegelwinkel des Ritzels:

$$\vec{n}_{PR} = \begin{pmatrix} -\sin \delta_1 \\ \cos \delta_1 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (109)$$

n_{PR}	[-]	Richtungsvektor der Planradachse		δ_1	[°]	Teilkegelwinkel Ritzel
----------	-----	----------------------------------	--	------------	-----	------------------------

Zusammen mit dem Richtungsvektor der Berührlinie (= Differenz der Ortsvektoren zweier benachbarter Berührpunkte) lässt sich damit der Winkel berechnen, den die Berührlinie mit der Richtung der Schleifriefen einschließt:

$$\omega = \arccos \left(\frac{\vec{t}_{S1,2} \circ \vec{t}_B}{|\vec{t}_{S1,2}| \cdot |\vec{t}_B|} \right) \quad (110)$$

ω	[°]	Winkel zwischen Berührlinie und Schleifriefen		$t_{S1,2}$	[-]	Richtungsvektor der Schleifriefen
				n_{PR}	[-]	Richtungsvektor der Berührlinie

5.2.4 Lokale Schmierfilmdicke

Die für die Reibungszahlberechnung benötigte relative Schmierfilmdicke wird lokal für jeden Kontaktpunkt nach dem Ansatz von Ertl/Grubin [Ertl, Grub] berechnet und mit dem thermischen Korrekturfaktor nach Murch/Wilson [MuWi] modifiziert. Bei einer Schrägstellung der Berührlinie zur Richtung der Schleifriefen, wie sie bei schräg- bzw. spiralverzahnten Kegelrädern auftritt, wird zusätzlich der Korrekturfaktor für Längs- und Kreuzschliff (siehe 4.1.3) herangezogen. Dabei werden die lokale Pressung aus BECAL (siehe 5.2.1), die lokale Summengeschwindigkeit senkrecht zur Berührlinie (siehe 5.2.2) sowie der lokale Ersatz-Krümmungsradius aus BECAL eingesetzt:

$$\lambda_{z,i} = \frac{h_{0,i}}{\frac{1}{2}(Rz_1 + Rz_2)} \quad (111)$$

mit

$$h_{0,i} = h'_0 \cdot C_{th} \cdot C_{LS} \quad (112)$$

$$h'_0 = 1,95 \cdot 10^3 \cdot \rho_{ers} \cdot G^{0,73} \cdot U^{0,73} \cdot W^{-0,09} \quad (\text{siehe auch 4.1.2}) \quad (113)$$

$$C_{th} = \frac{3,94}{3,94 + L^{0,62}} \quad (\text{siehe auch 4.1.2}) \quad (114)$$

$$C_{LS} = 1,05 \cdot e^{-0,16 \cdot Rz} \quad (\text{siehe auch 4.1.3}) \quad (115)$$

$\lambda_{z,i}$	[-]	relative Schmierfilmdicke	C_{th}	[-]	thermischer Korrekturfaktor nach Murch/Wilson (siehe 4.1.3)
$Rz_{1,2}$	[μm]	Flankenrauheit	C_{LS}	[-]	Korrekturfaktor für Längs- und Kreuzschliff (siehe 4.1.3)
$h_{0,i}$	[μm]	Schmierfilmdicke im Parallelschliff			
h'_0	[μm]	Schmierfilmdicke nach Ertl/Grubin [Ertl, Grub]			

5.3 Reibungszahl

Der auf Basis der in 4.1.7 beschriebenen Grundlagenuntersuchungen aufgestellte Ansatz zur Berechnung der lokalen Reibungszahl für Kegelrad- und Hypoidverzahnungen wird für die Berechnung der Blitztemperatur übernommen. Dabei werden die lokalen Werte der Flankenpressung, der Summengeschwindigkeit senkrecht zur Berührlinie, des Gleit-Wälz-Verhältnisses sowie der relativen Schmierfilmdicke eingesetzt:

$$\mu_i = 0,036 \cdot (\sigma_{H,i})^{0,10} \cdot (v_{\Sigma\text{vert},i})^{-0,20} \cdot (s_{x,i})^{0,05} \cdot (C_\lambda \cdot \lambda_{z,i})^{-0,10} \cdot C_L \cdot C_{RS} \quad (116)$$

μ_i	[-]	lokale Reibungszahl	C_λ	[-]	Schmierfilmdickenfaktor = 1,0 für korrigierte Verzahnungen, siehe 4.1.6
$\sigma_{H,i}$	[N/mm^2]	maßgeb. Flankenpressung	$\lambda_{z,i}$	[-]	relative Schmierfilmdicke berechnet mit der Ölviskosität bei Massentemperatur
$v_{\Sigma\text{vert},i}$	[m/s]	Summengeschwindigkeit senkrecht zur Berührlinie	C_L	[-]	Schmierstofffaktor, z.B. nach FVA345
$s_{x,i}$	[-]	Gleit-Wälz-Verhältnis	C_{RS}	[-]	Rauheitsstrukturfaktor

Der Schmierstofffaktor C_L wird für anwendungsnahe Betriebsbedingungen bevorzugt an einem Zahnrad-Prüfstand ermittelt, z.B. nach dem Verfahren FVA 345 [Dole] oder alternativ an einem Zwei-Scheiben-Prüfstand. Der Rauheitsstrukturfaktor C_{RS} ergibt sich mit dem Winkel zwischen Berührlinie und Schleifriefen nach 5.2.3. Der Exponent ε wird dabei mit 2,0 für parallele Schleifriefen angesetzt, für geläppte Oberflächen ohne definierte Rauheitsstruktur wird ε mit 0,5 angenommen:

$$C_{RS} = 1 + (0,30 \cdot \sin \omega)^\varepsilon \quad (117)$$

C_{RS}	[-]	Rauheitsstrukturfaktor	ε	[-]	Exponent = 2,0 für geschliffene Oberflächen = 0,5 für geläppte Oberflächen
ω	[°]	Winkel der Berührlinie zur Schleifstruktur, siehe 5.2.3			

5.4 Auftretende Kontakttemperatur

Die auftretende Kontakttemperatur setzt sich aus der bei stationären Betriebsbedingungen konstanten Massentemperatur und der Blitztemperatur zusammen:

$$\vartheta_{C,i} = \vartheta_M + \vartheta_{fl,i} \quad (118)$$

ϑ_C	[°C]	lokale Kontakttemperatur	ϑ_{fl}	[K]	lokale Blitztemperatur
ϑ_M	[°C]	Massentemperatur			

5.4.1 Massentemperatur

Die Massentemperatur wird nach dem in 4.4 beschriebenen modifizierten Verfahren nach Otto [Otto] berechnet. Bei der Berechnung der Massentemperatur wird davon ausgegangen, dass kurzzeitige, über die Nennlast hinausgehende externe Belastungen die stationäre Temperatur der Verzahnungen nicht beeinflussen. Aus diesem Grund erfolgt die Berechnung der Massentemperatur ohne Berücksichtigung des Anwendungsfaktors K_A .

5.4.2 Blitztemperatur

Für die Berechnung der lokalen Blitztemperatur wird der in 2.3.1 beschriebene Ansatz nach Blok [They] herangezogen, wobei die lokalen Größen Reibungszahl, Flankenpressung, Gleit- sowie Oberflächengeschwindigkeit senkrecht zur Berührlinie eingesetzt werden. Die so berechnete Blitztemperatur wird darüber hinaus durch Einflussfaktoren zur Berücksichtigung des Glättungszustands der Flanken sowie der Treibrichtung modifiziert. Ein Kopfrücknahmefaktor, wie er z.B. in der DIN 3991 [D391] zur Berücksichtigung des positiven Effekts einer Profilkorrektur vorgeschlagen wird, kann bei einer lokalen Fresstragfähigkeitsberechnung auf Basis einer Zahnkontaktanalyse entfallen.

$$\vartheta_{fl,i} = \frac{\sqrt{\pi}}{2} \cdot \mu_i \cdot \sigma_{H,i} \cdot \frac{v_{g,i}}{\sqrt{B_{M1}w_{t,vert1,i} + \sqrt{B_{M2}w_{t,vert2,i}}}} \cdot \sqrt{2b_{H,i}} \cdot \frac{X_E}{X_Q} \quad (119)$$

ϑ_{fl}	[K]	Blitztemperatur	w_t	[m/s]	Oberflächengeschwindigkeit
μ	[-]	Reibungszahl	B_M		thermischer Kontaktkoeffizient
σ_H	[N/mm ²]	Flankenpressung			[N ² · m / (K ² · mm ³ · s)]
b_H	[mm]	halbe Hertzsche Kontaktbreite	X_E	[-]	Einlauffaktor
			X_Q	[-]	Treibrichtungsfaktor

Der Einlauffaktor X_E wird analog dem von Michaelis [Mich] vorgeschlagenen definiert. Er berechnet sich in Abhängigkeit vom Glättungszustand der Flanken sowie von der gefertigten Flankenrauheit (arithmetischer Mittenrauhwert R_a). Da im restlichen Rechenverfahren (z.B. bei der Berechnung der Reibungszahl) mit der gemittelten Rauhtiefe R_z gerechnet wird, erfolgt die Umrechnung von R_a in R_z nach Niemann/Winter/Höhn [NWH] näherungsweise mit $R_z \approx 6 R_a$. Im Gegensatz zur Definition von Michaelis [Mich] wird der Einlauffaktor jedoch größenunabhängig definiert. Dazu werden der Ersatzkrümmungsradius der A-Verzahnung ($\rho_{ers,C} = 8,38$ mm) eingesetzt und damit der Gewichtungsfaktor der Rauheit in der Gleichung angepasst:

$$X_E \text{ nach Michaelis: } X_E = 1 + 30 \cdot \frac{Ra_1 + Ra_2}{2 \cdot \rho_{ers,C}} = 1 + 30 \cdot \frac{Rz_1 + Rz_2}{12 \cdot \rho_{ers,C}} \quad (120)$$

$$X_E \text{ modifiziert mit } \rho_{ers} \text{ (Typ A) } = 8,38 \text{ mm: } X_E = 1 + 0,6 \cdot \frac{Rz_1 + Rz_2}{2}$$

X_E	[-]	Einlauffaktor	$\rho_{ers,C}$	[mm]	Ersatzkrümmungsradius
R_z	[μ m]	gemittelte Rauhtiefe			

Der Treibrichtungsfaktor X_Q zur Berücksichtigung des bei positiver Ritzelprofilverschiebung hinsichtlich der Fresstragfähigkeit üblicherweise ungünstigeren Falls „Rad treibt Ritzel“ wird ebenfalls von Lechner [Lech] und Michaelis [Mich] übernommen, jedoch aufgrund der im Rahmen der experimentellen Untersuchungen gewonnenen Erkenntnisse (siehe 4.5.6) modifiziert: Die Versuche haben insbesondere gezeigt, dass der Einfluss der Treibrichtung bei Kegelrädern ohne Achsversetzung deutlich stärker ausgeprägt ist als bei Hypoidverzahnungen. Dies lässt sich mit dem bei großen Achsversetzungen dominanten Längsgleiten erklären, welches das Gleiten in Zahnhöhenrichtung überlagert. Dadurch ist die Gleitgeschwindigkeit im Kopf- und Fußbereich der Flanke näherungsweise gleich groß, was bei „Rad treibt Ritzel“ zu ähnlichen Fresstragfähigkeiten führt wie bei „Ritzel treibt Rad“.

In Bild 5-5 links ist der Verlauf des Treibrichtungsfaktors nach Lechner [Lech] und Michaelis [Mich] mit den zu Grunde liegenden Versuchsergebnissen der Verzahnungen vom Typ A und C gezeigt. In das Diagramm ist zusätzlich noch der Punkt der Prüfradvarianten G0gr bzw. G0kl eingetragen, die hinsichtlich der Gleitverhältnisse auf der Flanke mit den Stirnrädern verglichen werden können. Es zeigt sich, dass der von Lechner [Lech] und Michaelis [Mich] angenommene Verlauf im Bereich mittlerer Eintritts- zu Austrittsüberdeckungsverhältnisse nach unten korrigiert werden muss.

In Bild 5-5 rechts sind die Werte des Treibrichtungsfaktors für die Prüfradvarianten G0gr bzw. G0kl sowie G31,75gr bzw. G31,75kl über der relativen Achsversetzung eingetragen, die ein Maß für das Verhältnis des Gleitens in Zahnhöhen- zu Längsrichtung darstellt. Der Verlauf des Treibrichtungsfaktors wird zwischen den beiden Extremwerten bei $a_{rel} = 0$ und 40% näherungsweise linear interpoliert:

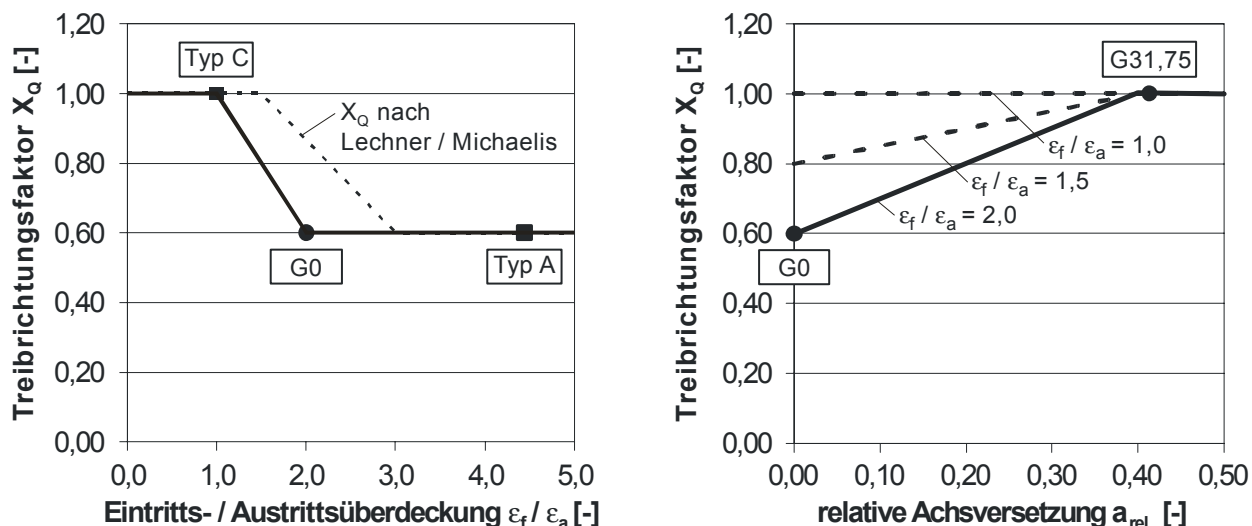


Bild 5-5: Verlauf des Treibrichtungsfaktors X_Q

Bei der Berechnung des Treibrichtungsfaktors wird zunächst in Abhängigkeit von der an der Ersatz-Stirnradverzahnung (siehe 6.1) ermittelten Eintritts- und Austrittsüberdeckungen der theoretische Wert X_Q^* für eine relative Achsversetzung von $a_{rel} = 0$ berechnet und dann in Abhängigkeit von a_{rel} zwischen X_Q^* und 1,0 interpoliert:

$$\begin{aligned}
 X_Q^* &= X_Q(a_{rel} = 0) = 1,0 && \text{für } (\varepsilon_f / \varepsilon_a) \leq 1,0 \\
 X_Q^* &= X_Q(a_{rel} = 0) = 1,4 - 0,4 \frac{\varepsilon_f}{\varepsilon_a} && \text{für } 1,0 < (\varepsilon_f / \varepsilon_a) \leq 2,0 \\
 X_Q^* &= X_Q(a_{rel} = 0) = 0,6 && \text{für } (\varepsilon_f / \varepsilon_a) > 2,0
 \end{aligned} \tag{121}$$

mit

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_f &= \varepsilon_{V2} \\ \varepsilon_a &= \varepsilon_{V1} \end{aligned} \right\} \text{ bei „Ritzel treibt Rad“}$$

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_f &= \varepsilon_{V1} \\ \varepsilon_a &= \varepsilon_{V2} \end{aligned} \right\} \text{ bei „Rad treibt Ritzel“}$$

$$a_{rel} = \frac{2|a|}{d_{m2}} \tag{122}$$

$$X_Q = X_Q^* + \frac{1 - X_Q^*}{0,4} a_{rel} \tag{123}$$

X_Q	[-]	Treibrichtungsfaktor	ε_f	[-]	Eintrittsüberdeckung
X_Q^*	[-]	Treibrichtungsfaktor für $a_{rel} = 0$	ε_a	[-]	Austrittsüberdeckung
a_{rel}	[-]	relative Achsversetzung	ε_{V1}	[-]	Kopfüberdeckung Ritzel der Stirnrad-Ersatzverzahnung, siehe 6.2
a	[mm]	Achsversetzung	ε_{V2}	[-]	Kopfüberdeckung Rad der Stirnrad-Ersatzverzahnung, siehe 6.2
d_{m2}	[mm]	mittlerer Teilkreisdurchmesser Tellerrad			

5.5 Zulässige Kontakttemperatur

Zur Bestimmung der zulässigen Kontakttemperatur wird der oben beschriebene Ansatz der lokalen Kontakttemperatur auf die Standard-Fresstests A/8,3/90 nach DIN/ISO 14635 [I146] sowie A10/16,6R/90 und S-A10/16,6R/90 nach FVA 243 [F243-1, F243-2] angewandt. Aus der sich so ergebenden Zuordnung Schadenskraftstufe zu Grenztemperatur wird analog zu den existierenden Verfahren (siehe 2.9) ein einfacher, nur von der Schadenslaststufe abhängiger Ansatz für die zulässige Kontakttemperatur abgeleitet. Die so ermittelte Grenztemperatur wird dann nach den von Collenberg [ColI] und Schlenk [SchI] vorgeschlagenen Verfahren zur Berücksichtigung der Kontaktzeit (siehe 2.3.3) und Kontakttemperatur (siehe 2.3.4) modifiziert.

5.5.1 Grenztemperatur nach Testverfahren

Die Berechnung der in den unterschiedlichen Testverfahren in den verschiedenen Kraftstufen auftretenden maximalen Kontakttemperatur erfolgt lokal über dem Eingriffsfeld der Testverzahnung Typ A20 bzw. A10. Folgende Annahmen werden dabei der Berechnung zu Grunde gelegt:

- Die Pressungsverteilung wird mit dem FVA-Programm RIKOR I [Riko] bestimmt.
- Die maßgeblichen Geschwindigkeiten werden aus der Kinematik der Verzahnung berechnet.

- Für die Reibungszahl wird der in 4.1.7 beschriebene Ansatz für Stirnräder unter Berücksichtigung der kreuzgeschliffenen Oberflächen herangezogen.
- Als maßgebliche Rauheit wird die in DIN/ISO 14635 [146] für die Testverzahnungen vorgegebene Flankenrauheit $Ra_1 = 0,35 \mu\text{m}$ und $Ra_2 = 0,30 \mu\text{m}$ (umgerechnet: $Rz_1 = 2,1 \mu\text{m}$ und $Rz_2 = 1,8 \mu\text{m}$) verwendet.
- Für den verschärften Stufentest A10/16,6R/90, der im Vergleich zum Standardtest mit doppelter Geschwindigkeit und treibendem Rad durchgeführt wird, wird der Treibrichtungsfaktor X_Q so gewählt ($X_Q = 0,9$), dass sich vergleichbare Relationen zwischen den Testverfahren wie bei den bisherigen Berechnungsverfahren ergeben. Zahlreiche an der FZG durchgeführte vergleichende Fresstests zeigen, dass ein Öl, das im Standardtest in KS12 ausfällt, im verschärften Stufentest üblicherweise KS8 erreicht. Dies wird so auch durch die in DIN 3990 [D390] angegebenen Formeln der Grenztemperatur für die Kontakttemperaturmethode wiedergegeben.
- Der Einlauffaktor X_E für den Sprungtest S-A10/16,6R/90 wird ebenfalls so gewählt ($X_E = 2,0$), dass sich vergleichbare Relationen zwischen den Testverfahren wie bei den bisherigen Berechnungsverfahren ergeben. Ein Öl, das im Standardtest in KS12 und im verschärften Stufentest in KS8 ausfällt, erreicht im Sprungtest üblicherweise KS5 bis KS6. Dies wird so auch durch die in DIN 3990 [D390] angegebenen Formeln für die Grenztemperatur der Kontakttemperaturmethode wiedergegeben.
- Die Berechnung der Massentemperatur wird von den in DIN 3990 [D390] angegebenen Formeln der Grenztemperatur für die Kontakttemperaturmethode übernommen.

Die Anwendung der Kontakttemperaturberechnung auf den Standardtest A/8,3/90 und den verschärften Stufentest A10/16,6R/90 ergibt die in Bild 5-6 beispielhaft für KS9 gezeigten Verläufe über der Eingriffsstrecke:

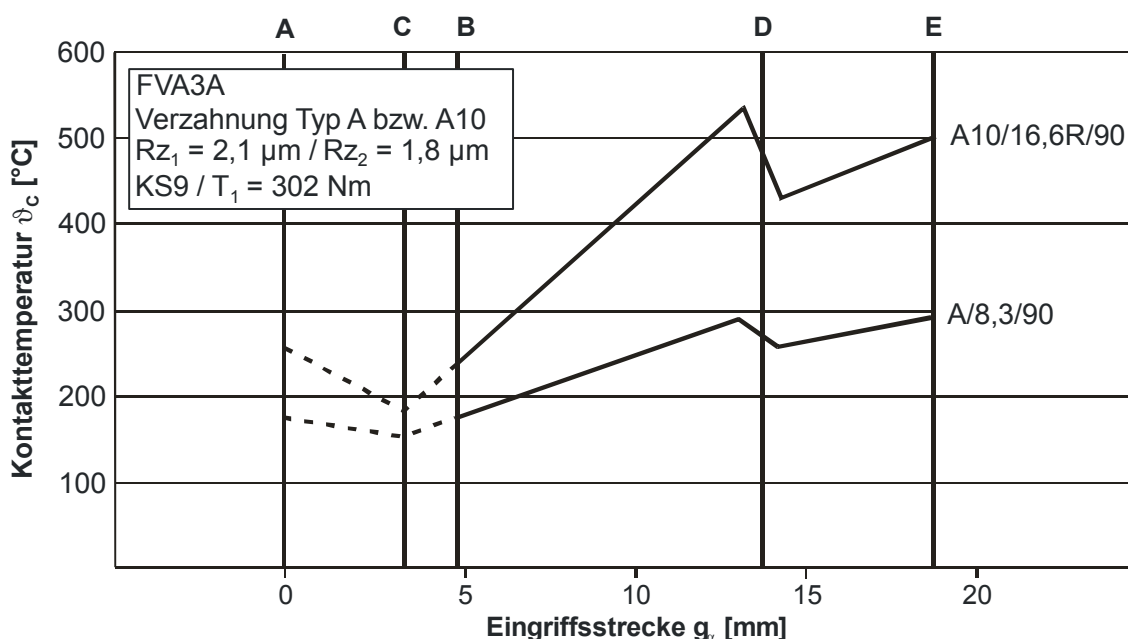


Bild 5-6: Verlauf der Kontakttemperatur ϑ_c über der Eingriffsstrecke für die Testverzahnungen A20 und A10

Hinweis: Aufgrund der diskreten Aufteilung der Eingriffsstrecke bei der Pressungsrechnung in RIKOR [Riko] werden die charakteristischen Punkte des Eingriffs (Wälzpunkt C sowie Einzeleingriffspunkte B und D) bei der Berechnung nicht direkt abgebildet. Aus diesem Grund ist die Blitztemperatur im Wälzpunkt nicht 0 und der Übergang von Einzel- in Doppeleingriffsgebiet nicht sprunghaft.

Als maßgeblich für das Entstehen von Fressern wird die maximale Kontakttemperatur angesehen. Die in Bild 5-6 gezeigten Verläufe der Kontakttemperatur weisen das Maximum für den Standardtest A/8,3/90 am Ende des Eingriffs im Punkt E, für den verschärften Stufentest A10/16,6R/90 am äußeren Einzeleingriffspunkt D auf. Der Unterschied erklärt sich mit der geringeren Steifigkeit der A10-Verzahnung im Vergleich zur A20-Verzahnung und der damit verbundenen größeren Durchbiegung der A10-Verzahnung, die eine Entlastung des Zahnkopfs mit sich bringt.

Werden die für die einzelnen Kraftstufen der Fresstests ermittelten maximalen Blitztemperaturen über den entsprechenden Ritzeldrehmomenten aufgetragen, können die Verläufe mittels einer Potenzfunktion angenähert werden. Bild 5-7 zeigt die sich so ergebenden Verläufe der Kontakttemperaturen respektive Grenztemperaturen der Fresstests in Abhängigkeit von den Kraftstufen der verschiedenen Fresstests:

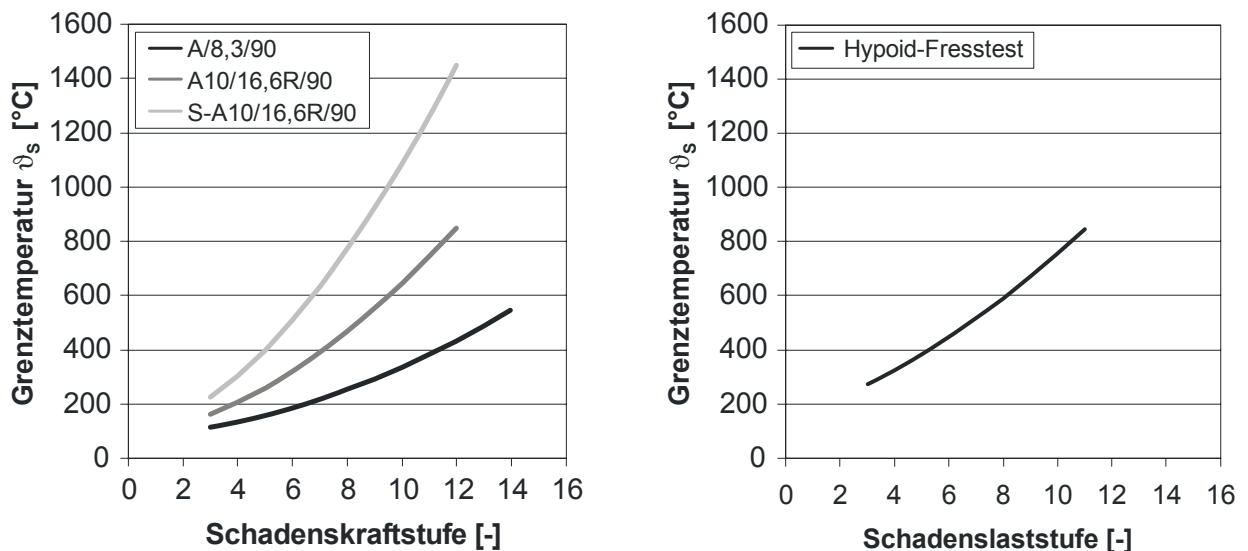


Bild 5-7: Grenztemperatur ϑ_s für die Fresstests A/8,3/90, A10/16,6R/90 und S-A10/16,6R/90 (links) sowie den Hypoid-Fresstest (rechts)
(Abb. nur für Mineralöle gültig $\Rightarrow X_L = C_L = 1,0$)

Formelmäßig lassen sich die Grenztemperaturen als Summe der Massentemperatur und der Blitztemperatur im Test darstellen. Sowohl bei der Massen- als auch bei der Blitztemperatur wird dabei noch der Schmierstofffaktor $X_L = C_L$ einbezogen, der die Abhängigkeit der Reibungszahl und damit der Temperatur sowie der Verlustleistung vom Schmierstofftyp berücksichtigt. Für den Hypoid-Fresstest wird im Vorgriff auf 6.5 eine Näherungsgleichung analog der in 4.3 beschriebenen Vorgehensweise, jedoch auf Basis des normfähigen Rechenverfahrens, abgeleitet:

$$\begin{aligned} \vartheta_{S,DIN} &= 80 + 0,23 \cdot X_L \cdot T_{1T} + 1,4 \cdot X_L \cdot X_{WrelT} \cdot T_{1T}^{0,83} \cdot \left(\frac{100}{v_{40}} \right)^{0,02} && \text{für A/8,3/90} \\ \vartheta_{S,DIN} &= 90 + 0,3 \cdot X_L \cdot T_{1T} + 3,2 \cdot X_L \cdot X_{WrelT} \cdot T_{1T}^{0,83} && \text{für A10/16,6R/90} \\ \vartheta_{S,DIN} &= 90 + 0,3 \cdot X_L \cdot T_{1T} + 6,4 \cdot X_L \cdot X_{WrelT} \cdot T_{1T}^{0,83} && \text{für S-A10/16,6R/90} \\ \vartheta_{S,DIN} &= 90 + 0,2 \cdot X_L \cdot T_{1TH} + 2,75 \cdot X_L \cdot X_{WrelT} \cdot T_{1TH}^{0,83} && \text{für Hypoid-Fresstest} \end{aligned} \quad (124)$$

mit

$$T_{1T} = 3,726 \cdot KS^2 \quad (125)$$

$\vartheta_{S,DIN}$	[°C]	Grenztemperatur ermittelt in einem der Standard-Fresstests	T_{1T}	[Nm]	Ritzeldrehmoment im Stirnrad-Fresstest
X_L	[-]	= C_L = Schmierstofffaktor	T_{1TH}	[Nm]	Ritzeldrehmoment im Hypoid-Fresstest
			KS	[-]	Kraftstufe im Fresstest

Aufgrund des neuen Reibungszahlansatzes liegen die Grenztemperaturen nach (124) im Vergleich zu den in 4.3 beschriebenen Grenztemperaturen nach DIN 3991 [D391] um ca. 20...40% höher.

5.5.2 Kontakttemperatureinfluss

Der Einfluss der Kontakttemperatur auf die Grenztemperatur wird nach dem in 2.3.4 beschriebenen Verfahren nach Schlenk [Sch] berücksichtigt. Die in einem der Standard-Fresstests ermittelte zulässige Kontakttemperatur wird dabei über den Temperaturfaktor X_T modifiziert, der das Temperaturniveau sowie Baugröße und Schmierungsbedingungen und damit die Wärmeabfuhrbedingungen der nachzurechnenden Anwendung beinhaltet. Die Abhängigkeit der Grenztemperatur von diesem Temperaturfaktor bzw. den darin beinhalteten Einflussgrößen wird über zwei zusätzliche, bei höherer und niedrigerer Temperatur durchgeführte Fresstests ermittelt. Der Verlauf der Grenztemperatur über dem Temperaturfaktor wird dann linear interpoliert (siehe Bild 2-11). Für die Anwendung des Verfahrens nach Schlenk [Sch] auf Kegelrad- und Hypoidverzahnungen wird der Temperaturfaktor an die Geometrie dieser Verzahnungen angepasst: Die Achsversetzung wird von einer Ersatz-Stirnradverzahnung gleicher Baugröße übernommen, die sich aus den mittleren Teilkreisdurchmessern von Kegelritzel und Tellerrad ergibt. Des Weiteren wird der modifizierte Schmierungsfaktor X_S aus der Massentemperaturberechnung (siehe 4.4) herangezogen:

$$X_T = 0,45 \cdot \left(\frac{\vartheta_{Öl}}{\vartheta_{Öl,REF}} \right) \cdot \left(\frac{X_S}{1,0} \right) \cdot \left(\exp \frac{2 \cdot a_{REF}}{d_{m1} + d_{m2}} \right)^{0,8} \quad (126)$$

X_T	[-]	Temperaturfaktor	X_S	[-]	Schmierungsfaktor nach 4.4
$\vartheta_{Öl}$	[°C]	Öltemperatur	a_{REF}	[mm]	Referenz-Achsabstand (= 91,5 mm)
$\vartheta_{Öl,REF}$	[°C]	Referenz-Öltemperatur (= 90°C)	$d_{m1,2}$	[mm]	mittlerer Teilkreisdurchmesser

Die Grenztemperatur ϑ_{SK} für das betrachtete Getriebe berechnet sich dann mit dem so bestimmten Temperaturfaktor X_T sowie den Steigungen C_{Tn} und C_{Th} der Grenztemperaturfunktion. Liegen keine Ergebnisse von Fresstests bei höherer und niedrigerer Temperatur vor, gibt Schlenk [Schl] als sinnvolle Annahme die Werte $C_{Tn} = 100 \text{ K}$ und $C_{Th} = 0 \text{ K}$ an.

$$\vartheta_{SK} = \begin{cases} \vartheta_{S,DIN} + (X_T - 1) \cdot C_{Tn} & \text{für } X_T \leq 1,0 \\ \vartheta_{S,DIN} + (X_T - 1) \cdot C_{Th} & \text{für } X_T > 1,0 \end{cases} \quad (127)$$

ϑ_{SK}	[°C]	Grenztemperatur unter Berücksichtigung des Kontakttemperatureinflusses	X_T	[-]	Temperaturfaktor
$\vartheta_{S,DIN}$	[°C]	Grenztemperatur ermittelt in einem der Standard-Fresstests	C_{Tn}	[-]	Steigung der Grenztemperatur bei $X_T < 1$
			C_{Th}	[-]	Steigung der Grenztemperatur bei $X_T > 1$

5.5.3 Kontaktzeiteinfluss

Zur Berücksichtigung des Einflusses der Kontaktzeit auf die zulässige Kontakttemperatur wird das in 2.3.3 beschriebene Verfahren nach Collenberg [Coll] herangezogen: Collenberg [Coll] geht für ausgeglichen ausgelegte Stirnrad-Verzahnungen davon aus, dass unterhalb einer Umfangsgeschwindigkeit von ca. 40 m/s von einer kontaktzeitunabhängigen Grenztemperatur ausgegangen werden kann. Oberhalb dieser Umfangsgeschwindigkeit wird die Grenztemperatur in Abhängigkeit von der Kontaktzeit modifiziert. Da im Rahmen dieser Arbeit nur Umfangsgeschwindigkeiten von bis zu $v_{tm1} = 12 \text{ m/s}$ gefahren wurden, konnte der Einfluss der Kontaktzeit an Kegelrad- und Hypoidverzahnungen nicht explizit untersucht werden. Von einer sinngemäßen Übertragbarkeit der an Stirnrädern ermittelten Erkenntnisse wird jedoch ausgegangen, da die physikalischen und chemischen Zusammenhänge unabhängig vom Verzahnungstyp sind. Die Grenztemperatur nach Collenberg [Coll] wird für Kontaktzeiten unterhalb einer durch zusätzliche Tests bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten zu ermittelnden, kritischen Kontaktzeit angehoben. Die Kontaktzeit wird dabei lokal für jeden betrachteten Flankenpunkt mit der Berührlinienbreite und der Oberflächengeschwindigkeit senkrecht zur Berührlinie bestimmt. Aufgrund der unterschiedlichen Oberflächengeschwindigkeiten ergeben sich unterschiedliche Kontaktzeiten für Ritzel und Rad, wobei für die Berechnung der Grenztemperatur die größere und damit ungünstigere als maßgeblich erachtet wird.

$$\begin{aligned} \vartheta_{S,i} &= \vartheta_{SK} && \text{für } t_{C,i} > t_K \\ \vartheta_{S,i} &= \vartheta_{SK} + C_S \cdot (t_K - t_{C,i}) && \text{für } t_{C,i} \leq t_K \end{aligned} \quad (128)$$

$$t_{C,i} = \max(t_{C1,i}, t_{C2,i}) \quad \text{mit} \quad t_{C1,2,i} = \frac{2 \cdot b_{H,i}}{w_{t1,2vert,i}} \cdot 1000000 \quad (129)$$

$\vartheta_{S,i}$	[°C]	Grenztemperatur unter Berücksichtigung der Kontaktzeit	$t_{C,i}$	[μs]	Kontaktzeit
ϑ_{SK}	[°C]	Grenztemperatur unter Berücksichtigung des Kontakttemperatureinflusses nach Schlenk [Schl]	t_K	[μs]	kritische Kontaktzeit
C_S	[K/μs]	Steigung der Grenztemperatur-Kontaktzeit-Kurve	$b_{H,i}$	[mm]	halbe Hertzsche Kontaktbreite, siehe 5.2.1
			$w_{t1,2vert,i}$	[mm/s]	Oberflächengeschwindigkeit senkrecht zur Berührlinie

Die Steigung der Grenztemperatur-Kontaktzeit-Kurve sowie die kritische Kontaktzeit werden dabei über zwei zusätzliche, im Vergleich zum Standardtest mit höheren Drehzahlen durchgeführte Fresstests ermittelt. Liegen keine entsprechenden Testergebnisse vor, kann nach Collenberg [ColI] für EP legierte Öle näherungsweise von einer kritischen Kontaktzeit $t_K = 18 \mu\text{s}$ und einer Steigung $C_S = 18 \text{ K}/\mu\text{s}$ ausgegangen werden.

5.6 Lokale Sicherheit gegen Fressen

Die lokale Fresssicherheit wird analog der Kontakttemperaturmethode in DIN 3990 [D390] bzw. ISO/TR 13989 [ITR13] aus dem Verhältnis der lokal zulässigen Kontakttemperatur zur lokal auftretenden Kontakttemperatur, jeweils abzüglich der Öltemperatur, definiert und für jeden betrachteten Flankenpunkt bestimmt. Maßgeblich für die Aussage zur Fresstragfähigkeit ist dabei die minimale Sicherheit S_{Smin} , deren Lage gleichzeitig den Ort der maximalen Fressgefährdung angibt.

$$S_{S,i} = \frac{\vartheta_{S,i} - \vartheta_{Oil}}{\vartheta_{C,i} - \vartheta_{Oil}} \geq S_{S,S} \quad (130)$$

$S_{S,i}$	[-]	lokale Fresssicherheit	$\vartheta_{S,i}$	[°C]	lokal zulässige Kontakttemperatur
$S_{S,S}$	[-]	geforderte Mindest-Fresssicherheit	$\vartheta_{C,i}$	[°C]	maximale Kontakttemperatur
ϑ_{Oil}	[°C]	Öltemperatur			

Die Auswertung der Versuche, auf denen die Entwicklung des Rechenverfahrens basiert, ergab für alle Versuche im Schadensfall eine minimale Sicherheit von knapp unter bzw. über $S_S = 1,0$. Als Maßgabe für die zu wählende Mindestsicherheit $S_{S,S}$ wird deshalb folgende Vorgabe aus der DIN 3991 [D391] übernommen: Für Fresssicherheiten $S_S < 1,0$ ist mit hoher Wahrscheinlichkeit mit einem Fressschaden zu rechnen, für Fresssicherheiten S_S zwischen 1,0 und 2,0 ist bei guter Kenntnis der real auftretenden Belastungen sowie ausreichendem Einlauf dagegen nicht mit Fressern zu rechnen. Bei $S_S > 2,0$ wird nicht mit einem Fressschaden gerechnet. Der breite Bereich bei diesen Angaben zur Mindest-Fresssicherheit ergibt sich zum einen aus der Wiederholbarkeit der Fresstests, die bei $\pm 1\text{KS}$ liegt, zum anderen aus der hohen Empfindlichkeit des Fressschadens auf kurzzeitige, lokale Pressungsüberhöhungen sowie Oberflächenunregelmäßigkeiten.

5.7 Ergebnisse

Im folgenden Kapitel werden die Berechnungsergebnisse des lokalen Rechenverfahrens für die Fresstragfähigkeit dargestellt und mit den Ergebnissen der Prüfstandsversuche sowie einiger Schadensfälle aus Praxisanwendungen verglichen. Außerdem wird die Anwendbarkeit des Verfahrens auf Stirnräder gezeigt. Dabei werden zum einen die berechneten Sicherheitswerte, zum anderen aber auch die Übereinstimmung der Lage von Sicherheitsminimum und Schadensort betrachtet.

5.7.1 Nachrechnung der Prüfstandsversuche

Die Verifikation des neuen lokalen Berechnungsverfahrens und aller darin enthaltener Einflussfaktoren erfolgt zunächst anhand der Nachrechnung der Prüfstandsversuche. Dabei wird für jeden Versuch die Verteilung der lokalen Fresssicherheit für die Schadenslaststufe ermittelt, wobei die folgenden gemessenen Eingangsgrößen herangezogen werden:

- Ritzeldrehmoment T_1
- Ritzeldrehzahl n_1
- Öltemperatur am Ende der Schadenslaststufe $\vartheta_{\text{Öl,Ende}}$
- Mittlere Flankenrauheit von Ritzel und Tellerrad im Ausgangszustand

Da die Ist-Geometrie nur minimal von der Soll-Geometrie abweicht, wird die Zahnkontaktanalyse mit BECAL [Beca] zur Bestimmung des Lasttragbilds sowie der örtlichen Presungsverteilung mit den Solldaten durchgeführt. Gleichzeitig werden dabei das Verzahnungsumfeld (Lager- und Wellen) sowie die eingestellten Einbaumaßabweichungen berücksichtigt. Die aufgrund der kurzen Laufzeit jeder Laststufe instationäre Massentemperatur im Test wird nach dem in 4.4 beschriebenen, auf Messungen mit den Prüfverzahnungen basierenden Näherungsansatz bestimmt. Als zulässige Kontakttemperatur wird die für das jeweilige Öl ermittelte Grenztemperatur unter Berücksichtigung des Temperatureinflusses eingesetzt.

Aufgrund der Tatsache, dass jeweils die Laststufe nachgerechnet wird, in der ein Fressschaden auftritt, sollten die rechnerischen Fresssicherheiten theoretisch kleiner als 1,0 sein. Wegen der möglichen Streuung der Versuchsergebnisse um $\pm 1\text{KS}$ wird für alle Versuche auch die Laststufe vor und (auf Basis sinnvoller Annahmen zur sich einstellenden Öltemperatur) auch die Laststufe nach der Schadenslaststufe nachgerechnet. Die sich dabei ergebenden minimalen Fresssicherheiten liegen durchschnittlichen ca. $\pm 15\%$ unter bzw. über der für die Schadenslaststufe ermittelten. Damit müssen auch rechnerische Fresssicherheiten von bis zu $S_{S,\text{min}} = 1,15$ als fresskritisch gewertet werden.

Die Versuche zur Fressstragfähigkeit der Prüfverzahnungen wurden kontinuierlich fotografisch dokumentiert. Mit diesen Fotos kann auch der Ort der minimalen Sicherheit mit dem tatsächlichen Schadensort verglichen werden. Da Fresser jedoch plötzlich auftreten und sich – im Gegensatz z.B. zu Grübchen – im Normalfall schnell über die gesamte Flanke ausbreiten, ist dieser Vergleich meist hinsichtlich des betroffenen Flankenbereichs (Kopf – Fuß bzw. Zehe – Ferse) nur grob möglich.

Hinweis: Die Ergebnisse der Nachrechnung der Prüfstandsversuche werden zur besseren Vergleichbarkeit in derselben Reihenfolge und Zuordnung dargestellt wie die Versuchsergebnisse im Kapitel 4.5. Außerdem wird zusätzlich zu den dargestellten berechneten minimalen Fresssicherheiten auch das $\pm 15\%$ -Streuband dargestellt.

Einfluss eines Einlaufs

Der Einfluss eines Einlaufs auf die Fresstragfähigkeit wurde anhand zweier Stichprobenversuche sowohl an der Kegelrad- als auch an der Hypoidvariante der Prüfverzahnungen untersucht. Die dazugehörigen Ergebnisse der Nachrechnung sind in Bild 5-8 gezeigt:

Bei der Kegelradvariante G0kl (Bild 5-8 links) ergibt für den aufgrund des fehlenden Einlaufs „zu früh“ ausgefallenen Versuch bei Berücksichtigung des Einlauffaktors eine Fresssicherheit $S_{S,min} = 0,70$. Für die beiden jeweils mit vorgeschaltetem Einlauf durchgeführten Versuche ergibt sich ebenfalls eine Fresssicherheit von ca. $S_{S,min} = 0,80$, was den Einlauffaktor bestätigt. Der an der Hypoidvariante G31,75kl (Bild 5-8 rechts) durchgeführte Sprungtest zeigt dasselbe Ergebnis: Für den Versuch mit Einlauf wird eine minimale Fresssicherheit von $S_{S,min} = 0,89$ berechnet, für den Versuch ohne Einlauf ein Wert von ca. $S_{S,min} = 0,75$. Insgesamt kann der modifizierte Einlauffaktor damit bestätigt werden.

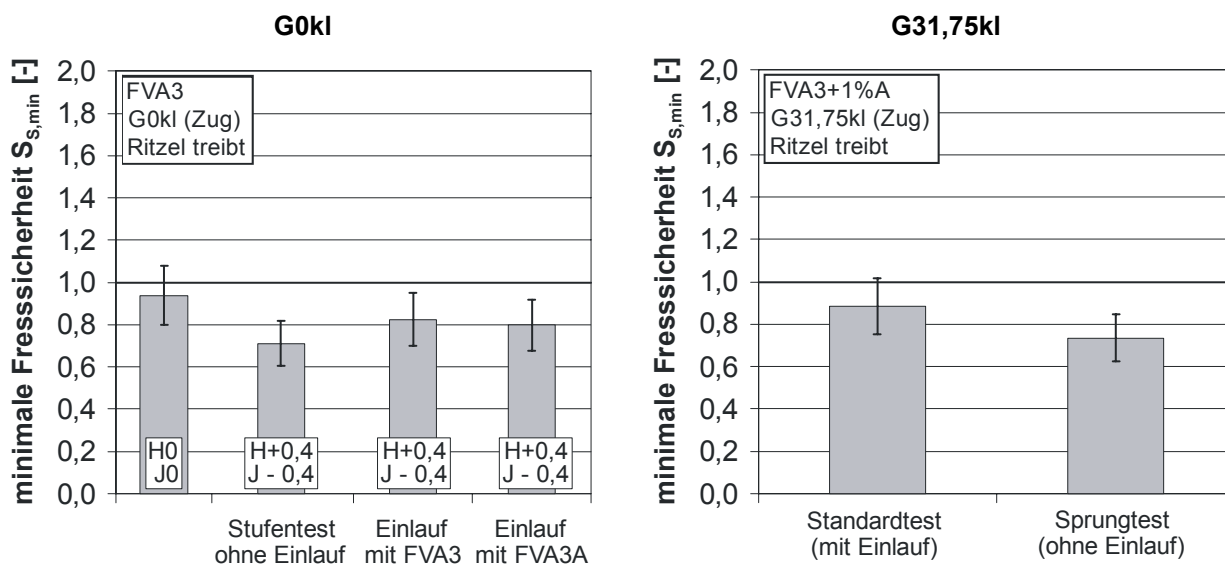


Bild 5-8: Nachrechnung der Prüfstandsversuche (Einfluss eines Einlaufs)

Einfluss der Achsversetzung

Um den Einfluss der Achsversetzung isoliert zu untersuchen, wurden einige stichprobenartige Versuche mit den achsversetzten Verzahnungsvarianten bei Verwendung des unadditiven Prüföls FVA3 durchgeführt. Bild 5-9 links zeigt die Ergebnisse der Nachrechnung für die Varianten G0kl und G31,75kl auf der Zugflanke, Bild 5-9 rechts für die Varianten G0gr, G15gr und G31,75gr auf der Schubflanke. In beiden Fällen ergeben sich rechnerische minimale Fresssicherheiten von ca. $S_{S,min} = 0,92$ bis 1,17. Der Einfluss der Achsversetzung wird demnach bei der Berechnung der Massen- und der Blitztemperatur richtig wiedergegeben.

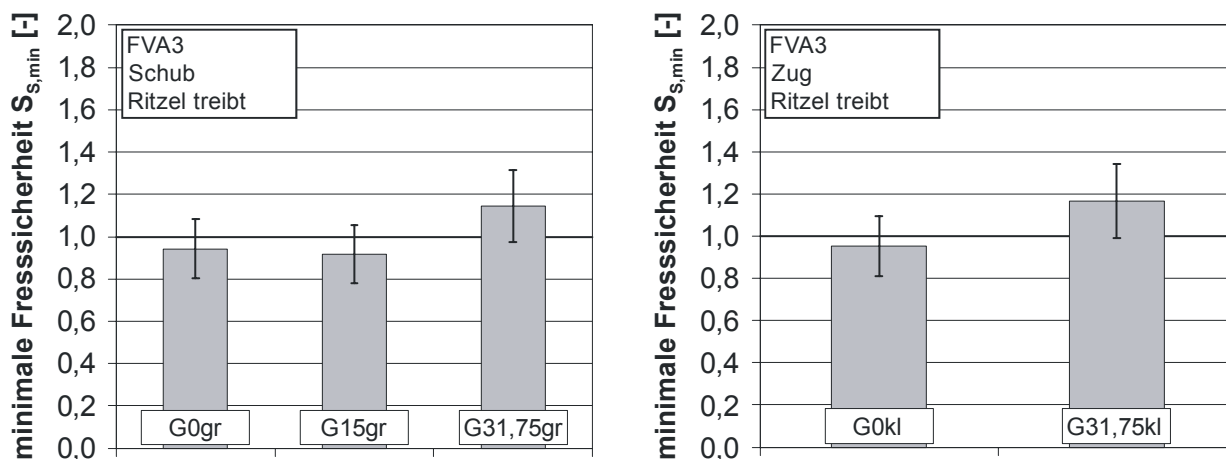


Bild 5-9: Nachrechnung der Prüfstandsversuche (Einfluss der Achsversetzung)

Einfluss der Tragbildgröße

Der Einfluss der Tragbildgröße wurde für jede Achsversetzungsvariante anhand zweier Ease-Off-Auslegungen untersucht, die sich im Wesentlichen in der Balligkeit und damit in der Pressungsverteilung unterscheiden. In Bild 5-10 sind die dazugehörigen Ergebnisse der Nachrechnung gezeigt: Es ergeben sich minimale Fresssicherheiten von $S_{s,min} = 0,80$ bis $1,10$. Unter Berücksichtigung der möglichen Streuung kann damit von einer guten Abbildung des Einflusses der Tragbildgröße respektive des Pressungseinflusses ausgegangen werden.

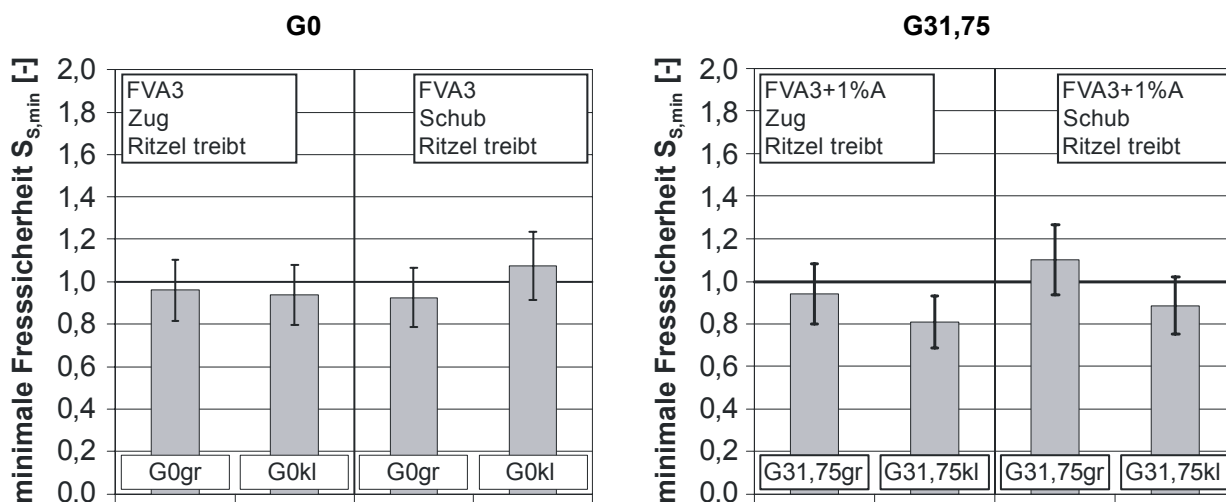


Bild 5-10: Nachrechnung der Prüfstandsversuche (Einfluss der Tragbildgröße)

Einfluss der Tragbildlage

Zur Untersuchung des Einflusses der Tragbildlage und damit der Pressungsverteilung wurden bei einigen Versuchen der Varianten mit kleinem Tragbild (großer Balligkeit) definierte Einbaumaßabweichungen eingestellt und das Tragbild damit bewusst in Richtung Kopf/Fuß oder Zehe/Ferse verschoben.

Die Ergebnisse der Nachrechnung für die Zug- und Schubflanke der Kegelradvariante G0kl sind in Bild 5-11, die Gegenüberstellung der Verteilung der Fresssicherheit zu den Schadensbildern ist in Bild 5-12 dargestellt. Auf der Zugflanke ergeben sich für alle Versuche minimale Fresssicherheiten von $S_{S,min} = 0,84$ bis $1,07$, auf der Schubflanke von $S_{S,min} = 0,77$ bis $1,10$. Die rechnerische Fresssicherheit des Versuchs H+0,3/J-0,3 auf der Schubflanke liegt mit $S_{S,min} = 0,77$ vergleichsweise niedrig. Dies ist auf in der Zahnkontaktanalyse ermittelte Pressungsspitzen am Rand der aktiven Flanke zurückzuführen, die sich (falls sie in Realität auftreten) üblicherweise schnell durch Verschleiß etc. abbauen. Der Flankenpunkt neben dem der minimalen Sicherheit weist einen Wert von knapp über $S_{S,min} = 1,0$ auf, womit sich das Ergebnis wiederum gut in das Gesamtbild einordnet.

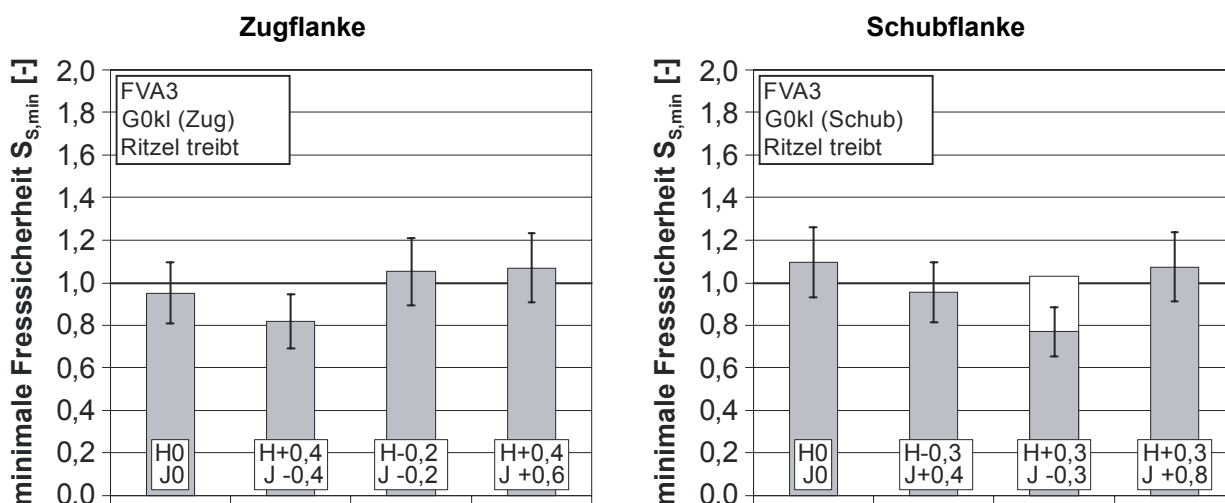


Bild 5-11: Nachrechnung der Prüfstandsversuche (Einfluss der Tragbildlage – G0kl)

Auch für die Versuche mit der Hypoidvariante G31,75kl, deren Ergebnisse in Bild 5-12 dargestellt sind, werden aufgrund von Pressungsspitzen bei den Versuchen auf der Zugflanke jeweils zu niedrige Fresssicherheiten ermittelt. Benachbarte Flankenpunkte weisen dagegen mit Werten von ca. $S_{S,min} = 0,80$ ähnliche Fresssicherheiten wie die Referenzvariante in Nulllage auf, womit sie sich insgesamt gut in das Gesamtbild einordnen.

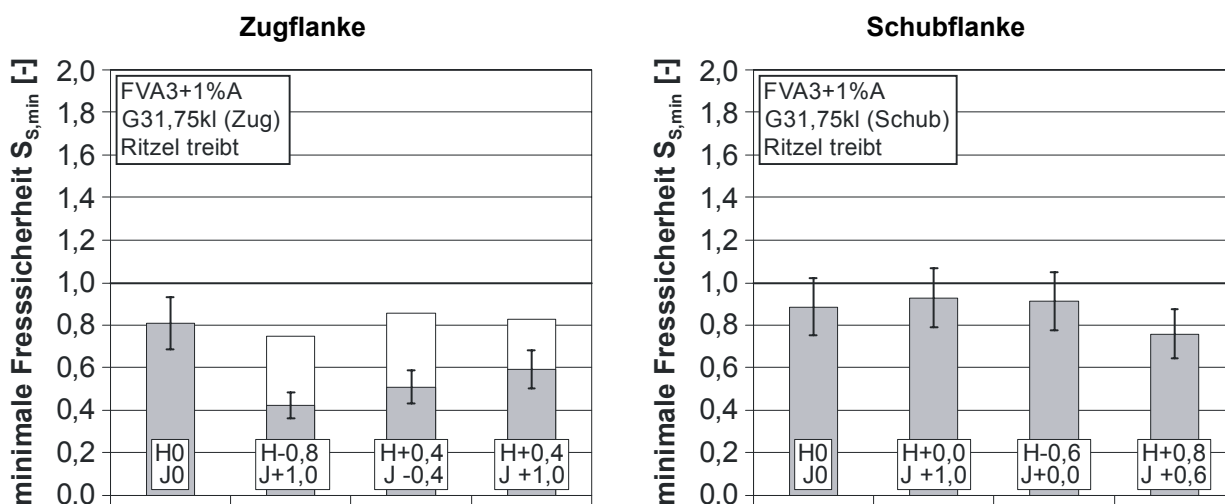


Bild 5-12: Nachrechnung der Prüfstandsversuche (Einfluss der Tragbildlage – G31,75kl)

In Bild 5-13 sind für einige Versuche der Variante G0kl die Verteilung der Fresssicherheit den dazugehörigen Schadensbildern gegenüber gestellt. Der Ort der minimalen Fresssicherheit ist dabei als schwarzer Punkt gekennzeichnet. Es wurden, soweit möglich, Versuche ausgewählt, bei denen der beginnende und damit lokal begrenzte Fressschaden dokumentiert werden konnte. Es zeigen sich insgesamt eine sehr gute Übereinstimmung von rechnerischem und tatsächlichem Lasttragbild wie auch eine qualitative gute Übereinstimmung des Schadensorts mit der Lage des berechneten Sicherheitsminimums.

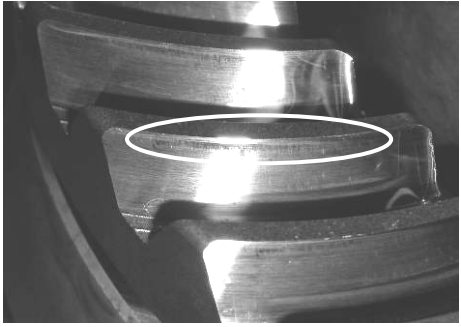
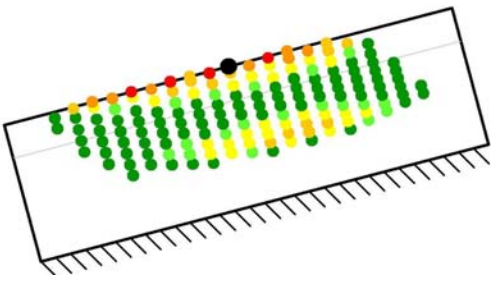

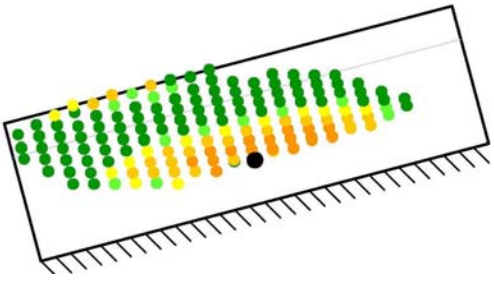

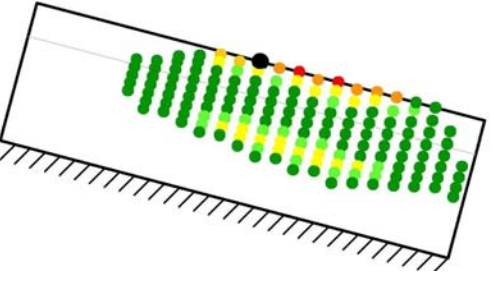

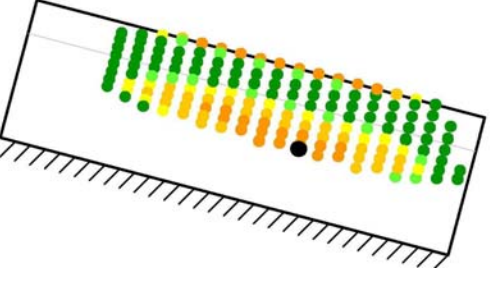
	Schadensfoto	Verteilung der Fresssicherheit
G0kl (Zugflanke) H+0,4 / J-0,4		
G0kl (Zugflanke) H-0,2 / J-0,1		
G0kl (Schubflanke) H+0,3 / J-0,3		
G0kl (Schubflanke) H+0,3 / J+0,8		

Bild 5-13: Exemplarischer Vergleich der rechnerischen Verteilung der Fresssicherheit mit den Schadensbildern (G0kl) – dargestellt auf der Tellerradflanke

In Bild 5-14 ist die gleiche Gegenüberstellung von Schadensbild und rechnerischer Fresssicherheit für einige Versuche der Variante G31,75kl dargestellt:


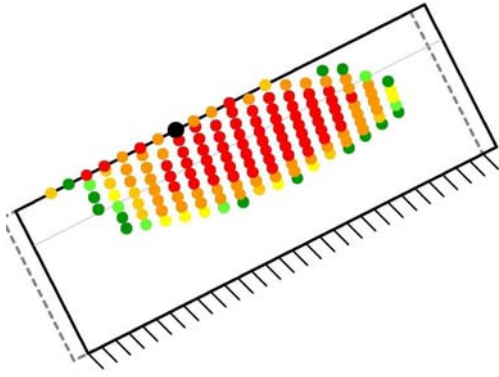

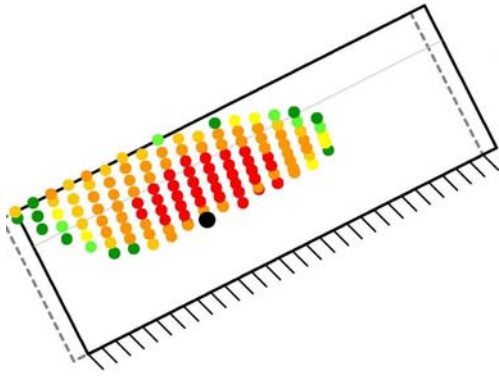

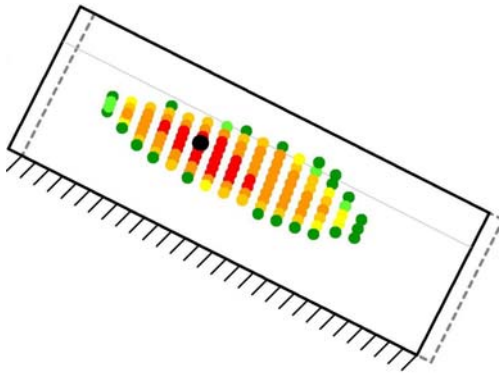

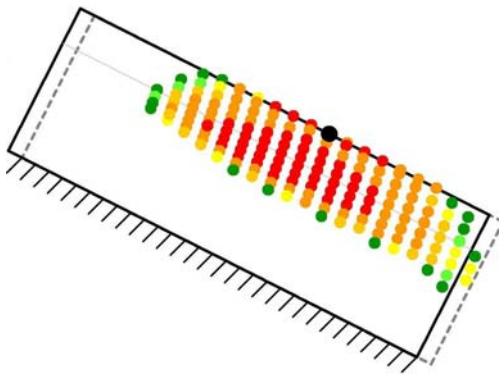
	Schadensfoto	Verteilung der Fresssicherheit
G31,75kl (Zugflanke) H+0,4 / J-0,4		
G31,75kl (Zugflanke) H+0,4 / J+1,0		
G31,75kl (Schubfl.) H-0,6 / J-0,0		
G31,75kl (Schubfl.) H+0,8 / J+0,6		

Bild 5-14: Exemplarischer Vergleich der rechnerischen Verteilung der Fresssicherheit mit den Schadensbildern (G31,75kl) – dargestellt auf der Tellerradflanke

Auch für die Versuche mit der Variante G31,75kl zeigt sich insgesamt eine sehr gute Übereinstimmung von rechnerischem und tatsächlichem Lasttragbild. Weiterhin ist eine qualitativ gute Übereinstimmung des Schadensorts mit der Lage des berechneten Sicherheitsminimums zu beobachten.

Einfluss der Treibart

Der Einfluss der Treibart wurde sowohl an den Varianten mit großem als auch kleinem Tragbild untersucht. In beiden Fällen ergab sich bei den Kegelrädern eine deutliche Abhängigkeit der Fresstragfähigkeit von der Treibrichtung, bei den Hypoidverzahnungen war dagegen kein Einfluss zu erkennen. Diese Tatsache wurde im neuen Berechnungsverfahren mittels des modifizierten Treibrichtungsfaktors berücksichtigt. In Bild 5-15 sind die Ergebnisse der Nachrechnung für die Kegelradvarianten gezeigt. Es ergeben sich jeweils minimale Fresssicherheiten von $S_{s,min} = 0,90$ bis 1,13, womit der neue Treibrichtungsfaktor bestätigt wird. In Bild 5-16 sind die entsprechenden Ergebnisse für die Hypoidvarianten gezeigt, das Ergebnis der Kegelradvarianten wird bestätigt.

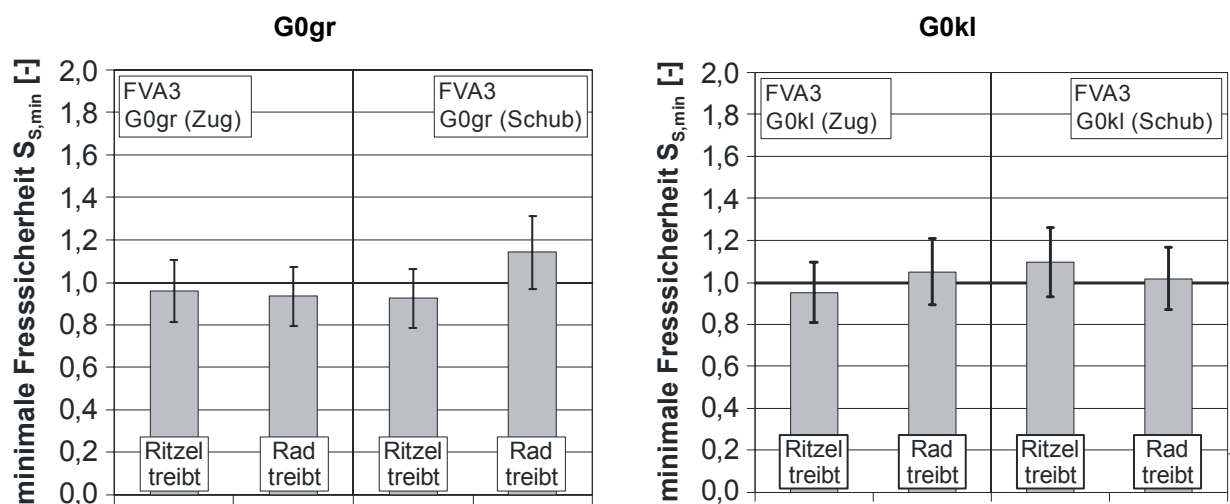


Bild 5-15: Nachrechnung der Prüfstandsversuche (Einfluss der Treibart – G0)

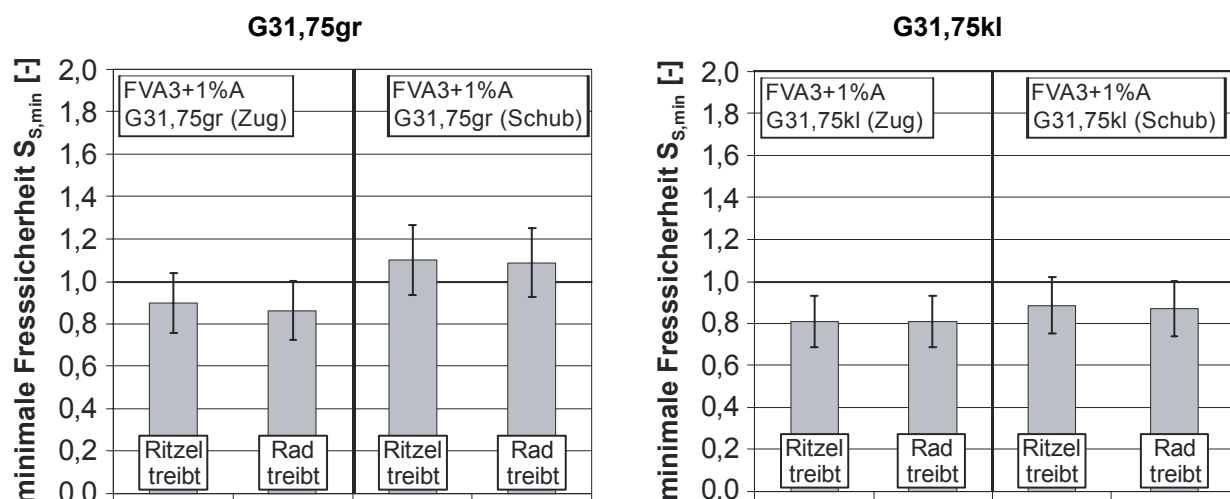


Bild 5-16: Nachrechnung der Prüfstandsversuche (Einfluss der Treibart – G31,75)

5.7.2 Nachrechnung von Schadensfällen aus Praxisanwendungen

Zur weiteren Absicherung des neuen, lokalen Berechnungsverfahrens wurden auch einige Schadensfälle aus Praxisanwendungen nachgerechnet. Dabei handelt es sich zum einen um Schäden, die im Versuchsbetrieb, zum anderen um Schäden, die in der praktischen Anwendung auftraten. Von der Herstellern bzw. Betreibern der Getriebe wurden jeweils die für eine Zahnkontaktanalyse notwendigen Daten zur Verfügung gestellt. Für die Schäden aus dem Versuchsbetrieb lagen darüber hinaus genaue Angaben zu den Betriebsbedingungen vor, die bei den Praxisanwendungen teilweise abgeschätzt werden mussten.

Hubschraubergetriebe

Beim untersuchten Hubschraubergetriebe traten im Rahmen der Ease-Off-Entwicklung bei verschiedenen Betriebsbedingungen am Prüfstand Fresser auf. Bei der Anwendung handelt es sich um ein einstufiges Kegelradgetriebe mit Modul $m_{mn} = 3,5$ und einer Übersetzung von $i = 1,3$ ins Schnelle („Rad treibt Ritzel“ auf der Zugflanke). Das Getriebe ist tauchgeschmiert mit einer PAO/Ester-Mischung (ISO-VG-32), die im Standardtest A/8,3/90 die Schadenskraftstufe KS11 erreicht. Die Öltemperatur ist im Test auf $\vartheta_{Öl} = 105^{\circ}\text{C} + 5\text{K}$ geregelt. Die Flankenrauheit wurde im Rahmen der Fertigungsdokumentation mit $Rz = 3,0$ μm gemessen.

Es wurden drei Belastungsfälle untersucht:

- Lastfall V1: $T=75\%$, Eintauchtiefe 12%, mit Einlauf
⇒ kein Schaden
- Lastfall V2: $T=100\%$, Eintauchtiefe 12%, mit Einlauf
⇒ leichte Fresser im Fußbereich des Tellerrads / Kopfbereich des Ritzels
- Lastfall V3: $T=100\%$, Eintauchtiefe 15%, ohne Einlauf
⇒ großflächige Fresser unterhalb des Tellerrad-Teilkegels / oberhalb des Ritzelteilkegels

In Bild 5-17 sind die Ergebnisse der Nachrechnung den jeweiligen Flankenfotos gegenüber gestellt. Bei der Nachrechnung dieser drei untersuchten Lastfälle ergeben sich die folgenden minimalen Fresssicherheiten:

- Lastfall V1: $S_{S,min} = 1,82$
- Lastfall V2: $S_{S,min} = 1,27$
- Lastfall V3: $S_{S,min} = 0,52$

Die Ergebnisse der Nachrechnung zeigen demnach, dass im Lastfall V1 nicht unbedingt, bei V2 dagegen schon eher mit Fressern gerechnet werden muss, während im Lastfall V3 mit großer Sicherheit Fresser auftreten. Damit werden die aufgetretenen Schäden richtig wiedergegeben. Zusätzlich werden auch der Schadensort sowie die Schadensausprägung richtig abgebildet.


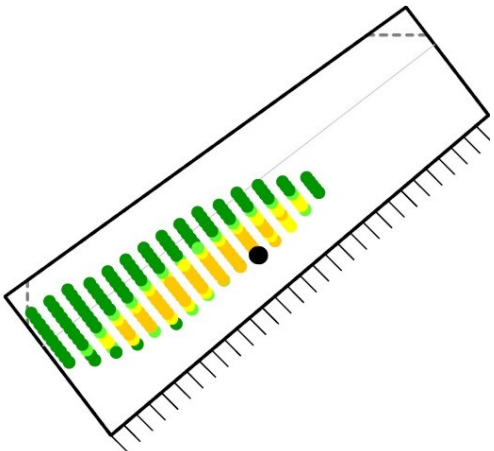
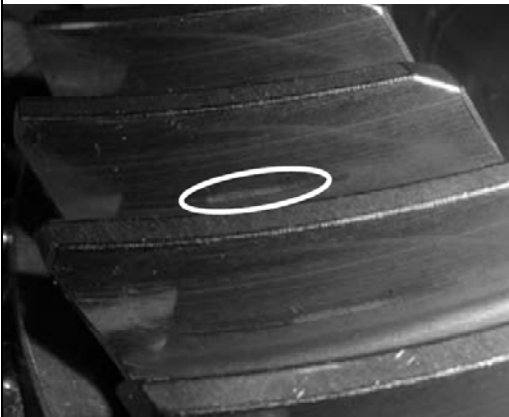
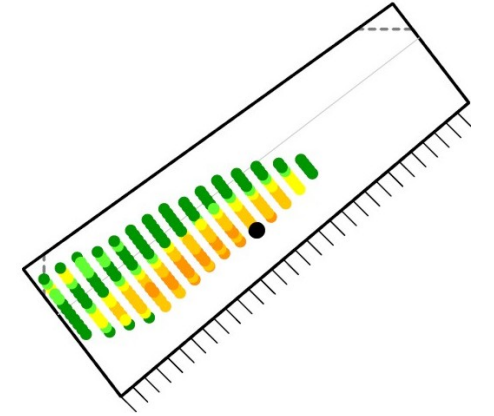

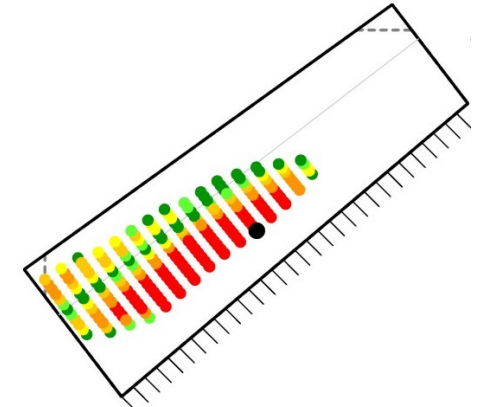
	Flankenfoto (Tellerrad)	berechnete Fresssicherheit (Tellerrad)
V1*		 $S_{Smin} = 1,82$
V2		 $S_{Smin} = 1,27$
V3*		 $S_{Smin} = 0,52$
	<p style="text-align: center;"> ■ ■ ■ ■ ■ Fresssicherheit [-]: <1,0 <1,5 <2,0 <2,5 <3,0 >3,0 </p>	

Bild 5-17: Nachrechnung des Fressschadens in einem Hubschraubergetriebe
 *Die dunklen Flankenbereiche in V1 und V3 sind noch mit Tragbildlack bedeckt und zeigen damit die nicht aktive Flanke.

Schiffsgetriebe

Beim untersuchten Schiffsgetriebe traten bei mehreren Getrieben im Betrieb Fresser im Fußbereich des treibenden Ritzels / Kopfbereich des getriebenen Tellerrads mit anschließender Grübchenentwicklung als Folge der Flankenschädigung auf. Bei dem Getriebe handelt es sich um ein nicht achsversetztes Kegelradgetriebe mit Modul $m_{mn} = 9,7$ und einer Übersetzung von $i = 1,63$ ins Langsame („Ritzel treibt Rad“ auf der Zugflanke). Das Getriebe ist einspritzgeschmiert mit einem Mineralöl der Viskosität ISO-VG-150, das im Standardtest A/8,3/90 eine Schadenskraftstufe größer KS12 erreicht. Die Berechnung erfolgt mit der Annahme KS12. Die Öltemperatur wurde vom Anwender mit 50°C geschätzt. Die Flankenrauheit der hart-geschnittenen Verzahnung wurde ebenfalls geschätzt mit $R_z = 3,0 \mu\text{m}$. Da Schiffsgetriebe üblicherweise ohne Einlauf direkt bei Inbetriebnahme mit Volllast betrieben werden, wird von nicht geglätteten Flanken ausgegangen. Auf Basis dieser Daten und Annahmen ergibt sich für den Anwendungsfall eine minimale Fresssicherheit im Ritzelfuß / am Tellerradkopf von ca. $S_{S,min} = 1,08$. Der Schaden kann damit nachvollzogen werden. Die in Bild 5-18 gezeigte Gegenüberstellung der berechneten Verteilung der Fresssicherheit und der Schadensfotos zeigt darüber hinaus eine gute Übereinstimmung von Schadensort und Lage des Sicherheitsminimums.



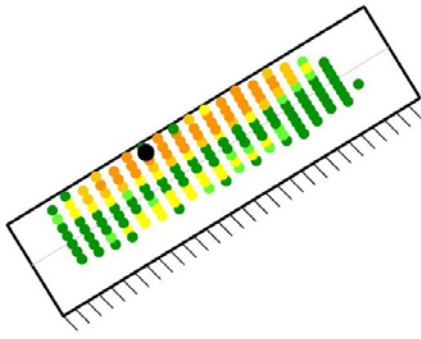
Flankenfoto Ritzel	Flankenfoto Tellerrad	berechnete Fresssicherheit (am Tellerrad)
		 <p style="text-align: center;">$S_{Smin} = 1,08$</p>

Bild 5-18: Nachrechnung des Fressschadens in einem Schiffsgetriebe

Bahngetriebe

Beim untersuchten Bahngetriebe traten bei mehreren Getrieben im Versuch Fresser in der Flankenmitte im Kopfbereich des treibenden Ritzels / Fußbereich des getriebenen Tellerrads auf. Das Getriebe ist ein Hypoidgetriebe mit $a = 0,10 \cdot d_{e2}$, Modul $m_{mn} = 3,7$ und Übersetzung $i = 6,91$ ins Langsame („Ritzel treibt Rad“ auf der Zugflanke). Das Getriebe ist tauchgeschmiert mit einem PAO der Viskosität ISO-VG-100 nach API-GL5. Die Berechnung erfolgt mit der Annahme einer Schadenskraftstufe KS10 im Sprungtest S-A10/16,6R/90. Die relative Eintauchtiefe beträgt 10%. Die Öltemperatur wurde vom Anwender mit 90°C geschätzt. Die Flankenrauheit der geläpten Verzahnung wurde gemessen mit $R_z = 8,0 \mu\text{m}$.

Das Getriebe ist bei Schmierung mit einem GL5-Öl ausreichend fresssicher ausgelegt. Da der Schaden im Prüfstand jedoch ziemlich früh und schon bei niedrigen Lasten aufgetreten ist, wird von nicht geglätteten Flanken ausgegangen.

Bild 5-19 zeigt den Vergleich des Schadensbilds mit der Lage der minimalen Fresssicherheit, die mit $S_{S,min} = 1,11$ bestimmt wurde. Somit ergibt sich sowohl quantitativ als auch qualitativ eine gute Übereinstimmung von Rechnung und Versuch.

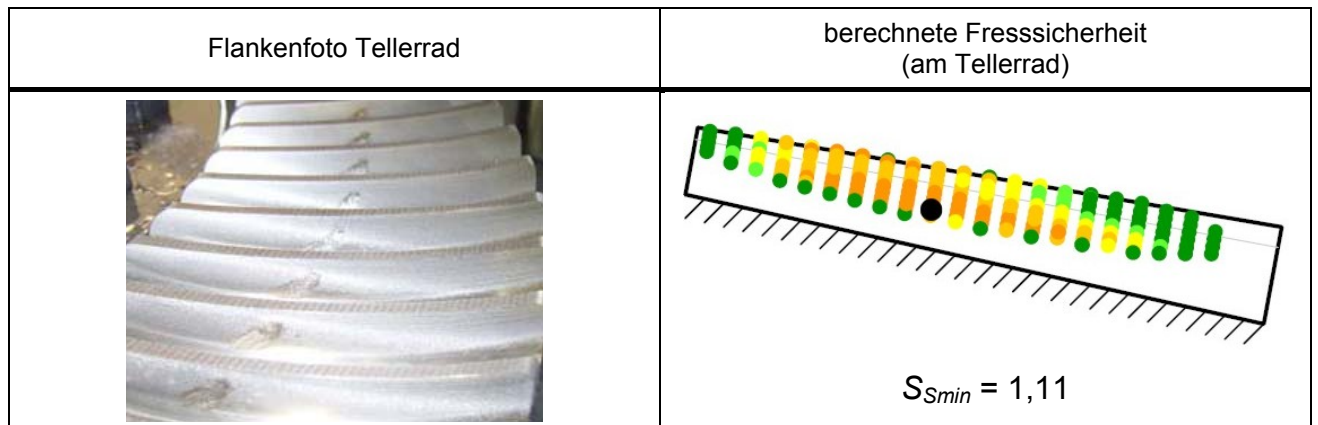


Bild 5-19: Nachrechnung des Fressschadens in einem Bahngetriebe

Fazit

Die Nachrechnung dreier Praxisgetriebe unterschiedlicher Baugröße und Anwendung mit dem neuen, lokalen Rechenverfahren hat gezeigt, dass sowohl die Berechnung der Massen- und Blitztemperatur als auch die der zulässigen Kontakttemperatur zutreffend ist. Damit sind alle im Berechnungsverfahren beinhalteten Einflussgrößen quantitativ und qualitativ richtig berücksichtigt.

5.7.3 Anwendung des lokalen Rechenverfahrens auf Stirnräder

Die Anwendbarkeit des oben beschriebenen neuen lokalen Rechenverfahrens auf Stirnräder wird anhand zweier von [Mich] bzw. [Coll] durchgeführter Stirnradversuche gezeigt, die sich durch einen sehr leichten bzw. einen lokal eng begrenzten Fressschaden auszeichnen. Da sich solche Grenzfälle besonders dazu eignen, sowohl den Betrag als auch die Lage des berechneten Minimums der Fresssicherheit zu verifizieren, wurden diese Versuche auch von Collenberg [Coll] zur Validierung seines lokalen Ansatzes zur Berechnung der Fresstragfähigkeit von Stirnrädern herangezogen.

Die Nachrechnung der beiden Versuche erfolgt auf Basis einer mit RIKOR [Riko] durchgeführten Zahnkontaktanalyse zur Ermittlung der Pressungsverteilung. Die Geschwindigkeiten werden ebenfalls lokal über der Eingriffsstrecke berechnet. Die Massentemperatur wird aus den Berechnungen bzw. Messungen von Collenberg [Coll] übernommen. Die Grenztemperatur wird anhand der Schadenslaststufen der verwendeten Öle ermittelt, wobei die Daten zur Berücksichtigung der Kontaktzeitabhängigkeit von [Coll] übernommen werden.

Bild 5-20 links zeigt einen sehr „flachen“ Fressschaden, durch den noch die Schleifstruktur der Flanke zu erkennen ist (Daten zu Verzahnung und Versuchsbedingungen siehe [Mich]). Aufgrund der starken Profilverschiebung der Verzahnung 141 nach [Mich] steigt die Kontakttemperatur stetig mit der steigenden Gleitgeschwindigkeit vom Ritzelfuß zum -kopf, wo sie ihr Maximum erreicht. Gleichzeitig sinkt dabei die Kontaktzeit, sodass die zulässige Kontakttemperatur ebenfalls zunimmt. In Summe führt das zu einem im oberen Flankenbereich des Ritzels relativ flachen Verlauf der lokalen Fresssicherheit, deren Minimum knapp unter $S_{S,min} = 1,0$ liegt.

Bild 5-20 rechts zeigt einen auf das Einzeleingriffsgebiet beschränkten Fressschaden an der Verzahnung A20 aus dem Standard-Fresstest (Daten zu Verzahnung und Versuchsbedingungen siehe [Coll]). Im Gegensatz zu den bekannten Fressschäden an dieser Verzahnung, die sich meist über den gesamten Flankenbereich oberhalb des Ritzelwälzkreises erstrecken, ist der Ritzelkopf bei diesem Beispiel ungeschädigt. Die Begründung dafür liegt in der zum Ritzelkopf hin sinkenden Kontaktzeit, die eine steigende Grenztemperatur bedingt. Die lokale Fresssicherheit, deren Minimum bei $S_{S,min} = 0,80$ liegt, steigt damit wieder auf Werte über 1,0 an.

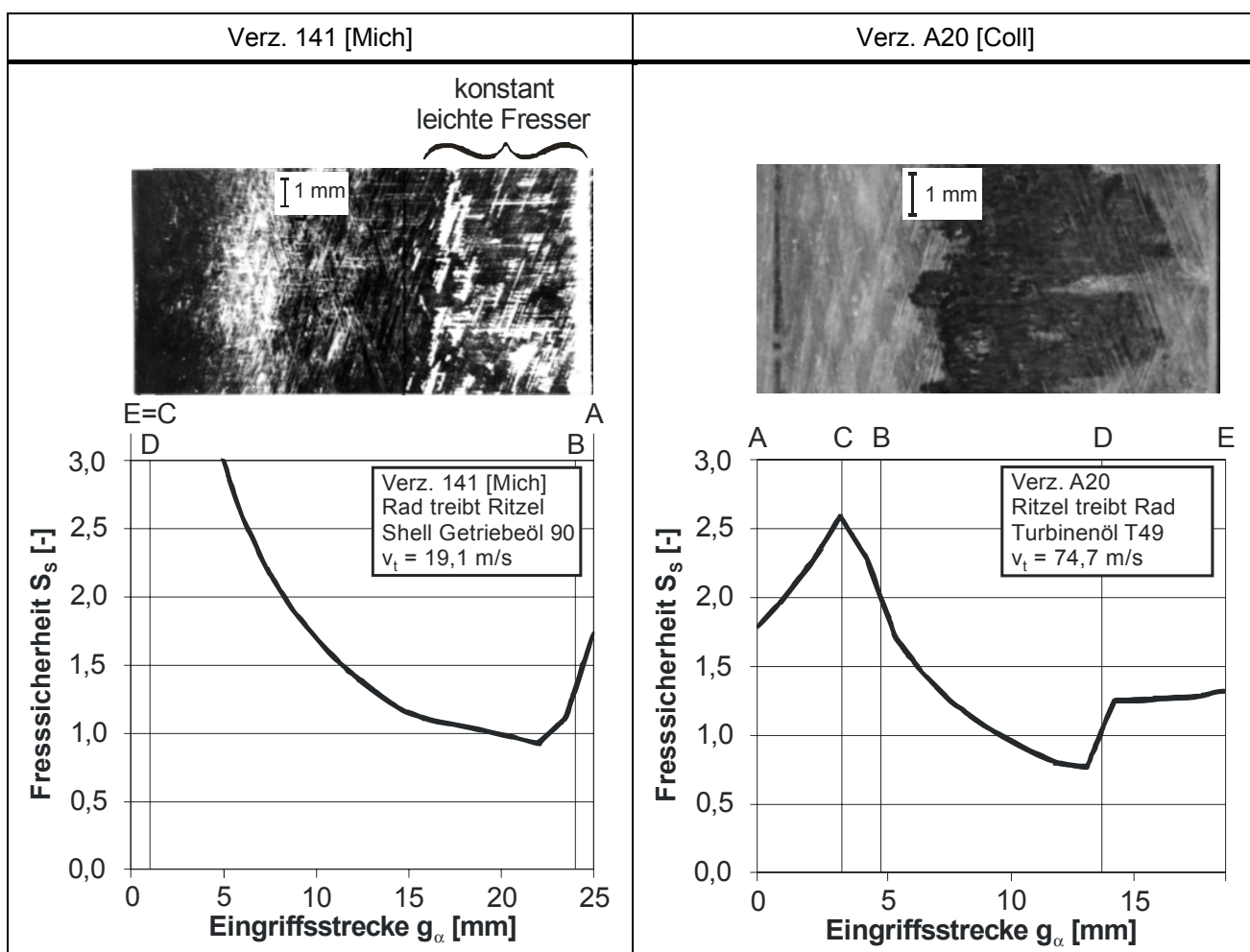


Bild 5-20: Nachrechnung von Stirnradversuche – links: Verz. 141 nach Michaelis [Mich], rechts: A20 nach Collenberg [Coll]

Fazit

Die Nachrechnung der beiden Schadensfälle aus den Stirnraduntersuchungen von [Mich] und [Coll] mit dem neuen, lokalen Rechenverfahren hat gezeigt, dass das Verfahren auch auf Stirnräder angewendet werden kann und die entsprechenden Einflussgrößen damit allgemein gültig berücksichtigt sind.

6

NORMFÄHIGES RECHENVERFAHREN

6.1 Allgemeines

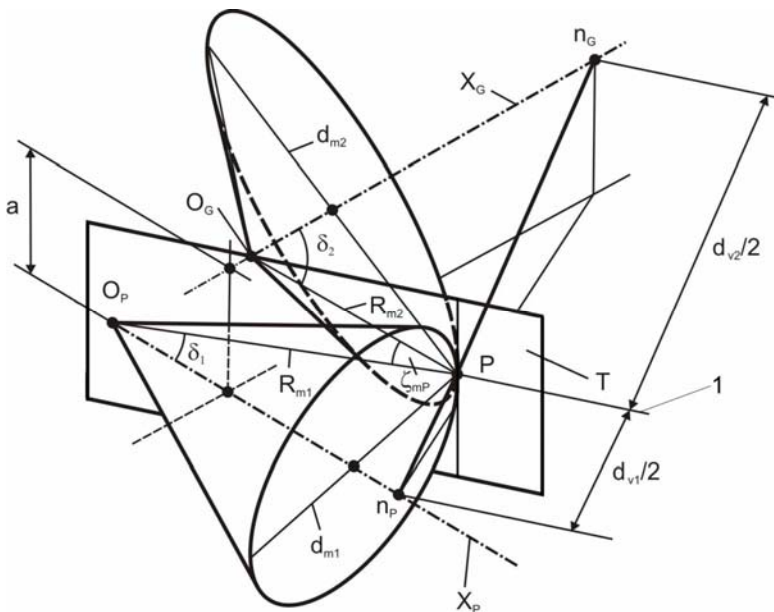
Auf Basis des vorgestellten lokalen Berechnungsverfahrens, das die für die Fresstragfähigkeit maßgeblichen Beanspruchungen mittels einer Zahnkontaktanalyse bestimmt, wird ein neues einfaches und damit normfähiges Berechnungsverfahren vorgeschlagen. Normfähige Rechenverfahren wie z.B. das von Wirth [Wirt] entwickelte Verfahren zur Bestimmung der Zahnfuß- und Grübchentragfähigkeit von Kegelrad- und Hypoidverzahnungen (siehe 2.7) zeichnen sich dadurch aus, dass sie mit den Hauptgeometriedaten der nachzurechnenden Verzahnung auskommen und somit prinzipiell „von Hand“ gerechnet werden können. Für Kegel- und Hypoidräder, deren Geometrie nur mithilfe einer Herstellsimulation exakt bestimmt werden kann, heißt das insbesondere, dass ein normfähiges Rechenverfahren eine einfache Methode zur Bestimmung der Hauptgeometrie beinhalten muss. An dieser müssen wiederum die Beanspruchungen repräsentativ ermittelt werden können. Üblicherweise wird deshalb auf Ersatz-Stirnradverzahnungen zurückgegriffen, z.B. in DIN 3991 [D391] und ISO 10300 [I103]. Im Rahmen dieser Arbeit wird auf die Ersatz-Stirnradverzahnung nach Wirth [Wirt] zurückgegriffen. Diese gibt die Eingriffsverhältnisse der Kegel- und Hypoidräder sehr gut wieder, was anhand umfangreicher Parameterstudien hinsichtlich der mit der Ersatzverzahnung ermittelten Beanspruchungen im Vergleich zu den mittels Zahnkontaktanalyse an der Originalverzahnung ermittelten Beanspruchungen gezeigt werden konnte (siehe [Wirt]).

Der Grundaufbau des normfähigen Berechnungsverfahrens entspricht dem des lokalen Verfahrens: Die zulässige Kontakttemperatur wird vom lokalen Rechenverfahren (siehe 5.5) übernommen. Die auftretende Kontakttemperatur wird lokal über der Eingriffsstrecke der Ersatzverzahnung bestimmt. Sie setzt sich aus der nach dem neuen Ansatz für Kegelräder bestimmten Massentemperatur (4.4) und der lokal berechneten Blitztemperatur zusammen. Das Hauptziel bei der Entwicklung des neuen normfähigen Rechenverfahrens ist demnach die treffsichere Bestimmung der für die Berechnung der Blitztemperatur maßgeblichen Beanspruchungen, wie Pressung, Geschwindigkeiten etc.

6.2 Ersatz-Stirnradverzahnung

Eine genaue Beschreibung der Ersatz-Stirnradverzahnung für Kegelarad- und Hypoidverzahnungen sowie deren Validierung sind in der Dissertation von Wirth [Wirt] zu finden. Aus diesem Grund wird an dieser Stelle auf die Herleitung verzichtet und nur auf die wesentlichen Zusammenhänge eingegangen.

Im Gegensatz zu dem von Niemann/Winter [NW3] vorgeschlagenen Verfahren wird die Ersatz-Stirnradverzahnung nach Wirth [Wirt] direkt aus der Hypoidgeometrie abgeleitet (siehe Bild 6-1). Die Definition der Geometriegrößen erfolgt dabei ausgehend vom Auslegungspunkt P, dem Berührungspunkt der beiden Teilkegel von Kegerritzel und Tellerrad. Der Auslegungspunkt P spannt zusammen mit den beiden Teilkegelspitzen O_P und O_G die Tangentialebene T auf, in der demnach auch die Teilkegellängen R_{m1} bzw. R_{m2} liegen. Senkrecht auf dieser Ebene T im Punkt P verläuft die Normale $n_P - n_G$, welche die Halbmesser von Ersatzritzel und -rad $d_{v1}/2$ und $d_{v2}/2$ darstellt. Die Wälzachse der Ersatzverzahnung, die in der Tangentialebene T liegt, und damit auch die Zahnbreite b wird in Richtung der Winkelhalbierenden des Achsversetzungswinkels ζ_{mP} definiert.



1) Wälzachse

Bild 6-1: Ableitung der Ersatz-Stirnradverzahnung aus der Geometrie der Hypoidverzahnung nach Wirth [Wirt]

Schrägungswinkel

Der Schrägungswinkel beeinflusst einerseits die Sprungüberdeckung der Ersatzverzahnung und damit die Lastverteilung, andererseits aber auch die Neigung der Berührlinie gegenüber der Flankenlinie und damit deren für die lokale Reibungszahl maßgebliche Orientierung zur Schleifstruktur. Als optimaler Schrägungswinkel für die Ersatzverzahnung im Sinne der realistischen Abbildung der Berührlinienneigung hat sich dabei nach [Wirt] der Mittelwert aus Ritzel- und Radspiralwinkel herausgestellt:

$$\beta_v = \frac{\beta_{m1} + \beta_{m2}}{2} \tag{131}$$

β_v	[°]	Schrägungswinkel der Ersatz-Stirnradverzahnung	$\beta_{m1,2}$	[°]	mittlerer Spiralwinkel
-----------	-----	--	----------------	-----	------------------------

Durchmesser

Die Durchmesser der Ersatzverzahnung sind maßgeblich für die repräsentative Abbildung der Eingriffsstrecke und damit der Überdeckung und der Lastverteilung etc. Sie werden nach [Wirt] wie oben beschrieben aus den Teilkegeldaten abgeleitet:

$$d_{v1,2} = \frac{d_{m1,2}}{\cos \delta_{1,2}} \quad (132)$$

$$d_{va1,2} = d_{v1,2} + 2 \cdot h_{am1,2} \quad (133)$$

$$d_{vf1,2} = d_{v1,2} - 2 \cdot h_{fm1,2} \quad (134)$$

$$d_{vb1,2} = d_{v1,2} \cos \alpha_{vet} \quad (135)$$

mit

$$\alpha_{vet} = \arctan \left(\frac{\tan \alpha_e}{\cos \beta_v} \right) \quad (136)$$

$d_{v1,2}$	[mm]	Teilkreisdurchmesser der Ersatz-Stirnradsverzahnung	$\delta_{1,2}$	[°]	Teilkegelwinkel
$d_{va1,2}$	[mm]	Kopfkreisdurchmesser der Ersatz-Stirnradsverzahnung	$h_{am1,2}$	[mm]	mittlere Zahnkopfhöhe
$d_{vf1,2}$	[mm]	Fußkreisdurchmesser der Ersatz-Stirnradsverzahnung	$h_{fm1,2}$	[mm]	mittlere Zahnfußhöhe
$d_{vb1,2}$	[mm]	Grundkreisdurchmesser der Ersatz-Stirnradsverzahnung der aktiven Flanke	α_e	[°]	effektiver Normaleingriffswinkel der aktiven Flanke nach ISO 23509 [I235]
$d_{m1,2}$	[mm]	mittlerer Teilkegeldurchmesser	α_{vet}	[°]	effektiver Stirneingriffswinkel der aktiven Flanke
			β_v	[°]	Schrägungswinkel der Ersatz-Stirnradsverzahnung

Modul, Zähnezahl

Die Ersatz-Stirnradsverzahnung besitzt denselben Normalmodul wie die Originalverzahnung, ihr Stirnmodul wird mittels Ersatz-Schrägungswinkel aus dem Normalmodul bestimmt.

$$m_{vt} = \frac{m_{mn}}{\cos \beta_v} \quad (137)$$

$$z_{v1,2} = \frac{d_{v1,2}}{m_{vt}} \quad (138)$$

m_{vt}	[mm]	Stirnmodul der Ersatz-Stirnradsverzahnung	$d_{v1,2}$	[mm]	Teilkreisdurchmesser der Ersatz-Stirnradsverzahnung
m_{mn}	[mm]	mittlerer Normalmodul	β_v	[°]	Schrägungswinkel der Ersatz-Stirnradsverzahnung
$z_{v1,2}$	[-]	Zähnezahlen der Ersatz-Stirnradsverzahnung			

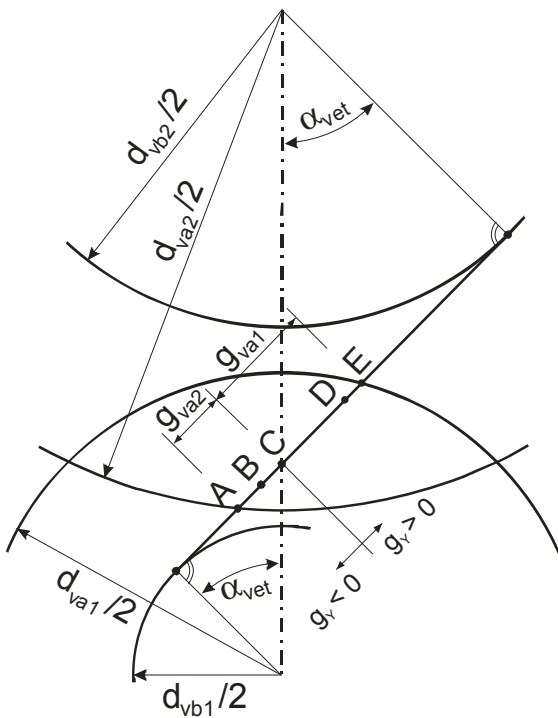
Eingriffsstrecke, Teilung

Die Eingriffsstrecke ergibt sich aus den Durchmessern sowie dem Eingriffswinkel der Ersatz-Stirnradsverzahnung. Da sich die Eingriffswinkel auf Zug- und Schubflanke unterscheiden, muss die Eingriffsstrecke auch für die jeweils aktive Flanke bestimmt werden:

$$g_{v\alpha} = g_{va1} + g_{va2} = \frac{1}{2} \left[\left(\sqrt{d_{va1}^2 - d_{vb1}^2} - d_{v1} \sin \alpha_{vet} \right) + \left(\sqrt{d_{va2}^2 - d_{vb2}^2} - d_{v2} \sin \alpha_{vet} \right) \right] \quad (139)$$

$$\rho_{vet} = \frac{\pi m_{mn} \cos \alpha_{vet}}{\cos \beta_v} \quad (140)$$

$g_{v\alpha}$	[mm]	Eingriffsstrecke der aktiven Flanke im Stirnschnitt der Ersatz-Stirnradverzahnung	ρ_{vet}	[mm]	Eingriffsteilung der aktiven Flanke im Stirnschnitt der Ersatz-Stirnradverzahnung
$g_{va1,2}$	[mm]	Kopfeingriffsstrecke der aktiven Flanke im Stirnschnitt der Ersatz-Stirnradverzahnung	m_{mn}	[mm]	mittlerer Normalmodul
$d_{v1,2}$	[mm]	Teilkreisdurchmesser der Ersatz-Stirnradverzahnung	α_{vet}	[°]	effektiver Stirneingriffswinkel der aktiven Flanke
$d_{va1,2}$	[mm]	Kopfkreisdurchmesser der Ersatz-Stirnradverzahnung	β_v	[°]	Schrägungswinkel der Ersatz-Stirnradverzahnung
$d_{vb1,2}$	[mm]	Grundkreisdurchmesser der Ersatz-Stirnradverzahnung der aktiven Flanke			



Zur abschnittswisen Berechnung der Bliztemperatur auf der Eingriffsstrecke wird die Koordinate g_Y eingeführt, die ihren Ursprung im Wälzpunkt C hat, d.h. $g_Y(C) = 0$, und in Richtung Ritzelkopf positiv, in Richtung Ritzelfuß negativ definiert ist. In den Randpunkten A und E der Eingriffsstrecke bestimmt sich g_Y wie folgt:

$$g_Y(A) = -g_{va2}$$

$$g_Y(E) = g_{va1}$$

Zwischen den beiden Endpunkten der Eingriffsstrecke können im Prinzip beliebig viele Abschnitte definiert werden, z.B. $n = 10$ Abschnitte. Für einen Punkt Y auf der Eingriffsstrecke berechnet sich die dazugehörige Koordinate $g_Y(Y)$ dann folgendermaßen:

$$g_Y(Y) = g_Y(Y - 1) + \frac{g_{v\alpha}}{n}$$

Bild 6-2: Eingriffsstrecke der Ersatz-Stirnradverzahnung

Zahnbreite

Die effektive Zahnbreite der Ersatz-Stirnradverzahnung wird unter Berücksichtigung der Eingriffsverhältnisse der Hypoidverzahnung ermittelt (siehe Bild 6-3). Dazu wird zunächst der Winkel ϑ_{mP} der Schraubachse im Auslegungspunkt P berechnet, mit deren Parallelen das Eingriffsfeld am Beginn und Ende begrenzt wird. Die seitliche Berandung des Eingriffsfelds liegt senkrecht zur Wälzachse der Ersatzverzahnung, die durch die Winkelhalbierende des Achsversetzungswinkels ζ_{mP} definiert wird.

Der Wälzpunkt C wird in den Auslegungspunkt P gelegt, der in guter Näherung im Mittenschnitt der Ersatzverzahnung angenommen wird (Bild 6-3 rechts: A = B).

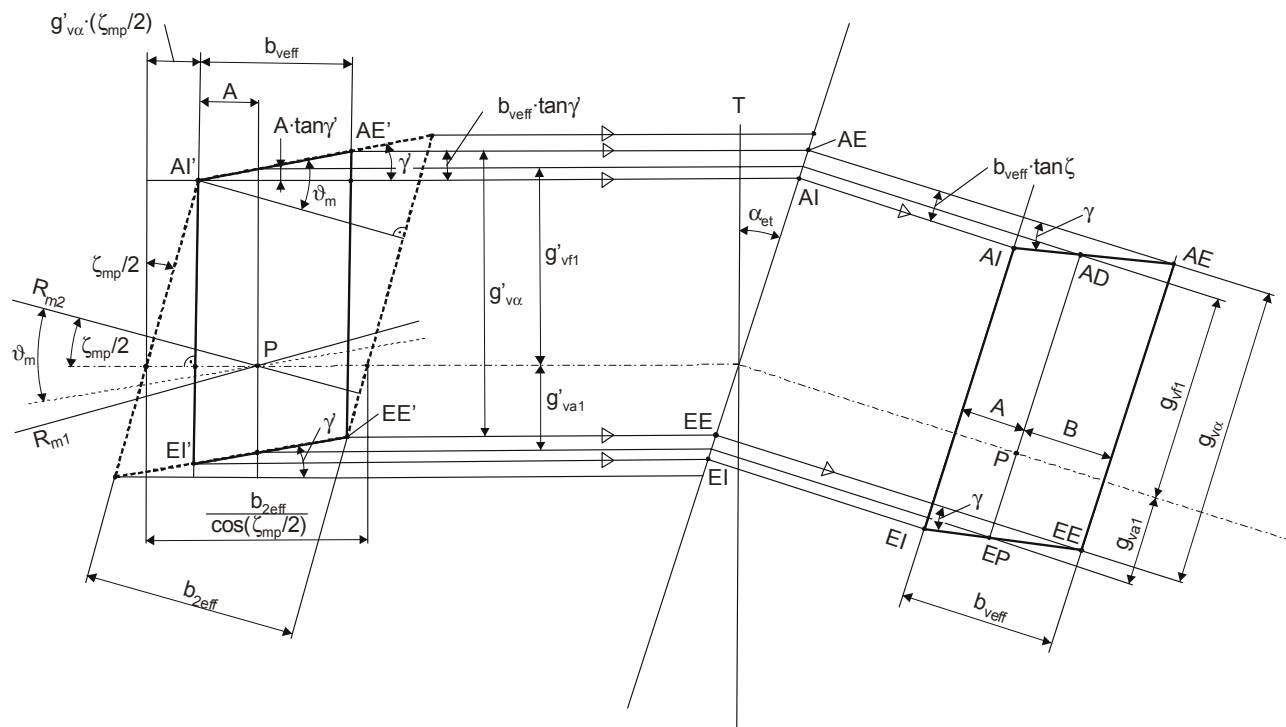


Bild 6-3: Eingriffsfeld der Ersatz-Stirnradsverzahnung nach Wirth [Wirt] (links: Projektion des Eingriffsfeldes in die Tangentialebene, rechts: Eingriffsfeld der Ersatzverzahnung)

$$b_v = b_2 \frac{b_{veff}}{b_{2eff}} \tag{141}$$

mit

$$b_{veff} = \frac{b_{2eff} / \cos(\zeta_{mP}/2) - g_{v\alpha} \cos \alpha_{vet} \tan(\zeta_{mP}/2)}{1 - \tan \gamma' \tan(\zeta_{mP}/2)} \tag{142}$$

$$\vartheta_{mP} = \arctan(\sin \delta_2 \tan \zeta_m) \tag{143}$$

$$\gamma' = \vartheta_{mP} - \zeta_{mP}/2 \tag{144}$$

b_v	[mm]	Zahnbreite der Ersatz-Stirnradsverzahnung	$g_{v\alpha}$	[mm]	Eingriffsstrecke der Ersatz-Stirnradsverzahnung
b_2	[mm]	Zahnbreite des Tellerrads	ϑ_{mP}	[°]	Schraubachsenwinkel in der Tangentialebene
b_{veff}	[mm]	effektive Zahnbreite der Ersatz-Stirnradsverzahnung	γ'	[°]	Parallelgrammwinkel in Tangentialebene
b_{2eff}	[mm]	Tragbildbreite am Tellerrad	α_{vet}	[°]	effektiver Stirneingriffswinkel der aktiven Flanke
ζ_m	[°]	Achsversetzungswinkel	δ_2	[°]	Teilkegelwinkel des Tellerrads
ζ_{mP}	[°]	Achsversetzungswinkel in der Tangentialebene			

Überdeckungen

Mit den ermittelten Größen Eingriffsstrecke, -teilung und der Zahnbreite lassen sich die Stirn- und Sprungüberdeckungen sowie die Gesamtüberdeckung berechnen:

$$\varepsilon_{v\alpha} = \frac{g_{v\alpha}}{\rho_{vet}} \quad (145)$$

$$\varepsilon_{va1} = \varepsilon_{vf2} = \frac{g_{va1}}{\rho_{vet}} \quad (146)$$

$$\varepsilon_{va2} = \varepsilon_{vf1} = \frac{g_{va2}}{\rho_{vet}} \quad (147)$$

$$\varepsilon_{v\beta} = \frac{b_{veff} \sin \beta_v}{m_{mn} \pi} \quad (148)$$

$$\varepsilon_{v\gamma} = \varepsilon_{v\alpha} + \varepsilon_{v\beta} \quad (149)$$

$\varepsilon_{v\alpha}$	[-]	Profilüberdeckung der Ersatz-Stirnräderverzahnung	$g_{v\alpha}$	[mm]	Eingriffsstrecke der Ersatz-Stirnräderverzahnung
$\varepsilon_{va1,2}$	[-]	Kopfüberdeckungen der Ersatz-Stirnräderverzahnung	ρ_{vet}	[mm]	Eingriffsteilung der Ersatz-Stirnräderverzahnung
$\varepsilon_{v\beta}$	[-]	Sprungüberdeckung der Ersatz-Stirnräderverzahnung	b_{veff}	[mm]	effektive Zahnbreite der Ersatz-Stirnräderverzahnung
$\varepsilon_{v\gamma}$	[-]	Gesamtüberdeckung der Ersatz-Stirnräderverzahnung	β_v	[°]	Schrägungswinkel der Ersatz-Stirnräderverzahnung
			m_{mn}	[mm]	Normalmodul

Berührlinienlänge

Die Berührlinienlängen sind durch die Größe des Eingriffsfelds gegeben. Nach Wirth [Wirt] werden die Berührlinienlängen über die x- und y-Koordinaten der Endpunkte der Berührlinie bestimmt. Diese werden wie in der ISO 10300 [103] in Abhängigkeit von der Koordinate f berechnet, die senkrecht zu den Berührlinien orientiert ist und ihren Ursprung im Mittelpunkt M des Eingriffsfelds hat (Bild 6-4). Da für die abschnittsweise Berechnung der Blitztemperatur und der dazugehörigen Größen und Einflussfaktoren jedoch vom Auslegungspunkt P ausgegangen wird, muss die Koordinate f in Abhängigkeit von g_v ausgedrückt werden. Für die mittlere der maximal drei im Eingriff befindlichen Berührlinien sowie die vor- und nachlaufende Berührlinie ergibt sich dann für die Koordinate f :

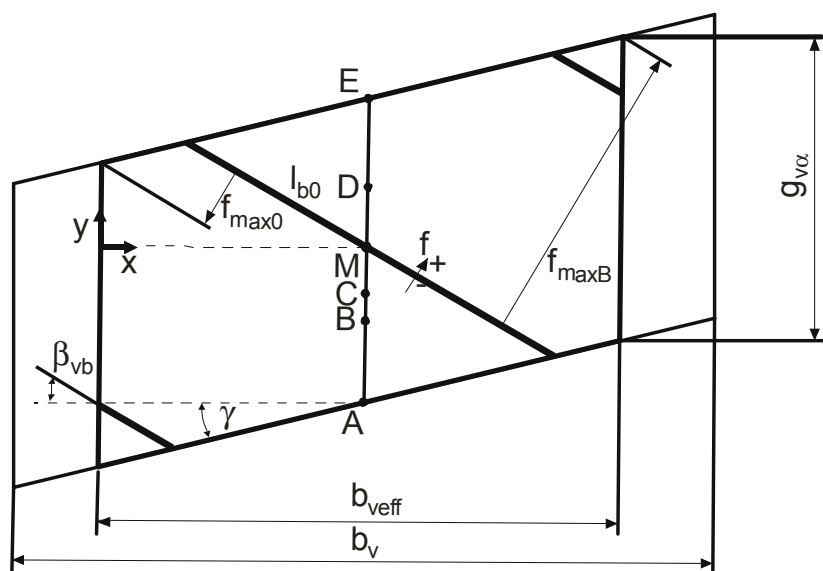


Bild 6-4: Eingriffsfeld der Ersatz-Stirnräderverzahnung nach Wirth [Wirt] zur Bestimmung der Berührlinienlängen

Die Berührlinienlängen sind durch die Größe des Eingriffsfelds gegeben. Nach Wirth [Wirt] werden die Berührlinienlängen über die x- und y-Koordinaten der Endpunkte der Berührlinie bestimmt. Diese werden wie in der ISO 10300 [103] in Abhängigkeit von der Koordinate f berechnet, die senkrecht zu den Berührlinien orientiert ist und ihren Ursprung im Mittelpunkt M des Eingriffsfelds hat (Bild 6-4). Da für die abschnittsweise Berechnung der Blitztemperatur und der dazugehörigen Größen und Einflussfaktoren jedoch vom Auslegungspunkt P ausgegangen wird, muss die Koordinate f in Abhängigkeit von g_v ausgedrückt werden. Für die mittlere der maximal drei im Eingriff befindlichen Berührlinien sowie die vor- und nachlaufende Berührlinie ergibt sich dann für die Koordinate f :

$$f_{mY} = (g_{va2} - g_{v\alpha} / 2 + g_Y) \cdot \cos \beta_{vb} \quad (150)$$

$$f_{tY} = f_{mY} + p_{vet} \cdot \cos \beta_{vb} \quad (151)$$

$$f_{rY} = f_{mY} - p_{vet} \cdot \cos \beta_{vb} \quad (152)$$

$$\text{mit } \beta_{vb} = \arctan(\tan \beta_V \cos \alpha_{vet}) \quad (153)$$

f_{mY}	[mm]	Eingriffsordinate der mittleren Berührlinie im Punkt Y	$g_{v\alpha}$	[mm]	Eingriffsstrecke der Ersatz-Stirnräderverzahnung
f_{tY}	[mm]	Eingriffsordinate der vorlaufenden Berührlinie	p_{vet}	[mm]	Eingriffsteilung der Ersatz-Stirnräderverzahnung
f_{rY}	[mm]	Eingriffsordinate der nachlaufenden Berührlinie	β_{vb}	[°]	Grundkreis-Schrägungswinkel der Ersatz-Stirnräderverzahnung
g_Y	[mm]	Koordinate auf der Eingriffsstrecke der Ersatz-Stirnräderverzahnung	α_{vet}	[°]	eff. Stirneingriffswinkel der aktiven Flanke

Die Maximalwerte für die Koordinate f ergeben sich aus den seitlichen Berandungen des Eingriffsfelds (f_{max0} bei $y = 0$, f_{maxB} bei $y = b_{veff}$):

$$f_{max0} = \frac{1}{2} (g_{v\alpha} - b_{veff} (\tan \gamma + \tan \beta_{vb})) \cos \beta_{vb} \quad (154)$$

$$f_{maxB} = \frac{1}{2} (g_{v\alpha} + b_{veff} (\tan \gamma + \tan \beta_{vb})) \cos \beta_{vb} \quad (155)$$

mit

$$\gamma = \arctan\left(\frac{\tan \gamma'}{\cos \alpha_{vet}}\right) \quad (156)$$

$$f_{max} = f_{maxB}, \text{ wenn } f_{maxB} > f_{max0}; \text{ sonst: } f_{max} = f_{max0}$$

f_{max}	[mm]	Maximalwert der Eingriffsordinate	β_{vb}	[°]	Grundkreis-Schrägungswinkel der Ersatz-Stirnräderverzahnung
$g_{v\alpha}$	[mm]	Eingriffsstrecke der Ersatz-Stirnräderverzahnung	γ'	[°]	Parallelogrammwinkel in Tangentialebene
b_{veff}	[mm]	effektive Zahnbreite der Ersatz-Stirnräderverzahnung			

Die Endkoordinaten x und y einer Berührlinie berechnen sich in Abhängigkeit von der Koordinate f , wobei für jeden betrachteten Berührungspunkt Y die dazugehörigen f -Werte eingesetzt werden:

$$x_1 = \frac{f \cos \beta_{vb} + \tan \beta_{vb} \left(f \sin \beta_{vb} + \frac{b_{veff}}{2} \right) + \frac{1}{2} (g_{v\alpha} + b_{veff} \tan \gamma)}{\tan \gamma + \tan \beta_{vb}} \quad (157)$$

$$x_2 = \frac{f \cos \beta_{vb} + \tan \beta_{vb} \left(f \sin \beta_{vb} + \frac{b_{veff}}{2} \right) - \frac{1}{2} (g_{v\alpha} - b_{veff} \tan \gamma)}{\tan \gamma + \tan \beta_{vb}} \quad (158)$$

$$x_{1,2} = 0, \text{ wenn } x_{1,2} < 0; x_{1,2} = b_{veff}, \text{ wenn } x_{1,2} > b_{veff}$$

$$y_{1,2} = -x_{1,2} \tan \beta_{vb} + f \cos \beta_{vb} + \tan \beta_{vb} \left(f \sin \beta_{vb} + \frac{b_{veff}}{2} \right) \quad (159)$$

$x_{1,2}$	[mm]	Endkoordinate der Berührlinie	b_{veff}	[mm]	effektive Zahnbreite der Ersatz-Stirradverzahnung
$y_{1,2}$	[mm]	Endkoordinate der Berührlinie	β_{vb}	[°]	Grundkreis-Schrägungswinkel der Ersatz-Stirradverzahnung
f	[mm]	Eingriffskoordinate			
γ	[°]	Parallelogrammwinkel in Eingriffsebene			

Mit den Endkoordinaten lassen sich die theoretische Berührlinienlängen $l_{b0,Y}$ für jeden betrachteten Berührungspunkt Y auf der Eingriffsstrecke berechnen. Die theoretische Berührlinienlänge wird anschließend noch über eine elliptische Korrekturfunktion C_{lb} an den Rändern beschnitten:

$$l_{b,Y} = l_{b0,Y} (1 - C_{lb}) \quad (160)$$

mit

$$l_{b0,Y} = \sqrt{(x_1 - x_2)^2 + (y_1 - y_2)^2} \quad (161)$$

$$C_{lb} = \sqrt{\left(1 - \left(\frac{f}{f_{max}}\right)^2\right) \left(1 - \sqrt{\frac{b_{veff}}{b_v}}\right)^2} \quad (162)$$

$l_{b,Y}$	[mm]	Länge der Berührlinie	f	[mm]	Eingriffskoordinate
$l_{b0,Y}$	[mm]	theoretische Länge der Berührlinie	b_v	[mm]	Zahnbreite der Ersatz-Stirradverzahnung
C_{lb}	[-]	Korrekturfaktor der Berührlinienlänge	b_{veff}	[mm]	effektive Zahnbreite der Ersatz-Stirradverzahnung

Ersatzkrümmungsradius

Der Ersatzkrümmungsradius im Auslegungspunkt der aktiven Flanke wird nach Shtipelman [Shti] direkt im Normalschnitt der Kegelrad- bzw. Hypoidverzahnung bestimmt und dann in die Richtung senkrecht der Berührlinie umgerechnet:

Zugflanke

$$\rho_t = \left[\frac{1}{\cos \alpha_{nD} (\tan \alpha_{nD} - \tan \alpha_{lim}) + \tan \zeta_{mp} \tan \beta_B} \frac{\cos \beta_{m1} \cos \beta_{m2}}{\cos \zeta_{mp}} \cdot \left(\frac{1}{R_{m2} \tan \delta_2} + \frac{1}{R_{m1} \tan \delta_1} \right) \right]^{-1} \quad (163)$$

Schubflanke

$$\rho_t = \left[\frac{1}{\cos \alpha_{nC} (\tan(-\alpha_{nC}) - \tan \alpha_{lim}) - \tan \zeta_{mp} \tan \beta_B} \frac{\cos \beta_{m1} \cos \beta_{m2}}{\cos \zeta_{mp}} \cdot \left(\frac{1}{R_{m2} \tan \delta_2} + \frac{1}{R_{m1} \tan \delta_1} \right) \right]^{-1} \quad (164)$$

$$\text{mit } \beta_B = \arctan(\tan \beta_v \sin \alpha_e) \quad (165)$$

$$\rho_{ers} = \rho_t \cos^2 \beta_B \quad (166)$$

ρ_t	[mm]	Ersatzkrümmungsradius im Normalschnitt im Auslegungspunkt	$\beta_{m1,2}$	[°]	Spiralwinkel
ρ_{ers}	[mm]	Ersatzkrümmungsradius senkrecht zur Berührlinie im Auslegungspunkt	α_n	[°]	Normaleingriffswinkel der aktiven Flanke
β_B	[°]	Neigungswinkel der Berührlinie zur Flankenlängsrichtung	α_{lim}	[°]	Grenzeingriffswinkel nach ISO 23509 [I235]
β_v	[°]	Schrägungswinkel der Ersatz-Stirnradverzahnung	ζ_{mP}	[°]	Achsversetzungswinkel nach ISO 23509 [I235]
α_e	[°]	effektiver Normaleingriffswinkel der aktiven Flanke	$\delta_{1,2}$	[°]	Teilkegelwinkel
			$R_{m1,2}$	[mm]	Teilkegellänge

Der so im Auslegungspunkt P (bzw. Wälzpunkt C der Ersatzverzahnung) ermittelte Ersatzkrümmungsradius muss entlang der Eingriffsstrecke der Ersatzverzahnung auf die anderen Berührungspunkte Y umgerechnet werden.

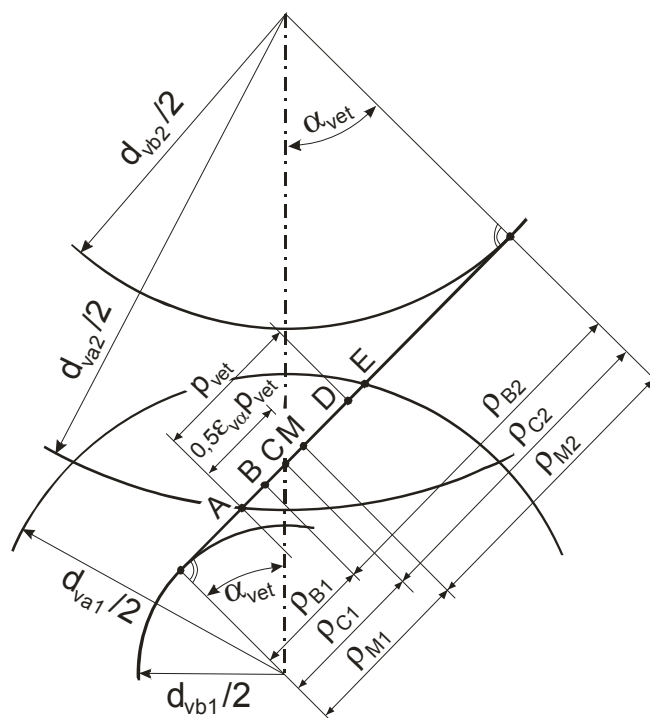


Bild 6-5: Krümmungsradien der Ersatz-Stirnradverzahnung

Diese Umrechnung erfolgt über den Krümmungsfaktor X_Y , der analog dem Mittelzonenfaktor Z_{M-B} der ISO 10300 [I103] aufgebaut ist und auf der Tatsache beruht, dass die Summe der beiden Krümmungsradien von Ritzel und Rad in jedem Berührungspunkt gleich ist (Bild 6-5) [NW2]:

$$\rho_{B1} + \rho_{B2} = \rho_{C1} + \rho_{C2} = \dots = const.$$

Daraus ergibt sich der Umrechnungsfaktor X_Y für einen beliebigen Berührungspunkt Y in Abhängigkeit von den Eingriffswinkeln α_{Y1} und α_{Y2} und daraus wiederum der Ersatzkrümmungsradius $\rho_{ers,Y}$ in diesem Berührungspunkt Y zu:

$$\rho_{ers,Y} = \rho_{ers} \frac{1}{X_Y^2} \tag{167}$$

mit

$$X_Y^2 = \frac{\rho_{ers,C}}{\rho_{ers,Y}} = \frac{(\tan \alpha_{vet})^2}{\tan \alpha_{Y1} \cdot \tan \alpha_{Y2}} \tag{168}$$

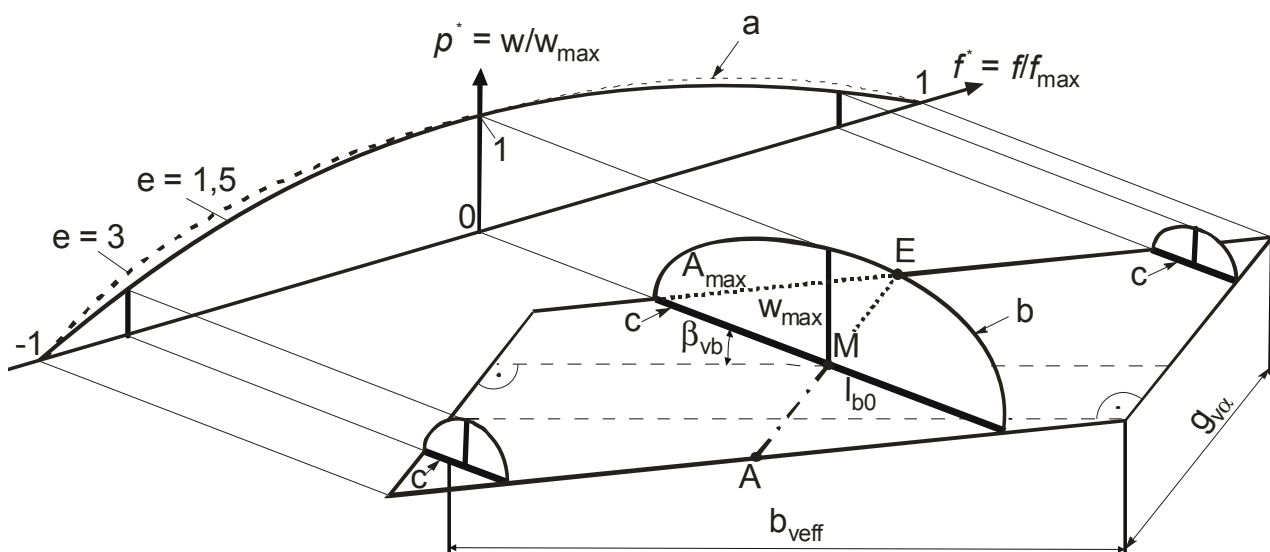
$$X_Y = \frac{\tan \alpha_{vet}}{\sqrt{\frac{(d_{v1}/2 \cdot \sin \alpha_{vet} + g_Y(Y))}{d_{vb1}/2}} \cdot \sqrt{\frac{(d_{v2}/2 \cdot \sin \alpha_{vet} - g_Y(Y))}{d_{vb2}/2}}} \tag{169}$$

$\rho_{ers,Y}$	[mm]	lokaler Ersatzkrümmungsradius senkrecht zur Berührlinie im Punkt Y	$\alpha_{Y1,2}$	[°]	Stirneingriffswinkel im Punkt Y
ρ_{ers}	[mm]	Ersatzkrümmungsradius senkrecht zur Berührlinie im Auslegungspunkt	$d_{v1,2}$	[mm]	Teilkreisdurchmesser der Ersatz-Stirradverzahnung
X_Y	[-]	Krümmungsfaktor	$d_{vb1,2}$	[mm]	Grundkreisdurchmesser der Ersatz-Stirradverzahnung
α_{vet}	[°]	eff. Stirneingriffswinkel der aktiven Flanke	g_Y	[mm]	Koordinate auf der Eingriffsstrecke der Ersatz-Stirradverzahnung

Lastaufteilung und Linienlastverteilung

Zur Berechnung der lokalen Pressung muss neben dem Ersatzkrümmungsradius auch die lokale Linienlast für jeden betrachteten Berührungspunkt Y der Eingriffsstrecke bestimmt werden. Dazu wird zunächst über den Lastaufteilungsfaktor X_{LS} , der dem Lastaufteilungsfaktor Z_{LS} der ISO 10300 [I103] entspricht, der Lastanteil der mittleren Berührlinie ermittelt (Bild 6-6). Die durch $K_{H\beta} = w_{max} / w_m$ [Wirt] definierte maximale Linienlast in der Mitte der Berührlinie wird dann auf den betrachteten Berührungspunkt Y auf der Eingriffsstrecke im Mittenschnitt umgerechnet (Bild 6-7).

Bei der Aufteilung der Gesamtlast auf die im Eingriff befindlichen Zähne wird wie bei Wirth [Wirt] von einer parabolischen Lastverteilung entlang der Koordinate f sowie einer elliptischen Linienlastverteilung über den Berührlinien l_b ausgegangen. Der Flächeninhalt der Halbellipse über einer Berührlinie, bezogen auf die Gesamtfläche aller Halbellipsen, wird dabei als Maß für deren Traganteil angesehen. Die Berechnung erfolgt lokal für jeden betrachteten Punkt Y der Eingriffsstrecke mit den jeweiligen Berührlinienlängen $l_{b,Y}$ aller im Eingriff befindlicher Berührlinien. Wie bei Wirth [Wirt] werden dabei maximal drei im Eingriff befindliche Berührlinien betrachtet.



- a) Parabolische Lastverteilung
- b) Elliptische Linienlastverteilung
- c) Berührlinie

Bild 6-6: Annahmen zur Lastaufteilung nach ISO 10300 [I103] und Wirth [Wirt]

$$X_{LS,Y} = \sqrt{\frac{A_m^*}{A_t^* + A_m^* + A_r^*}} \tag{170}$$

mit $A^* = \frac{1}{4} \pi \cdot \rho_Y^* \cdot l_{b,Y}$ (171)

$$\rho_Y^* = \frac{w}{w_{max}} = 1 - \left(\frac{|f_Y|}{|f_{max}|} \right)^e \tag{172}$$

$X_{LS,Y}$	[-]	Lastaufteilungsfaktor	A	[-]	Fläche der Halbellipse über der betrachteten Berührlinie im Punkt Y
$l_{b,Y}$	[mm]	Berührlinienlänge im Punkt Y	ρ^*	[mm]	maximale Linienlast der Berührlinie im Punkt Y
f	[mm]	Abstand der Berührlinie im Punkt Y vom Mittelpunkt M des Eingriffsfeld	e	[-]	Exponent = 3,0 für kleine Höhenballigkeit = 1,5 für große Höhenballigkeit

Die Umrechnung der maximalen Linienlast vom Mittelpunkt der Berührlinie M_Y auf den betrachteten Berührpunkt Y auf der Eingriffsstrecke erfolgt über den lokalen Breitenlastfaktor $K_{H\beta,Y}$ auf Basis des potenziellen Ansatz der Linienlastverteilung aus dem Berechnungsverfahren zur Graufleckentragfähigkeit von Kegelrädern nach FVA 516 [Homb]. Dabei entspricht der von der neuen Linienlastverteilung einbeschriebene Flächeninhalt dem der elliptischen Verteilung, womit die Aufteilung der Gesamtlast auf die im Eingriff befindlichen Berührlinien mit der nach Wirth [Wirt] übereinstimmt.

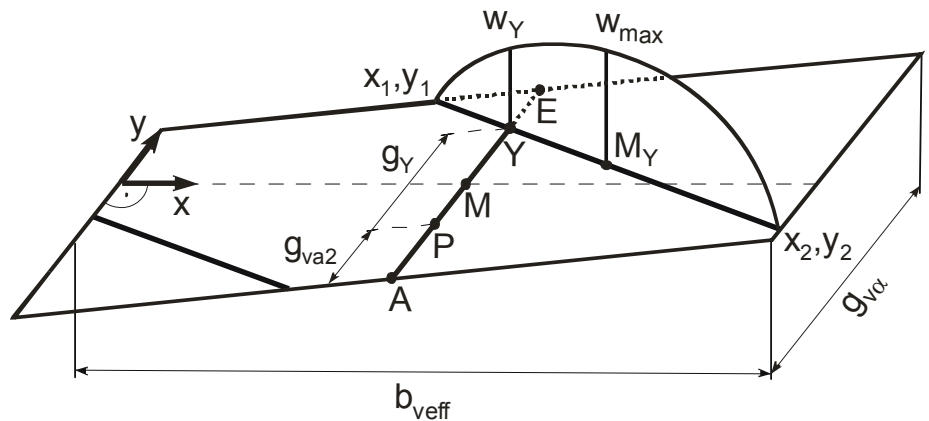


Bild 6-7: Linienlastverteilung nach FVA 516 [Homb]

$$K_{H\beta,Y} = K_{H\beta} \cdot [1 - (b \cdot z)^a] \tag{173}$$

mit $z = [M_Y Y] = \sqrt{\left(\frac{b_{veff}}{2} - \frac{x_1 + x_2}{2} \right)^2 + \left(g_{va2} - \frac{g_{va}}{2} + g_Y - \frac{y_1 + y_2}{2} \right)^2}$ (174)

$$a = \frac{1}{K_{H\beta} - 1} \quad b = \frac{2}{l_{b,Y}} \tag{175}$$

$K_{H\beta,Y}$	[-]	lokaler Breitenlastfaktor im Punkt Y	b_{veff}	[mm]	effektive Zahnbreite der Ersatz-Stirnräderverzahnung
$K_{H\beta}$	[-]	globaler Breitenlastfaktor	g_{va2}	[mm]	Kopfeingriffsstrecke Rad
a	[-]	Exponent	g_{va}	[mm]	gesamte Eingriffsstrecke
b	[-]	Konstante	g_Y	[mm]	Koordinate auf der Eingriffsstrecke der Ersatz-Stirnräderverzahnung
z	[mm]	Abstand des Mittelpunkts der Berührlinie zum betrachteten Punkt Y	l_b	[mm]	Berührlinienlänge im Punkt Y
x, y	[mm]	Koordinaten der Berührlinienendpunkte			

6.3 Beanspruchungen und Geschwindigkeiten

6.3.1 Umfangskraft und Kraftfaktoren

Der Anwendungsfaktor K_A zur Erfassung externer, über die Nennlast hinausgehender Belastungen und/oder zur Berücksichtigung eines nicht genauer definierten Lastkollektivs wird aus der ISO 10300 [I103] übernommen. Er wird jedoch nur bei der Berechnung der Flankenbeanspruchung und damit der Blitztemperatur berücksichtigt, nicht jedoch bei der Berechnung der Massentemperatur.

Der Dynamikfaktor K_V erfasst die inneren dynamischen Kräfte, die durch Schwingungen von Ritzel und Rad gegeneinander bzw. durch Schwingungen der Radpaare anderer Stufen des Getriebes hervorgerufen werden. Er wird nach Wirth [Wirt] in Abhängigkeit von der relativen Achsversetzung a_{rel} zwischen dem Wert für Kegelräder nach ISO 10300 [I103] und dem Wert 1 für Hypoidverzahnungen (nach Niemann/Winter [NW3]) interpoliert:

$$K_V = K_V^* - \frac{K_V^* - 1}{0,1} a_{rel} \quad (176)$$

$$\text{mit } a_{rel} = \frac{2|a|}{d_{m2}} \quad (177)$$

K_V^* nach ISO 10300 [I103] mit

$$m_{1,2}^* = \frac{1}{8} \rho_{Wst} \pi \frac{d_{m1,2}^2}{\cos^2 \alpha_n} \Rightarrow m_{red} = \frac{m_1^* m_2^*}{m_1^* + m_2^*}$$

$$b = b_V; b_e = b_{veff}; F_{mt} = F_{vmt}$$

K_V	[-]	Dynamikfaktor	$m_{1,2}$	[kg/mm]	breitenbezogene Trägheitsmasse nach ISO 10300 [I103]
K_V^*	[-]	Dynamikfaktor nach ISO 10300 [I103]	m_{red}	[kg/mm]	reduzierte breitenbezogene Trägheitsmasse nach ISO 10300 [I103]
a_{rel}	[-]	relative Achsversetzung			
a	[mm]	Achsversetzung			
$d_{m1,2}$	[mm]	mittlerer Teilkreisdurchmesser Tellerrad			

Der Stirnfaktor $K_{H\alpha}$ wird nach Wirth [Wirt] analog dem Dynamikfaktor in Abhängigkeit von der relativen Achsversetzung a_{rel} zwischen dem Wert für Kegelräder nach ISO 10300 [I103] und dem Wert 1 für Hypoidverzahnungen (nach Niemann/Winter [NW3]) interpoliert:

$$K_{H\alpha} = K_{H\alpha}^* - \frac{K_{H\alpha}^* - 1}{0,1} a_{rel} \quad (178)$$

$$\text{mit } a_{rel} = \frac{2|a|}{d_{m2}}$$

$K_{H\alpha}^*$ nach ISO 10300 [I103] mit

$$b = b_V; b_e = b_{veff}; F_{mt} = F_{vmt}$$

$K_{H\alpha}$	[-]	Stirnfaktor	a_{rel}	[-]	relative Achsversetzung
$K_{H\alpha}^*$	[-]	Stirnfaktor nach ISO 10300 [1103]	a	[mm]	Achsversetzung
			$d_{m1,2}$	[mm]	mittlerer Teilkreisdurchmesser Tellerrad

Für die Umfangskraft und die maßgebliche Umfangskraft an der Ersatz-Stirnradverzahnung gilt unter Berücksichtigung der Kräftefaktoren:

$$F_{vmt} = F_{mt1} \frac{\cos \beta_v}{\cos \beta_{m1}} \quad (179)$$

$$F_{mtH} = F_{vmt} K_A K_V K_{H\beta} \quad (180)$$

F_{vmt}	[N]	Umfangskraft an der Ersatz-Stirnradverzahnung	β_{m1}	[°]	mittlerer Ritzelspiralwinkel
F_{mtH}	[N]	maßgebliche Umfangskraft	K_A	[-]	Anwendungsfaktor nach ISO 10300 [1103]
β_v	[°]	Schrägungswinkel der Ersatz-Stirnradverzahnung	K_V	[-]	Dynamikfaktor
			$K_{H\beta}$	[-]	globaler Breitenlastfaktor nach Wirth [Wirt]

6.3.2 Pressung

Die maßgebliche Flankenbeanspruchung wird mit der Zahnnormalkraft und den Kräftefaktoren im Auslegungspunkt (bzw. Wälzpunkt C der Ersatzverzahnung) bestimmt und über den in 6.2 beschriebenen Krümmungs- und Lastaufteilungsfaktor auf die betrachteten Berührungspunkte Y umgerechnet. Aus der lokalen Pressung und dem dazugehörigen Ersatzkrümmungsradius kann dann die Hertzsche Kontaktbreite ermittelt werden.

Bei den Annahmen zur Lastverteilung (siehe Bild 6-6 und Bild 6-7) wird von einer vollständigen Entlastung des Eingriffsbeginns und -endes ausgegangen. Der Vergleich mit der anhand einer Zahnkontaktanalyse ermittelten Pressung zeigt für die Prüfverzahnungen im relevanten Lastbereich ($T_1 > 300 \text{ Nm}$) jedoch je nach Ease-Off-Auslegung durchaus nennenswerte Pressungen in diesen Flankenbereichen (Bild 6-8). Da dort auch die maximalen Gleitgeschwindigkeiten und damit die größten Blitztemperaturen zu erwarten sind, dürfen diese Pressungen im einfachen Berechnungsverfahren nicht unberücksichtigt bleiben. Deshalb wird die sich theoretisch ergebende Flankenpressung $\sigma_{H,Y}$ über eine parabolische Funktion symmetrisch um den Auslegungspunkt ($g_Y = 0$), in dessen Nähe üblicherweise die maximale Pressung auftritt, modifiziert. Das Maß der Anhebung hängt dabei vom Wert der Pressung am Ritzelkopf bzw. Tellerradfuß ab, der als Auslegungsparameter relativ zur Maximalpressung angegeben wird ($C_{HB} = \sigma_{H,A}$ bzw. $E / \sigma_{H,max}$). Bei vollständiger Entlastung des Ritzelkopfes, also $C_{HB} = 0$, entspricht die modifizierte Flankenpressung $\sigma_{H,Ymod}$ der theoretischen Flankenpressung $\sigma_{H,Y}$. Zusammen mit der Tragbildbreite am Tellerrad b_{2eff} , die maßgeblich von der Breitenballigkeit abhängt, kann somit auch der Einfluss der Höhenballigkeit auf die Pressungsverteilung berücksichtigt werden. Als Anhaltswerte dienen dabei $C_{HB} = 0$ für Verzahnungen, die unterhalb der Nennlast betrieben werden, $C_{HB} = 0,5$ für Verzahnungen mit großer Höhenballigkeit (z.B. Industriegetriebe) und $C_{HB} = 0,75$ für Verzahnungen mit kleinerer Höhenballigkeit (z.B. Fahrzeuggetriebe).

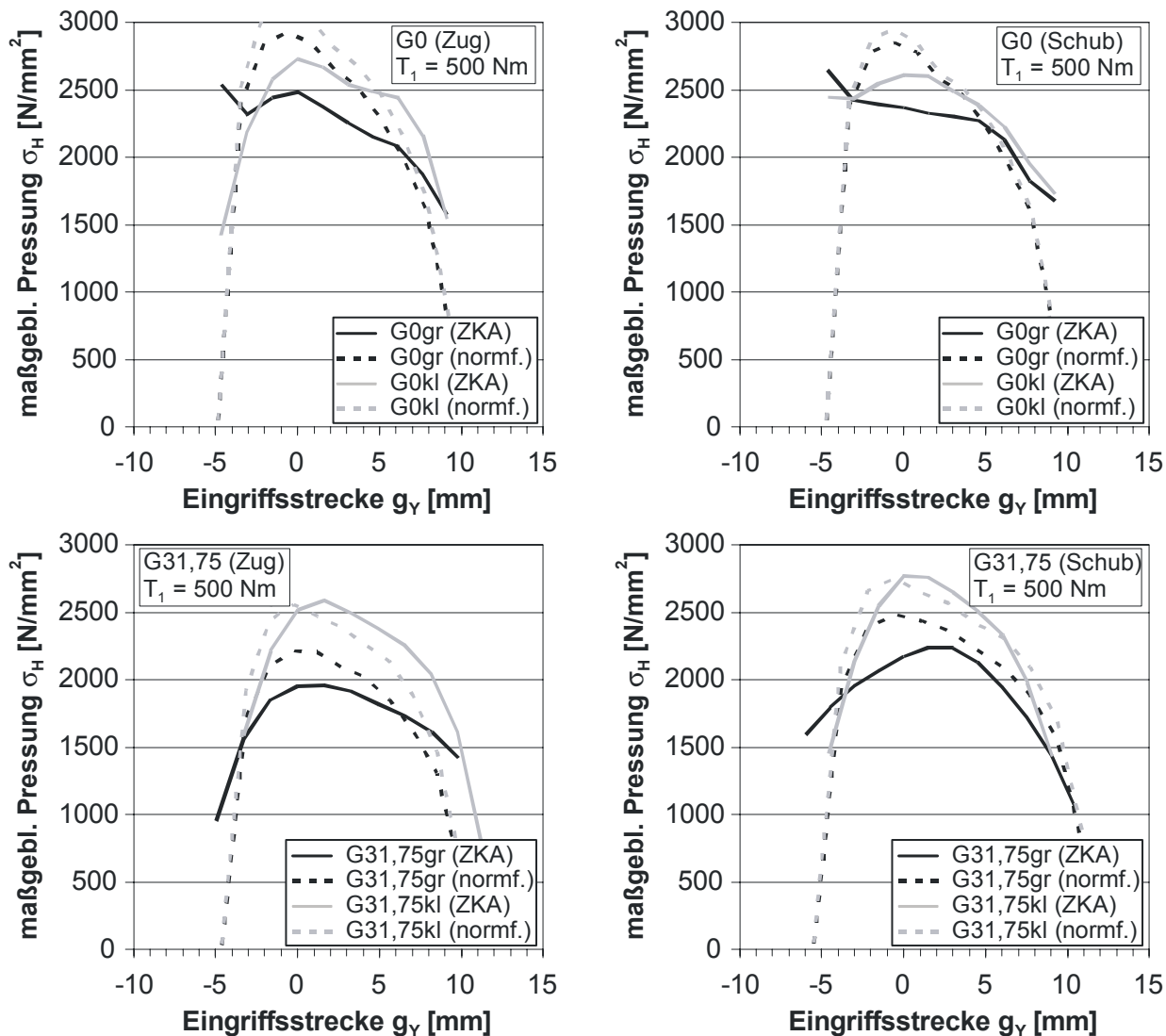


Bild 6-8: Verlauf der Pressung über der Eingriffsstrecke - Zahnkontaktanalyse (ZKA) im Vergleich zum normfähigen Verfahren ($T_1 = 500 \text{ Nm}$)

$$\sigma_{H,Ymod} = \sigma_{H,Y} + C_{HB} \cdot \max(\sigma_{H,Y}) \cdot \left(\frac{|g_Y|}{g_{va,max}} \right)^4 \quad (181)$$

$$\text{mit } \sigma_{H,Y} = \sqrt{\frac{F_n \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta,Y} \cdot K_{H\alpha}}{l_{b,Y} \cdot \rho_{ers,Y}}} \cdot X_E \cdot X_{LS,Y} \quad (182)$$

$$F_n = \frac{F_{mt1}}{\cos \alpha_n \cos \beta_{m1}} \quad (183)$$

$$2b_{H,Y} = 8\rho_{ers} \frac{\rho_{H,Y}}{E'} \quad (184)$$

$\sigma_{H,Ymod}$ [N/mm²] modifizierte Flankenpressung
 $\sigma_{H,Y}$ [N/mm²] maßgebliche Flankenpressung
 F_n [N] Zahnnormalkraft
 $l_{b,Y}$ [mm] Berührlinienlänge im Punkt Y
 $\rho_{ers,Y}$ [mm] Ersatzkrümmungsradius im Punkt Y

$X_E = Z_E$ [-] Elastizitätsfaktor nach ISO 10300 [I103]
 $X_{LS,Y}$ [-] Lastaufteilungsfaktor im Punkt Y
 C_{HB} [-] relative Flankenpressung am Ritzelkopf /
 Tellerradfuß
 $b_{H,Y}$ [mm] halbe Hertzische Kontaktbreite
 E' [N/mm²] Ersatz-E-Modul

In Bild 6-9 sind die mit $C_{HB} = 0,50$ modifizierten Pressungsverläufe im Vergleich zu den mittels ZKA ermittelten dargestellt:

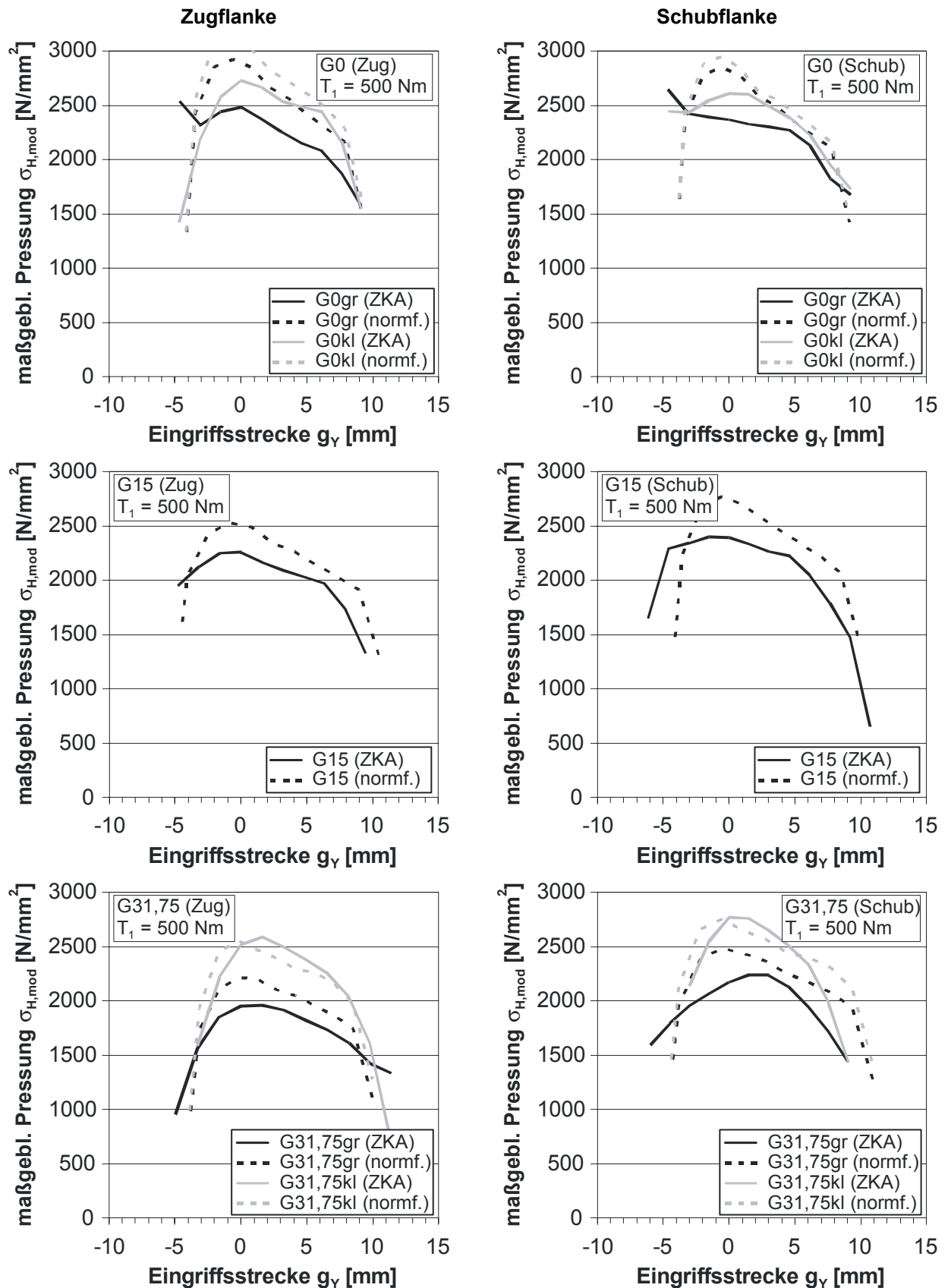


Bild 6-9: Verlauf der Pressung über der Eingriffsstrecke - Zahnkontaktanalyse (ZKA) im Vergleich zum modifizierten normfähigen Verfahren ($T_1 = 500 \text{ Nm}$)

6.3.3 Gleit- und Summengeschwindigkeit

Für die Berechnung der lokalen Reibungszahlen sowie der Blitztemperatur werden die lokalen Geschwindigkeiten (Oberflächen-, Summen- und Gleitgeschwindigkeit) benötigt. Diese werden wie die Pressung abschnittsweise auf der Eingriffsstrecke ermittelt. Dabei muss berücksichtigt werden, dass achsversetzte Kegelräder Geschwindigkeitskomponenten in Zahn längsrichtung aufweisen. In guter Näherung wird davon ausgegangen, dass diese Geschwindigkeitskomponenten konstant sind. Außerdem wird bei der Berechnung der Summengeschwindigkeit zur Bestimmung der Reibungszahl davon ausgegangen, dass wie bei Stirnrädern nur die Anteile der Oberflächengeschwindigkeit senkrecht zur Berührlinie zu berücksichtigen sind. Die Oberflächengeschwindigkeit in Zahn längsrichtung $w_{t1,2s}$ wird im Auslegungspunkt ermittelt, der Anteil $w_{t1,2h}$ in Zahn höhenrichtung lokal auf der Eingriffsstrecke in Abhängigkeit von der Koordinate g_Y :

$$w_{t1,2s} = v_{mt1,2} \cdot \sin \beta_{m1,2} \quad (185)$$

$$w_{t1h} = v_{mt1} \cdot \cos \beta_{m1} \cdot \left(\sin \alpha_n + \frac{g_Y}{d_{v1}/2} \right) \quad (186)$$

$$w_{t2h} = v_{mt2} \cdot \cos \beta_{m2} \cdot \left(\sin \alpha_n - \frac{g_Y}{d_{v2}/2} \right) \quad (187)$$

$w_{t1,2s}$ [mm/s]	Oberflächengeschwindigkeit in Zahn längsrichtung	$\beta_{m1,2}$ [°]	mittlerer Spiralwinkel
$w_{t1,2h}$ [mm/s]	lokale Oberflächengeschwindigkeit in Zahn höhenrichtung	α_n [°]	Normaleingriffswinkel der aktiven Flanke
		g_Y [mm]	Abschnitt auf der Eingriffsstrecke
		$d_{v1,2}$ [mm]	Teilkreisdurchmesser der Ersatz-Stirnradverzahnung

Aus der vektoriellen Addition der beiden Komponenten der Oberflächengeschwindigkeiten in Zahn längs- und -höhenrichtung ergibt sich der Gesamtbetrag der Oberflächengeschwindigkeit. Dieser kann dann mithilfe des in P bestimmten Winkels der Berührlinie β_B sowie des Winkels ω_{wt} zwischen den Geschwindigkeitsanteilen in Höhen- und Längsrichtung in einen Anteil senkrecht zur Berührlinie zerlegt werden:

$$w_{t1,2} = \sqrt{w_{t1,2s}^2 + w_{t1,2h}^2} \quad (188)$$

$$w_{t1,2vert} = w_{t1,2} \cdot \sin(\beta_B + |\omega_{wt1,2}|) \quad (189)$$

$$\text{mit } \omega_{wt1,2} = \arctan \frac{w_{t1,2h}}{w_{ts1,2}} \quad (190)$$

$w_{t1,2}$ [mm/s]	Oberflächengeschwindigkeit	$w_{t1,2vert}$ [mm/s]	lokale Oberflächengeschwindigkeit senkrecht zur Berührlinie
$w_{t1,2s}$ [mm/s]	Oberflächengeschwindigkeit in Zahn längsrichtung	β_B [°]	Neigungswinkel der Berührlinie zur Flanken längsrichtung
$w_{t1,2h}$ [mm/s]	lokale Oberflächengeschwindigkeit in Zahn höhenrichtung	$\omega_{wt1,2}$ [°]	Winkel zwischen Oberflächengeschwindigkeit in Zahn höhen- und -längsrichtung

Die Summengeschwindigkeit berechnet sich analog aus einem Anteil in Zahnhöhen- ($v_{\Sigma h}$) und einem in Zahnlängsrichtung ($v_{\Sigma s}$). Der Anteil in Längsrichtung ist dabei die Summe der beiden Oberflächengeschwindigkeiten w_{t1s} und w_{t2s} , während der Anteil in Höhenrichtung aus den beiden Oberflächengeschwindigkeiten w_{t1h} und w_{t2h} berechnet wird:

$$v_{\Sigma, Y} = \sqrt{v_{\Sigma h}^2 + v_{\Sigma s}^2} \tag{191}$$

mit $v_{\Sigma s} = w_{t1s} + w_{t2s}$ (192)

$$v_{\Sigma h} = w_{t1h} + w_{t2h} \tag{193}$$

v_{Σ}	[mm/s]	Summengeschwindigkeit		
$v_{\Sigma s}$	[mm/s]	Summengeschwindigkeit in Zahnlängsrichtung	$w_{t1,2s}$	[mm/s] Oberflächengeschwindigkeit in Zahnlängsrichtung
$v_{\Sigma h}$	[mm/s]	Summengeschwindigkeit in Zahnhöhenrichtung	$w_{t1,2h}$	[mm/s] lokale Oberflächengeschwindigkeit in Zahnhöhenrichtung

Der Anteil der Summengeschwindigkeit senkrecht zur Berührlinie kann aus der Summe der beiden Oberflächengeschwindigkeiten $w_{t1,2vert}$ senkrecht zur Berührlinie bestimmt werden:

$$v_{\Sigma vert, Y} = w_{t1vert, Y} + w_{t2vert, Y} \tag{194}$$

$v_{\Sigma vert}$	[mm/s]	Summengeschwindigkeit senkrecht zur Berührlinie	$w_{t1,2vert}$	[mm/s] Oberflächengeschwindigkeit senkrecht zur Berührlinie
-------------------	--------	---	----------------	---

Die Gleitgeschwindigkeit setzt sich ebenfalls aus einem Anteil in Zahnhöhen- (v_{gh}) und einem in Zahnlängsrichtung (v_{gs}) zusammen:

$$v_{g, Y} = \sqrt{v_{gh}^2 + v_{gs}^2} \tag{195}$$

mit $v_{gs} = v_{mt1} \cdot \cos \beta_{m1} \cdot (\tan \beta_{m1} - \tan \beta_{m2})$ (196)

$$v_{gh} = 2 \cdot v_{mt1} \cdot g_Y \cdot \left(\frac{1}{d_{v1}} + \frac{1}{d_{v2}} \right) \tag{197}$$

$w_{t1,2vert}$	[mm/s]	Oberflächengeschwindigkeit in Zahnlängsrichtung	$\beta_{m1,2}$	[°] Spiralwinkel
$w_{t1,2s}$	[mm/s]	Oberflächengeschwindigkeit in Zahnlängsrichtung	α_n	[°] Normaleingriffswinkel der aktiven Flanke
$w_{t1,2h}$	[mm/s]	Oberflächengeschwindigkeit in Zahnhöhenrichtung	g_Y	[mm] Abschnitt auf der Eingriffsstrecke
			$d_{v1,2}$	[mm] Teilkreisdurchmesser der Ersatz-Stirnräderverzahnung

Bild 6-10 zeigt die Gegenüberstellung der mit dem neuen normfähigen Rechenverfahren ermittelten Gleit- und Summengeschwindigkeit über der Eingriffsstrecke im Vergleich zu den mittels ZKA ermittelten Werten. Es ergibt sich insgesamt eine qualitativ und quantitativ gute Übereinstimmung.

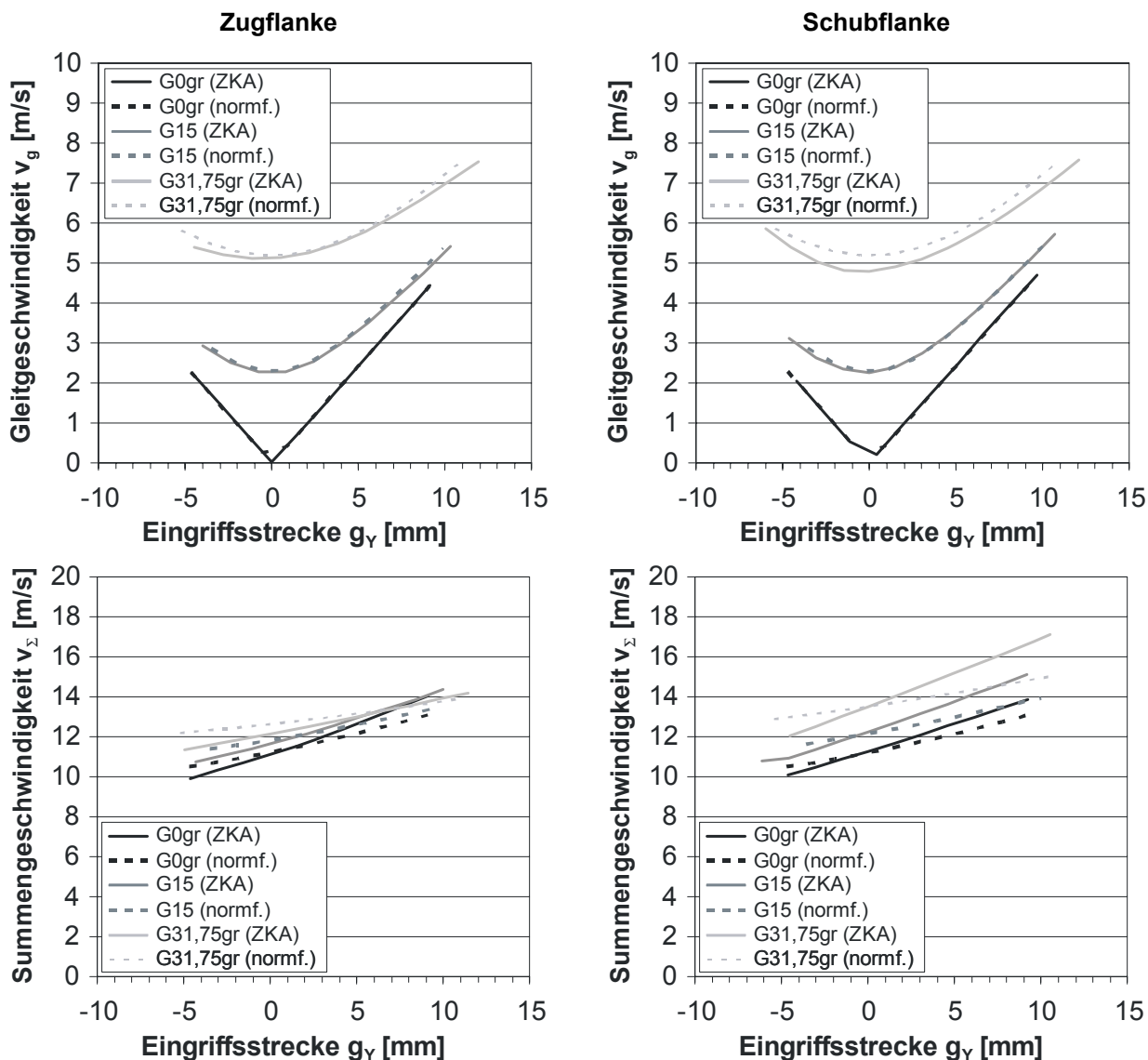


Bild 6-10: Verlauf der Gleit- und Summengeschwindigkeit über der Eingriffsstrecke - Zahnkontaktanalyse (ZKA) im Vergleich zum normfähigen Verfahren

Das für die Berechnung der lokalen Reibungszahl benötigte Gleit-Wälz-Verhältnis aus den Beträgen der Gleitgeschwindigkeit und der Summengeschwindigkeit senkrecht zur Berührlinie ergibt sich zu:

$$s_{x,Y} = \frac{v_{g,Y}}{v_{\Sigma vert,Y}} \tag{198}$$

s_x	[-]	Gleit-Wälz-Verhältnis	$v_{\Sigma vert}$	[mm/s]	Summengeschwindigkeit senkrecht zur Berührlinie
v_g	[mm/s]	Gleitgeschwindigkeit			

6.3.4 Schmierfilmdicke

Die für die Reibungszahlberechnung benötigte relative Schmierfilmdicke wird wie in 5.2.4 beschrieben abschnittsweise für jeden Kontaktpunkt nach dem Ansatz von Ertl/Grubin [Erl, Grub] berechnet und mit dem thermischen Korrekturfaktor nach Murch/Wilson [MuWi] modifiziert. Dabei werden die Pressung (siehe 6.3.2), die Summengeschwindigkeit senkrecht zur Berührlinie (siehe 6.3.3) sowie der Ersatzkrümmungsradius (siehe 6.2) des jeweiligen Berührungspunktes Y eingesetzt.

Die Schliffriechung wird vereinfacht als parallel zum Teilkegel der Kegelradverzahnung und damit näherungsweise parallel zur Zahn längsrichtung der Ersatz-Stirnradsverzahnung angenommen. Bei Schrägungswinkeln $\beta_v > 0^\circ$ tritt demnach eine Schrägstellung der Berührlinie zur Richtung der Schleifriefen auf, womit der Korrekturfaktor C_{LS} für Längs- und Kreuzschliff (siehe 4.1.3) herangezogen werden muss.

$$\lambda_{z,Y} = \frac{h_{0,Y}}{\frac{1}{2}(Rz_1 + Rz_2)} \quad (199)$$

$$\text{mit } h_{0,Y} = h'_0 \cdot C_{th} \cdot C_{LS} \quad (200)$$

$\lambda_{z,Y}$	[-]	relative Schmierfilmdicke	C_{th}	[-]	thermischer Korrekturfaktor nach Murch/Wilson berechnet mit $v_{\Delta vert}$ (siehe 4.1.2)
$Rz_{1,2}$	[μm]	Flankenrauheit	C_{LS}	[-]	Korrekturfaktor für Längs- und Kreuzschliff (siehe 4.1.3)
$h_{0,Y}$	[μm]	Schmierfilmdicke im Parallelspalt			
h'_0	[μm]	Schmierfilmdicke nach Ertl/Grubin [Ertl, Grub] (siehe 5.2.4)			

6.3.5 Reibungszahl

Der Ansatz zur Berechnung der Reibungszahl wird ebenfalls aus dem lokalen Rechenverfahren übernommen (siehe 5.3). Dabei werden die lokalen Werte der Flankenpressung, der Summengeschwindigkeit senkrecht zur Berührlinie, des Gleit-Wälz-Verhältnisses sowie der relativen Schmierfilmdicke des jeweiligen Berührungspunktes Y eingesetzt:

$$\mu_Y = 0,036 \cdot (\sigma_{H,Y})^{0,10} \cdot (v_{\Delta vert,Y})^{-0,20} \cdot (s_{x,Y})^{0,05} \cdot (C_\lambda \cdot \lambda_{z,Y})^{-0,10} \cdot C_L \cdot C_{RS} \quad (201)$$

μ_Y	[-]	lokale Reibungszahl	C_λ	[-]	Schmierfilmdickenfaktor = 1,0 für korrigierte Verzahnungen
$\sigma_{H,Y}$	[N/mm^2]	maßgeb. Flankenpressung	$\lambda_{z,Y}$	[-]	relative Schmierfilmdicke berechnet mit der Ölviskosität bei Massentemperatur
$v_{\Delta vert,Y}$	[m/s]	Summengeschwindigkeit senkrecht zur Berührlinie	C_L	[-]	Schmierstofffaktor, z.B. nach FVA345
$s_{x,Y}$	[-]	Gleit-Wälz-Verhältnis	C_{RS}	[-]	Rauheitsstrukturfaktor

Der Rauheitsstrukturfaktor ergibt sich mit der Annahme der Schleifriefenrichtung in Zahn längsrichtung in Abhängigkeit vom Neigungswinkel der Berührlinie. Der Exponent ε wird dabei mit 2,0 für parallele Schleifriefen angesetzt, für geläppte Oberflächen ohne definierte Orientierung der Rauheitsstruktur wird ε mit 0,5 angenommen:

$$C_{RS} = 1 + (0,30 \cdot \sin \beta_B)^\varepsilon \quad (202)$$

C_{RS}	[-]	Rauheitsstrukturfaktor	ε	[-]	Exponent
β_B	[°]	Neigungswinkel der Berührlinie zur Schleifstruktur = Flankenlinie, siehe (165)			= 2,0 für geschliffene Oberflächen = 0,5 für geläppte Oberflächen

6.4 Auftretende Kontakttemperatur

Die Berechnung der auftretenden Kontakttemperatur erfolgt analog dem lokalen Rechenverfahren aus der bei stationären Betriebsbedingungen konstanten Massentemperatur (siehe 4.4) und der abschnittsweise auf der Eingriffsstrecke berechneten Blitztemperatur. Der Einlauf- und der Treibrichtungsfaktor werden dabei aus 5.4.2 übernommen:

$$\vartheta_{C,Y} = \vartheta_M + \vartheta_{fl,Y} \quad (203)$$

$\vartheta_{C,Y}$	[°C]	lokale Kontakttemperatur	ϑ_M	[°C]	Massentemperatur nach 4.4
			$\vartheta_{fl,Y}$	[K]	Blitztemperatur nach 5.4.2

In Bild 6-11 ist die Gegenüberstellung der mittels Zahnkontaktanalyse und der nach dem normfähigen Rechenverfahren ermittelten lokalen Kontakttemperatur dargestellt. Der Vergleich der beiden Methoden zeigt eine qualitativ und quantitativ gute Übereinstimmung, wodurch sichergestellt ist, dass das einfache normfähige Rechenverfahren die wesentlichen Einflussgrößen im Rahmen der Möglichkeiten realistisch wiedergibt. Die Einschränkungen beziehen sich dabei – wie in 6.3.2 schon erwähnt – auf die Abbildung der maßgeblichen Flankenpressung. Diese hängt stark von der tatsächlichen Ease-Off-Gestaltung sowie den Verlagerungen von Verzahnung und Welle-Lager-System ab, was ein für eine einfache Auslegungsberechnung bestimmtes Rechenverfahren nicht abdecken kann.

6.5 Zulässige Kontakttemperatur

Der Ansatz für die zulässige Kontakttemperatur wird ebenfalls dem lokalen Rechenverfahren entnommen (siehe 5.5).

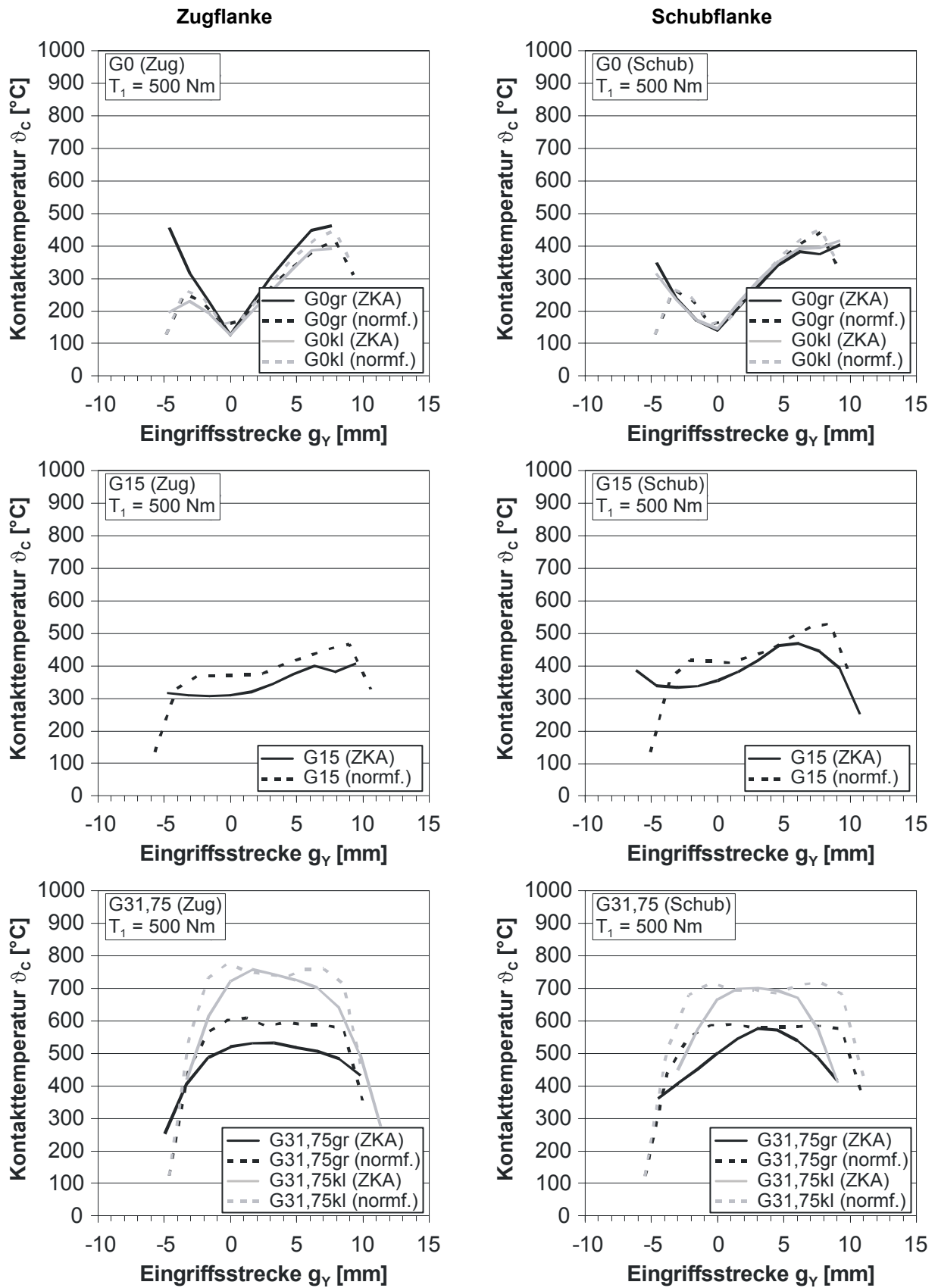


Bild 6-11: Verlauf der Kontakttemperatur über der Eingriffsstrecke - Zahnkontaktanalyse (ZKA) im Vergleich zum modifizierten normfähigen Verfahren ($T_1 = 500$ Nm)

6.6 Sicherheit gegen Fressen

Die Fresssicherheit entlang der Eingriffsstrecke wird analog dem lokalen Rechenverfahren aus dem Verhältnis der lokal zulässigen Kontakttemperatur zur lokal auftretenden Kontakttemperatur – jeweils abzüglich der Öltemperatur – definiert und abschnittsweise für die betrachteten Berührungspunkte Y auf der Eingriffsstrecke bestimmt.

$$S_{S,Y} = \frac{\vartheta_{S,Y} - \vartheta_{Oil}}{\vartheta_{C,Y} - \vartheta_{Oil}} \geq S_{S,S} \quad (204)$$

$S_{S,Y}$	[-]	lokale Fresssicherheit	$\vartheta_{S,Y}$	[°C]	lokal zulässige Kontakttemperatur
$S_{S,S}$	[-]	geforderte Mindest-Fresssicherheit	$\vartheta_{C,Y}$	[°C]	maximale Kontakttemperatur
ϑ_{Oil}	[°C]	Öltemperatur			

Aufgrund der Ungenauigkeit, die das einfache normfähige Rechenverfahren vor allem hinsichtlich der tatsächlichen Pressungsverteilung naturgemäß mit sich bringt, ist die zu wählende Mindestsicherheit $S_{S,S}$ höher zu wählen als in 5.6 angegeben: Für Fresssicherheiten $S_S < 1,3$ ist mit hoher Wahrscheinlichkeit mit einem Fressschaden zu rechnen, während für Fresssicherheiten S_S zwischen 1,3 und 2,0 bei guter Kenntnis der real auftretenden Belastungen sowie ausreichendem Einlauf nicht mit Fressern zu rechnen ist. Bei $S_S > 2,0$ wird nicht mit einem Fressschaden gerechnet.

6.7 Ergebnisse

6.7.1 Nachrechnung der Prüfstandsversuche

Die Verifikation des neuen normfähigen Berechnungsverfahrens erfolgt analog zu 5.7 zunächst anhand der Prüfstandsversuche. Dabei wird für jeden Versuch für die Schadenslaststufe die minimale Fresssicherheit über der Eingriffsstrecke ermittelt. Als Referenz dient dabei zum einen das Ergebnis des Versuchs (Fresser $\Rightarrow S_{S,min} < 1,0$), zum anderen die mit dem lokalen Rechenverfahren ermittelte Sicherheit. Vergleichend werden auch die nach DIN 3991 [D391] (für $a = 0$ mm) bzw. Niemann/Winter [NW3] (für $a \neq 0$ mm) gerechneten Fresssicherheiten betrachtet. Folgende Annahmen wurden bei der Nachrechnung der Prüfstandsversuche getroffen:

- Die Berechnung erfolgte anhand des bei der entsprechenden Schadenslaststufe gemessenen Drehmoments sowie der dazugehörigen Öltemperatur am Testende.
- Bei allen Rechenverfahren wurde dieselbe Massentemperatur ϑ_{MT} für die Testbedingungen der betrachteten Schadenslaststufe eingesetzt.
- Die Tragbildbreite am Tellerrad b_{2eff} wurde aus der ZKA übernommen.
- Für die Varianten mit großem Tragbild ($\Rightarrow HB/m_{mn} = 10...15 \mu\text{m}/\text{mm}$ bzw. $LB/m_{mn} = 15...18 \mu\text{m}/\text{mm}$) wurden die Faktoren $e = 3$ und $C_{HB} = 0,75$ gewählt, für die Varianten mit kleinem Tragbild ($\Rightarrow HB/m_{mn} = 20...30 \mu\text{m}/\text{mm}$ bzw. $LB/m_{mn} = 20...30 \mu\text{m}/\text{mm}$) $e = 1,5$ und $C_{HB} = 0,50$ (Balligkeiten siehe auch Bild 3-3 und Bild 3-4).

In Bild 6-12 sind die Ergebnisse der vergleichenden Nachrechnung der Prüfstandsversuche gezeigt. Im Vergleich zu den bisherigen Rechenverfahren nach DIN 3991 [D391] und Niemann/Winter [NW3] liegen die sich ergebenden Fresssicherheiten deutlich näher am lokalen Rechenverfahren und damit näher an der Realität ($S_{S,min} \approx 1,0$). Im Vergleich zum lokalen Rechenverfahren (ZKA) ergeben sich mit dem normfähigen Rechenverfahren ähnliche bis tendenziell niedrigere Fresssicherheiten, wobei die Unterschiede im Wesentlichen auf die näherungsweise Abbildung der Pressungsverteilung zurückzuführen sind.

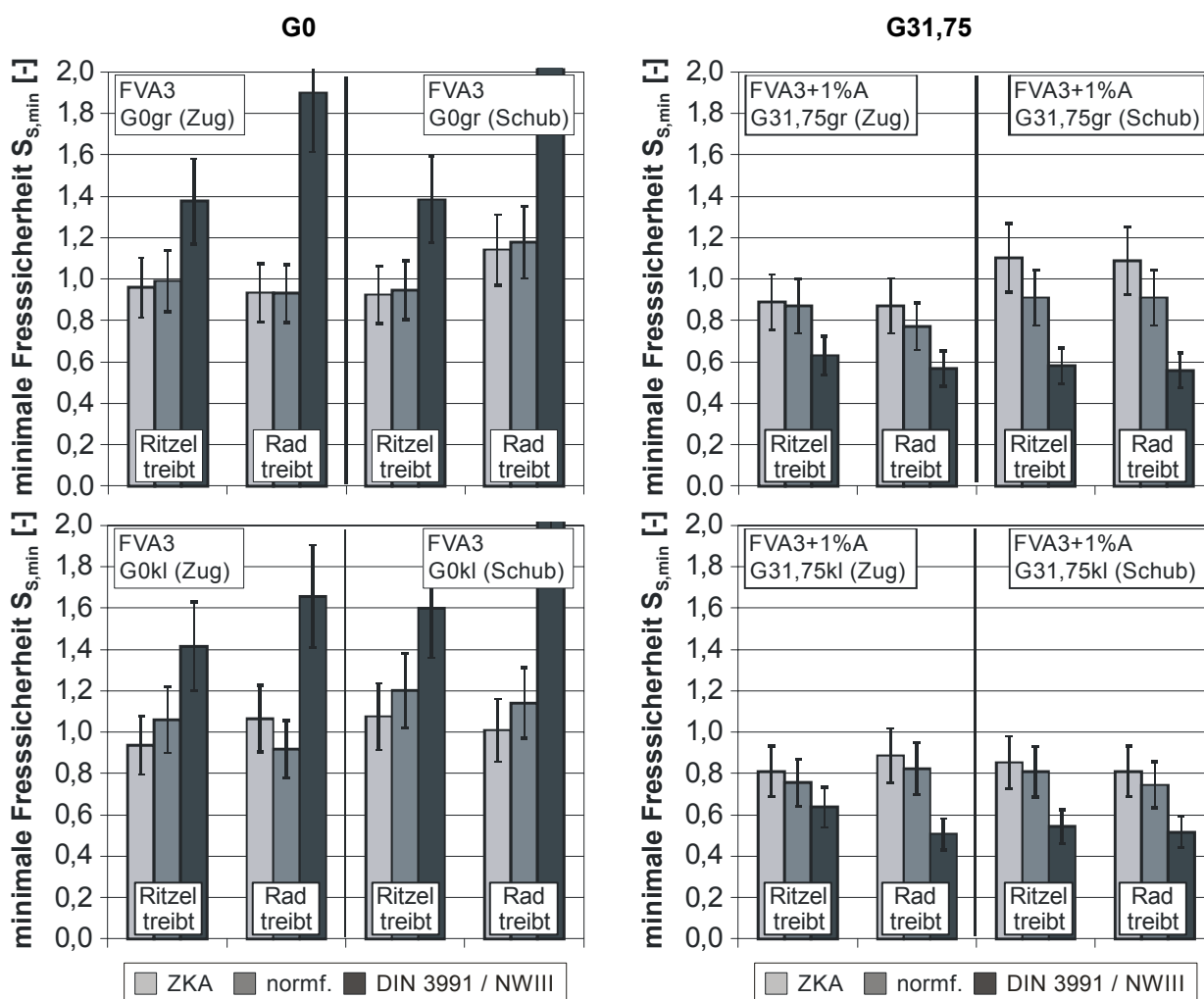


Bild 6-12: Berechnete Fresssicherheiten nach dem lokalen im Vergleich zum normfähigen Rechenverfahren sowie nach DIN 3991 [D391] bzw. Niemann/Winter [NW3]

Zur besseren Vergleichbarkeit der nach dem neuen normfähigen Rechenverfahren ermittelten Fresssicherheiten werden diese in Bild 6-13 über den entsprechenden, mittels ZKA ermittelten Fresssicherheiten aufgetragen. Es zeigt sich, dass sich die Werte in einem $\pm 20\%$ -Streuband einordnen lassen, womit eine gute Übereinstimmung gegeben ist. Nach DIN 3991 [D391] bzw. Niemann / Winter [NW3] werden dagegen für die Kegelrad-Prüfverzahnungen deutlich zu hohe, für die Hypoid-Varianten deutlich zu niedrige Sicherheiten ermittelt. Das neue Rechenverfahren stellt also im Vergleich zu den bisherigen Verfahren den Einfluss der Achsversetzung deutlich besser dar.

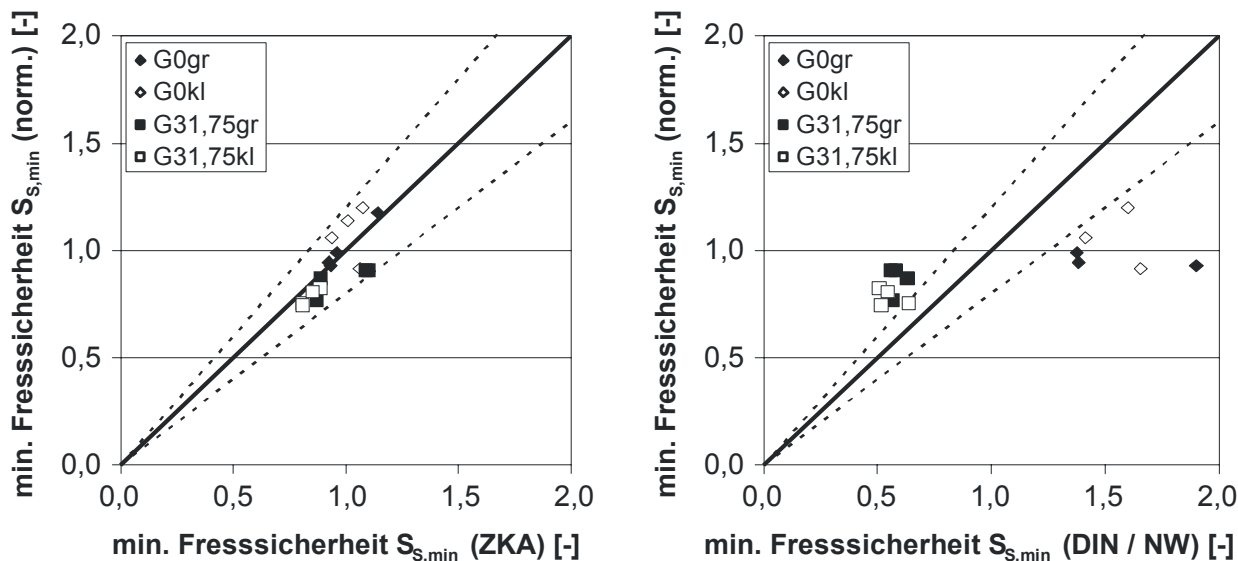


Bild 6-13: Vergleich des normfähigen Rechenverfahrens (norm.) mit dem lokalen Rechenverfahren (links) und dem nach DIN 3991 bzw. Niemann/Winter (rechts)

Fazit

Die vergleichende Nachrechnung der Prüfstandsversuche zeigt, dass die Einflüsse der Achsversetzung, der Tragbildgröße und der Treibrichtung mit dem neuen normfähigen Rechenverfahren realistisch und damit im Vergleich zu den bisherigen Verfahren deutlich besser abgebildet werden.

6.7.2 Nachrechnung von Schadensfällen aus Praxisanwendungen

Die in 5.7.2 beschriebenen Schadensfälle aus dem Hubschrauber- und dem Schiffsgetriebe wurden auch mit dem normfähigen Rechenverfahren nachgerechnet und die Ergebnisse den mit dem lokalen Rechenverfahren ermittelten Ergebnissen gegenüber gestellt. Das ebenfalls beschriebene Bahngetriebe konnte aufgrund der hohen Überdeckung $\varepsilon_y > 3,0$ (siehe 6.2), für welche die Berechnung der Lastauf- und Lastverteilung nicht gilt, nicht nachgerechnet werden. Wie bei den Prüfstandsversuchen auch, wurde die Tragbildbreite des Tellerrads aus der ZKA übernommen. Der Lastaufteilungsexponent wurde auf Basis des mittels ZKA errechneten Tragbilds unter Last für das Hubschraubergetriebe mit $e = 3$, für das Schiffsgetriebe mit $e = 1,5$ gewählt. Die Korrektur in Höhenrichtung wurde für das Hubschraubergetriebe mit in Richtung Ritzelkopf verschobenem Tragbild bei 75% Nennlast $C_{HB} = 0,20$, bei 100% Nennlast mit $C_{HB} = 0,50$ angenommen. Für das Schiffsgetriebe, das deutlich unter der Nennlast ausfiel, wurden mit einem entlasteten Ritzelkopf und demnach $C_{HB} = 0$ gerechnet.

Für das Hubschraubergetriebe ergaben sich die folgenden minimalen Fresssicherheiten:

- Lastfall V1: $S_{S,min} = 1,86$ (ZKA: $S_{S,min} = 1,82$)
- Lastfall V2: $S_{S,min} = 1,26$ (ZKA: $S_{S,min} = 1,27$)
- Lastfall V3: $S_{S,min} = 0,51$ (ZKA: $S_{S,min} = 0,52$)

Für das Schiffsgetriebe ergab sich:

- $S_{S,min} = 1,13$ (lokal: $S_{S,min} = 1,08$)

Fazit

Die Nachrechnung der Praxisgetriebe mit dem neuen normfähigen Rechenverfahren zeigt stichprobenartig, dass dieses auch bei von den Prüfverzahnungen abweichenden Baugrößen und Anwendungen quantitativ und qualitativ zutreffende Ergebnisse liefert.

7

ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

Aufgrund der fatalen Auswirkungen eines Fressschadens und der daraus resultierenden Folgeschäden auf die Lebensdauer eines Getriebes hat die optimale Auslegung des tribologischen Systems aus Verzahnung und Schmierstoff zur Vermeidung von Fressern eine große Bedeutung bei der Getriebeentwicklung. Die bislang zur Verfügung stehenden Methoden zur Auslegung und Nachrechnung von Zahnrädern hinsichtlich der Fresstragfähigkeit verfügen alle über spezifische Nachteile: Die Berechnungsverfahren gelten jeweils nur für eine bestimmte Verzahnungsart und beruhen auf unterschiedlichen Annahmen zur maßgeblichen Beanspruchung. Des Weiteren werden noch nicht alle aktuellen Erkenntnisse zur Fresstragfähigkeit berücksichtigt. Speziell im Falle der Kegel- und Hypoidverzahnungen werden darüber hinaus auch der Einfluss der Achsversetzung sowie der Tragbildlage und –größe nicht korrekt wiedergeben. Ziel dieser Arbeit war es deshalb, auf Basis systematischer experimenteller Untersuchungen ein neues, einheitliches Berechnungsverfahren zur Berechnung der Fresstragfähigkeit zu entwickeln. Dieses sollte zum einen als lokales Rechenverfahren auf Basis einer Zahnkontaktanalyse, zum anderen als einfaches, normfähiges Rechenverfahren angewendet werden können.

Experimentelle Untersuchungen

Im Rahmen der Grundlagenuntersuchungen zur lokalen Schmierfilmdicke und Reibungszahl im Scheiben- und Zahnkontakt stand insbesondere der Einfluss der Oberflächenrauheit und ihrer Orientierung im Fokus. Sowohl die Schmierfilmdicke als auch die Reibungszahl zeigen im Scheibenprüfstand eine starke Abhängigkeit von der Oberflächenrauheit und ihrer Orientierung. Diese Erkenntnis zusammen mit den ebenfalls untersuchten Einflüssen von Pressung, Summengeschwindigkeit, Gleit-Wälz-Verhältnis und Schmierfilmdicke führten zur Entwicklung eines modifizierten Schmierfilmdicken- sowie eines neuen Reibungszahlansatzes. Für die Übertragung des neuen Reibungszahlansatzes auf Zahnräder wurde der qualitative Verlauf der Schmierfilmdicke im Zahnkontakt anhand von Übergangswiderstandsmessungen untersucht. Dabei konnte ein insbesondere am Eingriffsbeginn ein unstetiger Schmierfilmaufbau nachgewiesen werden. Der an Scheiben entwickelte Reibungszahlansatz wurde für die Anwendung bei Stirn- und Kegelrädern entsprechend angepasst.

Bei den experimentellen Untersuchungen zur Fresstragfähigkeit wurden die Parameter Achsversetzung, Einlauf, Ease-Off-Auslegung (Tragbildgröße und -lage) sowie Treibrichtung untersucht. Es zeigte sich, dass die Fresstragfähigkeit wie erwartet mit zunehmender Achsversetzung abnimmt, was in der größer werdenden Gleitgeschwindigkeit begründet ist. Im Vergleich zu den Kegelrad-Prüfverzahnungen reduzierte sich das ertragbare Ritzeldrehmoment bei den Hypoidverzahnungen mit relativer Achsversetzung $a/d_{e2} = 10\%$ auf knapp 50%, bei $a/d_{e2} = 20\%$ auf knapp 30%. Auch der Einlauf- bzw. Glättungszustand der Flanken hat einen großen Einfluss. Die Fresstragfähigkeit nicht eingelaufener Flanken sank je nach Flankenrauheit auf bis zu 25%. Der Einfluss der Ease-Off-Auslegung und damit der Tragbildgröße und -lage konnte dagegen nicht quantifiziert werden. Allgemein lässt sich aus den Versuchen jedoch ableiten, dass die Pressungsverteilung auf der Flanke so ausgeprägt sein sollte, dass Bereiche mit hohen Gleitgeschwindigkeiten möglichst entlastet sind. Der Einfluss der Treibrichtung ist von der Achsversetzung abhängig: Während bei Kegelrädern die Treibrichtung „Rad treibt Ritzel“ die Fresstragfähigkeit deutlich auf 50 ... 70% reduziert, ist dieser Effekt bei den achsversetzten Prüfverzahnungen nicht erkennbar.

Rechenverfahren

Mithilfe der in den experimentellen Untersuchungen zur lokalen Schmierfilmdicke und Reibungszahl sowie zur Fresstragfähigkeit gewonnenen Erkenntnisse wurde ein neues Rechenverfahren zur Berechnung der Fresstragfähigkeit von Kegelrad- und Hypoidgetrieben entwickelt. Dieses berechnet auf Basis des neuen lokalen Reibungszahlansatzes und modifizierter Einflussfaktoren zur Berücksichtigung der Treibart sowie des Einlaufzustands der Oberflächen eine lokale Fresssicherheit. Das Rechenverfahren kann sowohl auf Basis einer Zahnkontaktanalyse unter Last, als auch auf Basis einer Ersatz-Stirnradverzahnung angewendet werden. Im Falle der Anwendung bei einer Zahnkontaktanalyse wird mit den lokalen Beanspruchungen eine lokale Kontakttemperatur bestimmt, die einer ebenfalls lokal berechneten Grenztemperatur gegenüber gestellt wird. Bei der Anwendung als einfaches, normfähiges Rechenverfahren werden die maßgeblichen Beanspruchungen in guter Näherung an einer Ersatz-Stirnradverzahnung berechnet und damit ebenfalls eine lokale Fresssicherheit über der Eingriffsstrecke ermittelt.

Fazit

Mit dem vorgestellten Rechenverfahren steht eine neue, experimentell abgesicherte Methode zur Ermittlung der Fresstragfähigkeit von Kegelrad- und Hypoidverzahnungen zur Verfügung, welche die wesentlichen Einflussgrößen besser als bisherige Verfahren wiedergibt. Während mit dem im FVA-Programm KNplus integrierten, normfähigen Verfahren damit schon in der Auslegungsphase eine ausreichend fresstragfähige Gestaltung eines Getriebes ermöglicht wird, kann mit dem in eine ZKA integrierten Verfahren (z.B. im FVA-Programm BECAL) die Ease-Off-Gestaltung optimiert werden. Darüber hinaus konnte auch die prinzipielle Übertragbarkeit des Verfahrens auf Stirnräder gezeigt werden.

Ausblick

Die in dieser Arbeit beschriebenen Untersuchungen zur Fresstragfähigkeit haben wesentliche neue Erkenntnisse gebracht, die in das neue Berechnungsverfahren eingeflossen sind. Gleichzeitig hat sich jedoch auch gezeigt, dass bei manchen Aspekten weiterhin noch nennenswerter Forschungsbedarf besteht:

- Bei der Übertragung der lokalen Reibungszahl aus dem Scheibenkontakt auf Stirn- und Kegelräder ergaben sich Diskrepanzen, die im Rahmen dieser Arbeit nicht aufgelöst werden konnten und deshalb noch genauer untersucht werden müssen. Hier könnte der beschriebene Ansatz zur Messung und Berechnung der lokalen Schmierfilmdicke sowie zusätzliche lokale Flankentemperaturmessungen eine gute Grundlage darstellen.
- Die repräsentative lokale Abbildung der Flankenpressung über der Eingriffsstrecke der Ersatz-Stirnradverzahnung stellt weiterhin eine Herausforderung dar. Basierend auf den Möglichkeiten, welche die Methode der Zahnkontaktanalyse bietet, sollte der hier vorgestellte Ansatz optimiert werden, idealerweise anhand von Praxisverzahnungen und deren Ease-Off-Gestaltung. Dasselbe gilt auch für die im Anhang C beschriebene Thematik des Zahnverlustfaktors für Kegelrad- und Hypoidverzahnungen.
- Der Einfluss der Treibrichtung wurde sowohl an Stirnrädern als auch im Rahmen dieser Arbeit nur stichprobenartig untersucht. Eine statistisch besser abgesicherte Untersuchung des Phänomens würde tribologische Grundlagenerkenntnisse bringen und die Berechnung von Anwendungen im Vier-Quadranten-Betrieb absichern.

8**LITERATUR****8.1 Normen und Richtlinien**

- [A925] ANSI/AGMA 925-A03: Effects of Lubrication on Gear Surface Distress. American Gear Manufacturers Association, Alexandria, Virginia, 2003.
- [API] Smalheer, C. V., Kennedy Smith, R.: Lubricant Additives. The Lubrizol Corporation, Cleveland, Ohio, 1967.
- [D390] DIN 3990: Tragfähigkeit von Stirnrädern, Teile 1-6, 1987.
- [D391] DIN 3991: Tragfähigkeitsberechnung von Kegelrädern ohne Achsversetzung, Teile 1 – 4, 1988.
- [D396] DIN 3965-2: Toleranzen für Kegelradverzahnungen - Toleranzen für Abweichungen einzelner Bestimmungsgrößen, 1986.
- [D513] DIN 51354 Teile 1 und 2: FZG-Zahnrad-Verspannungs-Prüfmaschine, Teil 2: Prüfverfahren A/8,3/90 für Schmieröle, 1990.
- [D530] DIN 53017: Bestimmung des Temperaturkoeffizienten der Viskosität von Flüssigkeiten, 1993.
- [I103] ISO 10300: Calculation of Load Capacity of Bevel Gears, Part 1-3. 2003.
- [I146] DIN/ISO 14635 Teil 1: FZG-Prüfverfahren A/8,3/90 zur Bestimmung der relativen Fresstragfähigkeit von Schmierölen, 2006.
- [I235] ISO 23509: Bevel and hypoid gear geometry. 2006.
- [IAET] IP 166/60: Load carrying capacity tests for oils, IAE gear machine.
- [ITR13] ISO/TR 13989: Calculation of scuffing load capacity of cylindrical, bevel and hypoid gears, part 1 and 2, 2000.
- [Ryde] Federal Test Method STD 791B, Method 6508: Load carrying ability of lubricating oils (Ryder-gear machine).

8.2 Bücher, Zeitschriftenaufsätze, Dissertationen, Programmsysteme

- [Alme] Almen, J. O.: Surface Deterioration of Gear Teeth. Am. Soc. Mech. Engr. conference on Mechanical Wear, 1948.
- [Bar1] Bartz, W. J.: Zur Bedeutung der Elastohydrodynamik für das Auslegen von Zahnradpaarungen. Konstruktion 23 (1971) Heft 7.
- [Bar2] Bartz, W. J.: Zahnradpaarungen auslegen mit Elastohydrodynamik. Maschinenmarkt 91 (1985) 76.
- [Beca] Baumann, Bär, Dutschk, Haase, Hutschenreiter, Hünecke: Dokumentation zum Programm BECAL, FVA-Forschungsheft Nr. 548, 1999 (verwendete Programmversion 3.5.2, 2010).
- [BeDy] Bell, J. C., Dyson, A: The Effect of some Operating Factors on the Scuffing of Hardened Steel Discs. Inst. of Mech. Engrs., Elastohydrodynamic Lubrication 1972 Symposium.
- [BeKe] Benedict, G.H.; Kelley, B.W.: Instantaneous Coefficients of Gear Tooth Friction. ASLE trans. 4, 1961.
- [Boad] Boiadjev, I.: Experimentelle Bestimmung des lokalen Schmierzustands im Zahnradkontakt, FZG-Diplomarbeit Nr. 509, 2011.
- [Cole] Coleman, W.: A scoring formula for bevel and hypoid gear teeth. ASME-Trans. F89/2, 1967.
- [Coll] Collenberg, H.F.: Untersuchungen zur Freßtragfähigkeit schnelllaufender Stirnradgetriebe. Diss. TU München, 1991.
- [Dole] Doleschel, A.: Wirkungsgradberechnung von Zahnradgetrieben in Abhängigkeit vom Schmierstoff, Diss. TU München, 2002.
- [DoHi] Dowson, D., Higginson, G. R.: Elastohydrodynamic Lubrication. Pergamon Press, Oxford 1966.
- [Eise] Eiselt, H.: Beitrag zur experimentellen und rechnerischen Bestimmung der Fresstragfähigkeit von Zahnradgetrieben unter Berücksichtigung der Zahnflankenreibung. Diss. TU Dresden, 1966.
- [Ertl] Ertl-Mohrenstein, A.: Die Berechnung der hydrodynamischen Schmierung gekrümmter Oberflächen unter hoher Belastung und Relativbewegung. VDI-Fortschrittsbericht Reihe 1, Nr. 115, 1984.
- [F2] FVA-Vorhaben 2/IV: Einfluss des Schmierstoffs auf die Grübchenlebensdauer einsatzgehärteter Zahnräder I Einstufen- und im Lastkollektivversuch, Informationsblatt, 2010.
- [F243-1] Eberspächer, C.; Schlenk, L.: Festigkeitswerte hochlegierter Schmierstoffe zur Berechnung der Fresstragfähigkeit (FVA 243/I). Forschungsvereinigung Antriebstechnik (FVA), Heft Nr. 489, 1996.
- [F243-2] Graswald, Ch.: Festigkeitswerte hochlegierter Schmierstoffe zur Berechnung der Fresstragfähigkeit (FVA 243/II). Forschungsvereinigung Antriebstechnik (FVA), Heft 603, 2001.

- [Gras] Graswald, Ch.: Reibung im elastohydrodynamischen Kontakt von Reibradgetrieben. Diss. TU München, 2002.
- [Grek] Grekoussis, R.: Vergleichende Untersuchungen zur Fresstragfähigkeit von Hypoid- und Stirnrädern. Diss. TU München, 1969.
- [Grub] Grubin, A.N.; Vinogradova, J.E.: Investigation of the Contact Machine Components. Cent. Sci. Res. Tech. Mech. Eng. Moskau, Book No. 30, 1949.
- [Homb] Hombauer, M.: Bestimmung der Graufleckentragfähigkeit von Kegelrad- und Hypoidverzahnungen (FVA 516). Forschungsvereinigung Antriebstechnik (FVA), 2011.
- [Hypo] Hypoidöltest A (modifiziert), FZG, TU München.
- [HMDo] Höhn, B.-R.; Michaelis, K.; Doleschel, A.: Limitation of Bench Testing for Gear Lubricants. Bench Testing of Industrial Fluid Lubrication and Wear Properties Used in Machinery Applications, ASTM STP 1404, G.E. Totten, L.D. Wedeven, J.R. Dickey, and M. Anderson, Eds., American Society for Testing and Material, West Cornshohocken, PA, 2001.
- [Kimo] KIMoS 5: Programmsystem der Fa. Klingelberg zur Auslegung von Kegel- und Hypoidrädern (verwendete Programmversion 2.10, 2010).
- [Krei] Kreil, O.: Einfluss der Oberflächenstruktur auf Druckverteilung und Schmierfilmdicke im EHD-Kontakt. Diss. TU München 2008.
- [Lang] Langenbeck, K.: Die Verschleiß- und Freßgrenzlast der Hypoidgetriebe, Diss. TU München, 1965.
- [Lech] Lechner, G.: Die Fress-Grenzlast bei Stirnrädern aus Stahl, Diss. TU München, 1965.
- [Matv] Matveevsky, R. M.: The Critical Temperature of Oil with Point and Line Contact Machines. Trans. of the ASME, Journ. of Basic Engrs., September 1965.
- [Maye] Mayer, J.: Grundlagen zur Reibungsminimierung in geschmierten Kontakten, Zwischenbericht über das Vorhaben AiF 15785 (A1.1) im IGF-Cluster „Low Friction Powertrain“, 2011.
- [Mich] Michaelis, K.: Die Integraltemperatur zur Beurteilung der Fresstragfähigkeit von Stirnradgetrieben. Diss. TU München, 1987.
- [MuWi] Murch, L.; wilson, W.R.D.: A Thermal Elastohydrodynamic Inlet Zone Analysis. Transaction of the ASLE, 1975.
- [Niem] Niemann, G.: Maschinenelemente. Band 2, Springer-Verlag Berlin, 1965.
- [NWH] Niemann, G.; Winter, H.; Höhn B.-R.: Maschinenelemente. Band 1, Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, 2005.
- [NW2] Niemann, G.; Winter, H.: Maschinenelemente. Band 2, Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, 1989.
- [NW3] Niemann, G.; Winter, H.: Maschinenelemente. Band 3, Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, 1986.
- [Ohle] Ohlendorf, H.: Verlustleistung und Erwärmung von Stirnrädern. Diss. TU München, 1958.

- [Otto] Otto, H.-P.: Flank Load Carrying Capacity and Power Loss Reduction by Minimised Lubrication, Diss. TU München, 2008.
- [Redl] Redlich, A.: Simulation von Punktkontakten unter Mischreibungsbedingungen, Diss. Uni Magdeburg, 2002.
- [Rich] Richter, M.: Der Verzahnungswirkungsgrad und die Freßtragfähigkeit von Hypoid- und Schraubenradgetrieben, Diss. TU München, 1975.
- [Riko] Thoma, F.: EDV-Programm zur Ermittlung der Zahnflankenkorrekturen zum Ausgleich der lastbedingten Zahnverformungen. Benutzeranleitung zu RIKOR I, Forschungsvereinigung Antriebstechnik (FVA), Frankfurt, Heft 481, 2008.
- [Schl] Schlenk, L.: Untersuchungen zur Fresstragfähigkeit von Großzahnradern, Diss. TU München, 1994.
- [Schr] Schrade, U.: Einfluss von Verzahnungsgeometrie und Betriebsbedingungen auf die Graufleckentragfähigkeit von Zahnradgetrieben, Diss. TU München, 1999.
- [Seit] Seitzinger, K.: Die Erwärmung einsatzgehärteter Zahnräder als Kennwert für ihre Freßtragfähigkeit, Diss. TU München, 1971.
- [Shti] Shtipelman, B. A.: Design and Manufacture of Hypoid Gears. John Wiley & Sons Inc., New York, 1978.
- [Solo] Solovyev, S.: Reibungs- und Temperaturberechnung an Festkörper- und Mischreibungskontakten, Diss. Uni Magdeburg, 2007.
- [SPSS] SPSS Statistics: Programmsystem der Fa. IBM für statistische Analysen (verwendete Programmversion 19, 2011).
- [Steig] Steingröver, K.: Reibungszahlen und Verschleiß von Schneckengetrieben, DFG-Vorhaben Nr. Wi 325/22-1,2, 1990.
- [Stoe] Stößel, K.: Reibungszahlen unter elastohydrodynamischen Bedingungen, Diss. TU München, 1973.
- [They] Theyse, F.H.: Die Blitztemperaturhypothese nach Blok und ihre praktische Anwendung bei Zahnrädern, Schmiertechnik (14. Jahrgang) , 1967.
- [Wald] Waldo, A.: Elasto-hydrodynamische Wälz-/Gleitkontakte rauher Oberflächen, Zwischenbericht über das Vorhaben AiF 15787N/1 (A3.1) im IGF-Cluster „Low Friction Powertrain“, 2011.
- [WeHo] Wellauer, E. J., Holloway, G. A.: Application of EHD oil film theory to industrial gear drives. Trans. of the ASME, Journ. Eng. Ind. 98, 1976.
- [Wech] Wech, L.: Untersuchungen zum Wirkungsgrad von Kegelrad- und Hypoidgetrieben, Diss. TU München, 1987.
- [Weigl] Weigl, A.: Integrale Schmierfilmdickenmessung unter Schräglauf im EHD-Punktkontakt, FZG-Diplomarbeit Nr. 488, 2009.
- [Wimm] Wimmer, A.: Lastverluste von Stirnradverzahnungen, Diss. TU München, 2005.
- [Wirt] Wirth, Ch.: Zur Tragfähigkeit von Kegelrad- und Hypoidgetrieben, Diss. TU München, 2008.

Anhang A

Prüfstand und Prüfverzahnungen

A1 Prüfstand.....	2
A2 Prüfverzahnungen - Zeichnungen.....	3
A3 Prüfverzahnungen - Lasttragbilder	9

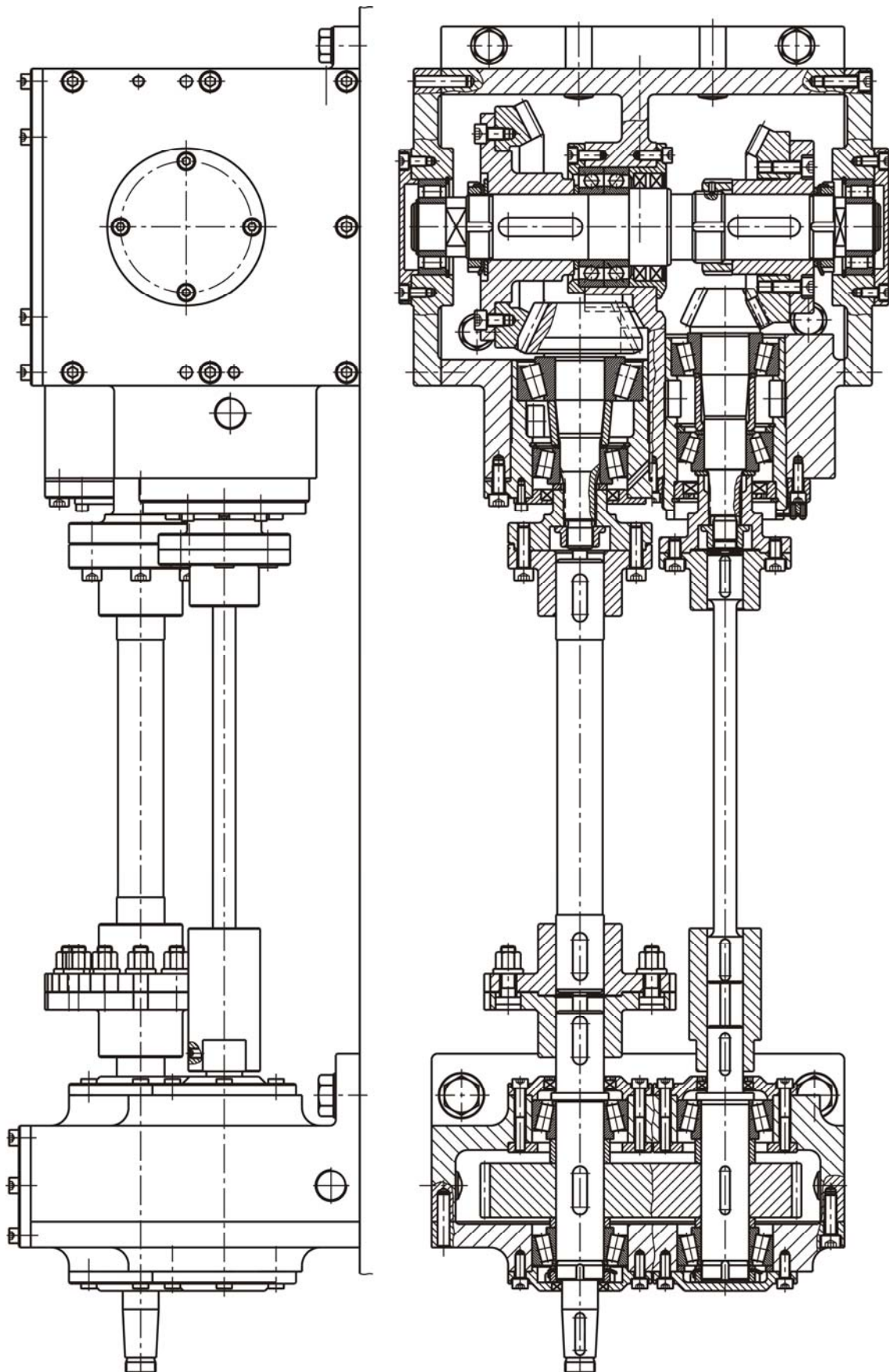
A1 Prüfstand

Bild A-1: Hypoid-Verspannungsprüfstand (hier mit manueller Verspannkupplung, alternativ mit hydraulischem Verspannmotor)

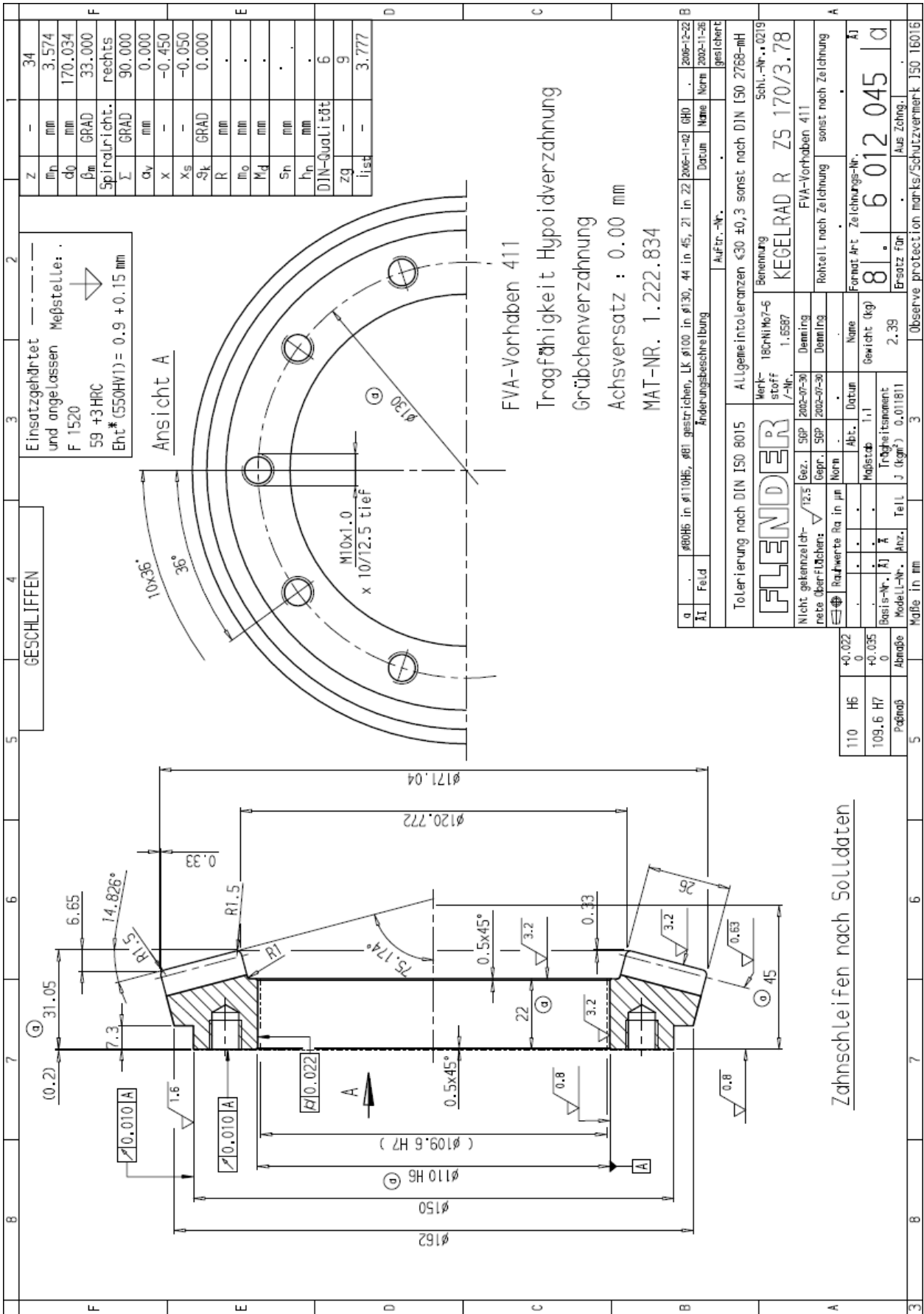


Bild A-3: G0 - Rad

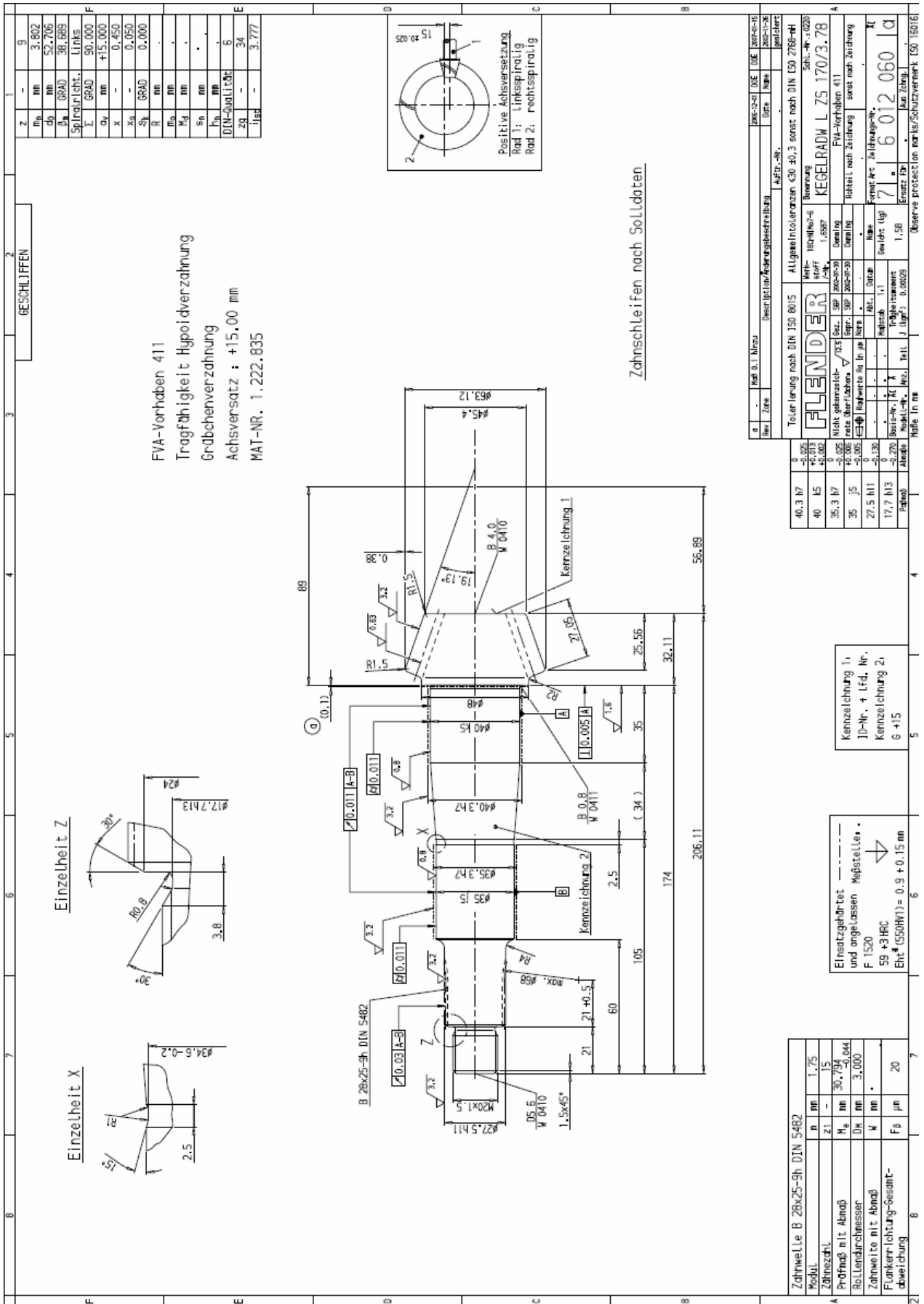


Bild A-4: G15 - Ritzel

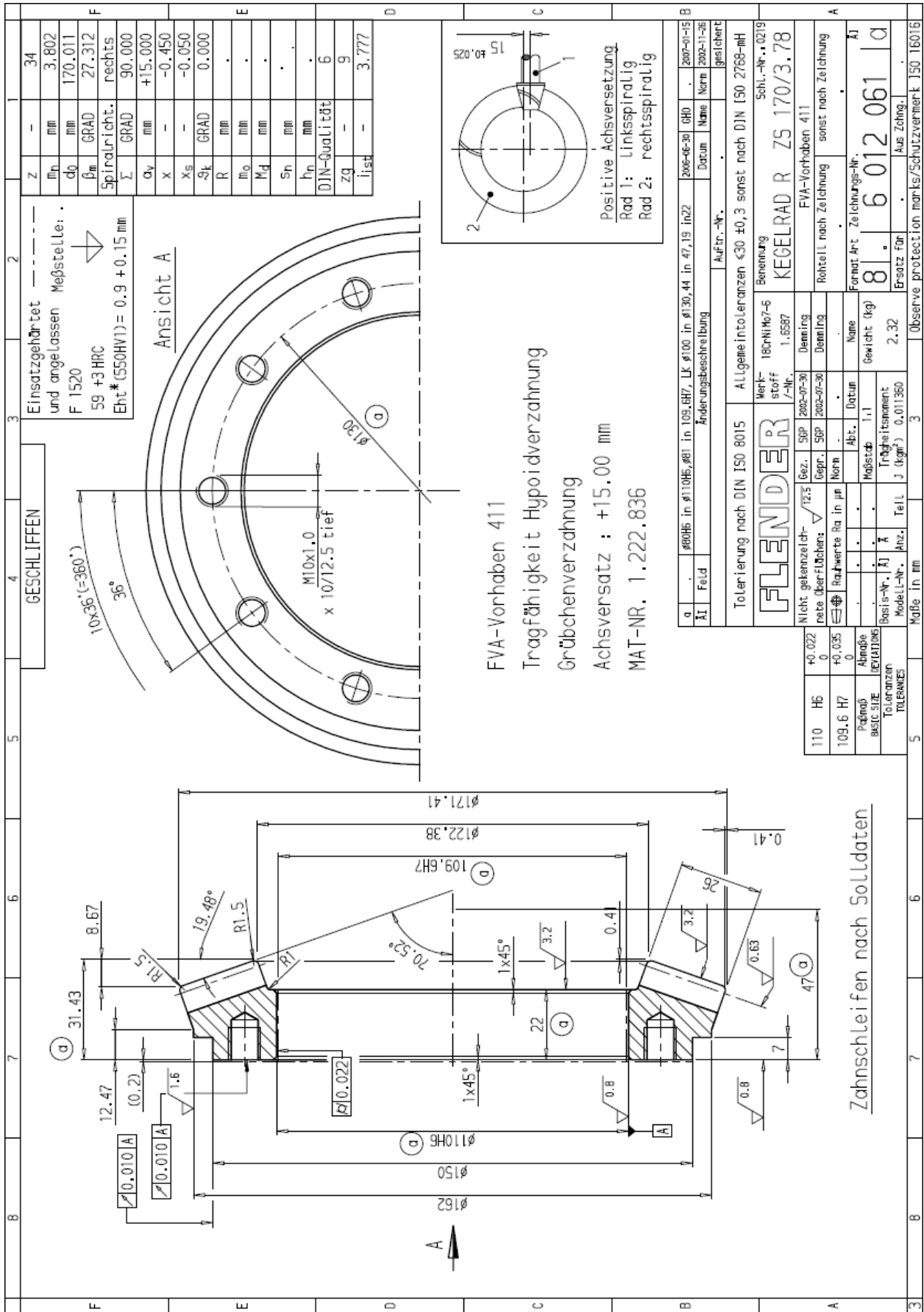


Bild A-5: G15 - Rad

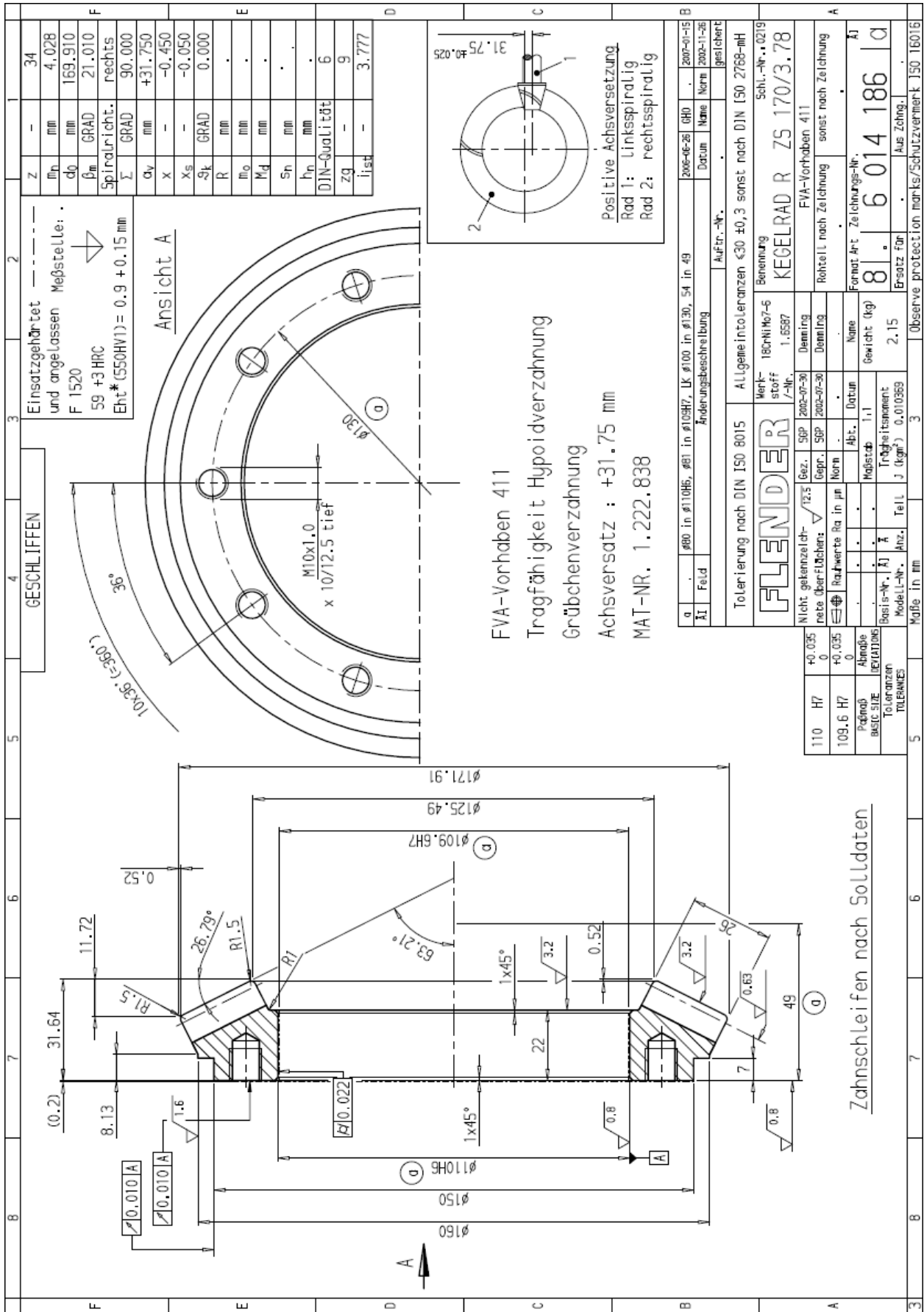
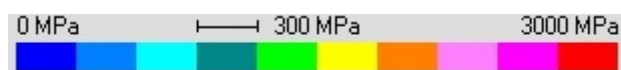


Bild A-7: G31,75 - Rad

A3 Prüfverzahnungen - Lasttragbilder

	G0gr			G0kl		
	Ferse	Kopf	Zehe	Ferse	Kopf	Zehe
LS1 59 Nm						
LS2 90 Nm						
LS3 129 Nm						
LS4 175 Nm						
LS5 224 Nm						
LS6 285 Nm						
LS7 351 Nm						
LS8 424 Nm						
LS9 502 Nm						
LS10 589 Nm						
	Ferse	Fuß	Zehe	Ferse	Fuß	Zehe

Tabelle A-1: Lasttragbilder der Variante G0 dargestellt auf der Tellerrad-Zugflanke (die weiße Linie markiert den Tellerradteilkegel)



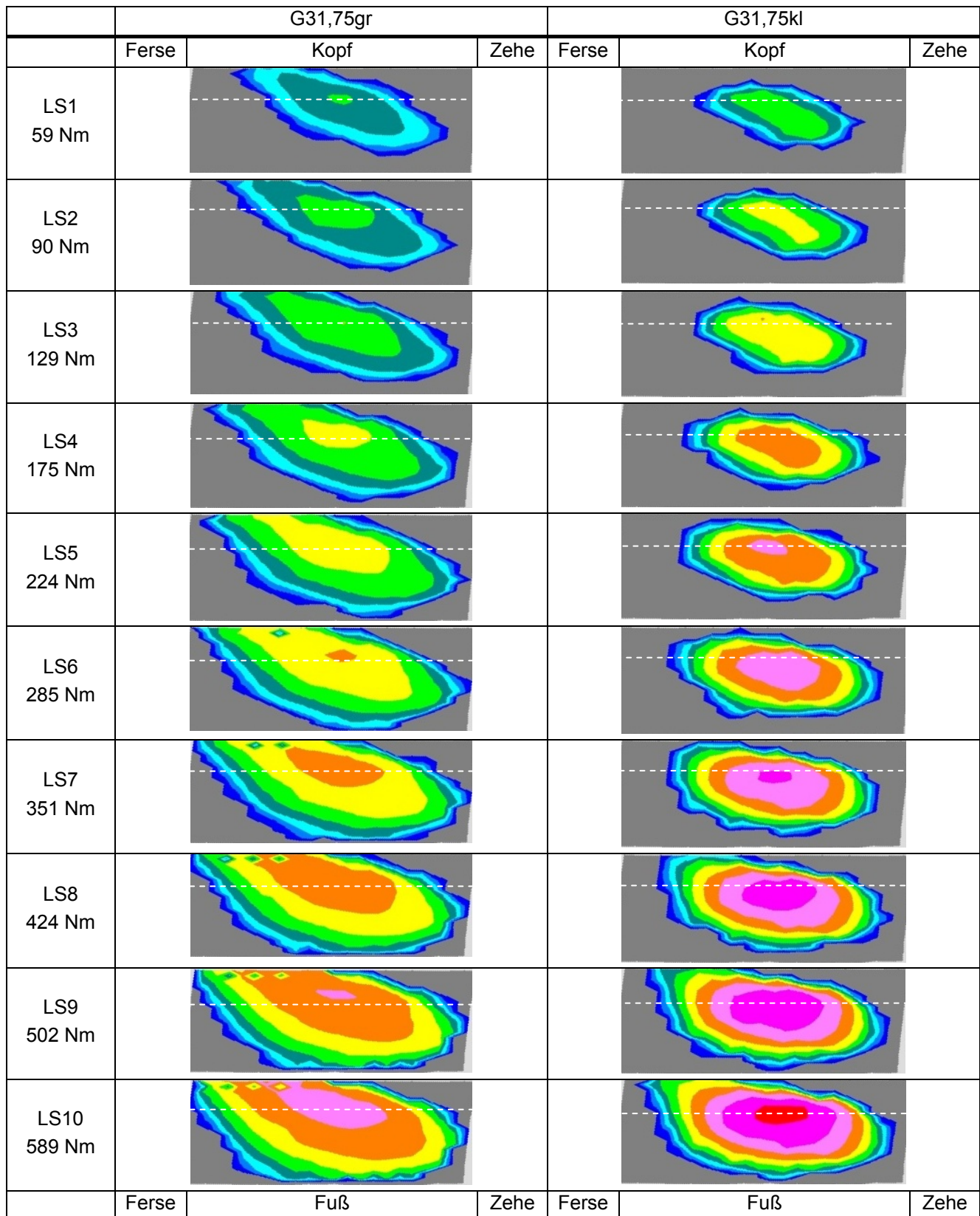


Tabelle A-2: Lasttragbilder der Variante G31,75 dargestellt auf der Tellerrad-Zugflanke (die weiße Linie markiert den Tellerradteilkegel)




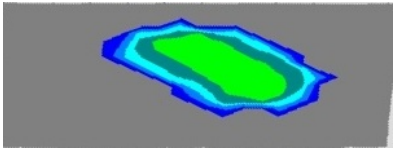

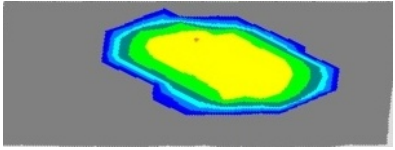

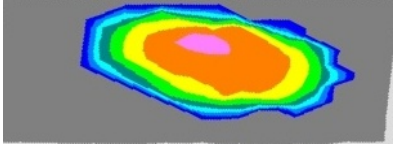

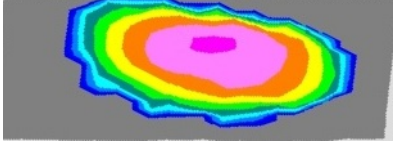

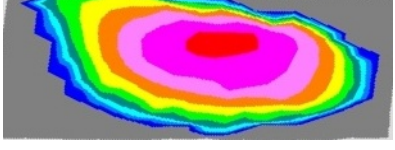
	Lastragbild aufgenommen im Prüfstand	mit BECAL berechnetes Lastragbild
LS1 59 Nm		
LS3 129 Nm		
LS5 224 Nm		
LS7 351 Nm		
LS10 589 Nm		

Tabelle A-3: Vergleich der Lastragbilder der Variante G31,75kl dargestellt auf der Tellerrad-Zugflanke

Anhang B

Versuchsdaten

B1 Versuchsscheiben für die Reibungszahlmessungen	2
B2 Kegelradversuche.....	3

B1 Versuchsscheiben für die Reibungszahlmessungen

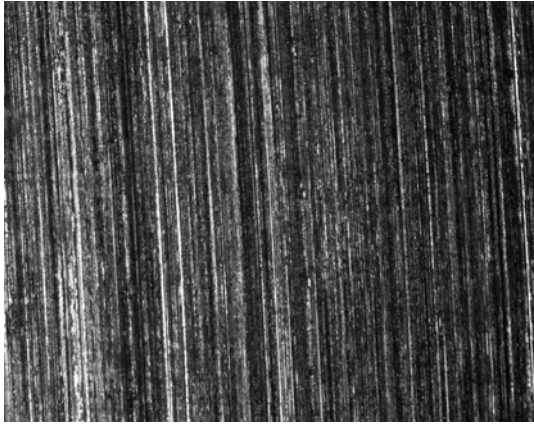
	Nummer	Rz (eingelaufen) [μm]	Oberflächenfoto (exemplarisch)
Querschleiff sehr fein	9034 / 9055	0,55 / 027	
Querschleiff fein	9001 / 9028	2,02 / 1,70	
Querschleiff mittel	9007 / 9036	2,45 / 2,91	
Querschleiff rau	9009 / 9054	2,88 / 2,82	

Tabelle B1-1: Daten der Scheiben für die Reibungszahlmessungen - Querschleiff

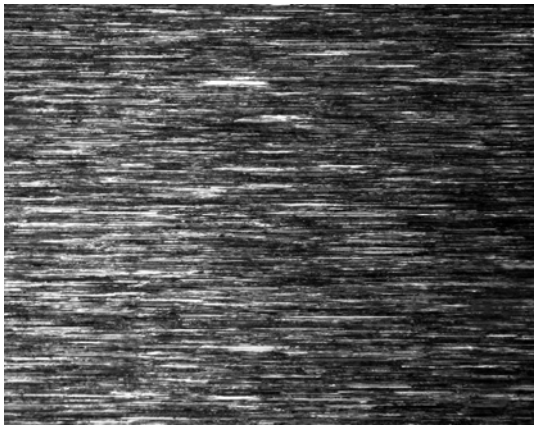
	Nummer	Rz (eingelaufen) [μm]	Oberflächenfoto (exemplarisch)
Längsschleiff fein	9033 / 9060	1,68 / 1,83	
Längsschl. mittel	9035 / 9038	2,33 / 2,20	
Längsschleiff rau	9024 / 9057	2,68 / 2,99	

Tabelle B1-2: Daten der Scheiben für die Reibungszahlmessungen - Längsschleiff

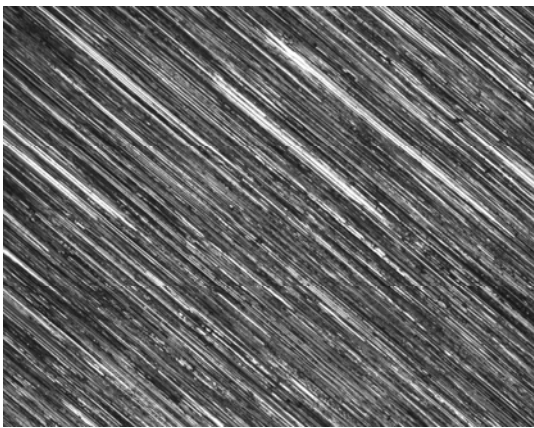
	Nummer	Rz (eingelaufen) [μm]	Oberflächenfoto (exemplarisch)
Schrägschleiff 30°	9037 / 9046	1,46 / 2,06	
Schrägschleiff 45°	9011 / 9025	2,66 / 1,78	
Quer- / Längsschleiff	9066 / 9036	2,33 / 2,91	

Tabelle B1-3: Daten der Scheiben für die Reibungszahlmessungen - Schrägschleiff

B2 Kegelradversuche

Verzahnung	Nummer	Schadenslaststufe SLS / Ritzeldrehmoment [Nm]	Öltemp. [°C] am Ende der SLS	H / J [mm]	Rz (neu) [µm]
G0kl Zug	V9	LS9 / 495	130	H0 / J0	2,50 / 1,80
G0kl Zug	V11	LS4 / 175	93	H+0,4 / J-0,4	2,40 / 2,10
G0kl Zug	V17	LS8 / 411	112	H+0,4 / J-0,4	2,80 / 1,80
G0kl Zug	V20	LS8 / 430	115	H+0,4 / J-0,4	2,50 / 1,70
G31,75kl Zug	V25	LS9 / 502	167	H0 / J0	2,10 / 1,90
G31,75kl Zug	V55	LS3 / 129	123	H0 / J0	2,20 / 2,00

Tabelle B2-1: Versuchsdaten zum Einfluss eines Einlaufs

Verzahnung	Nummer	Schadenslaststufe SLS / Ritzeldrehmoment [Nm]	Öltemp. [°C] am Ende der SLS	H / J [mm]	Rz (neu) [µm]
G0gr Schub	V46	LS9 / 501	134	H0 / J0	2,50 / 1,70
G15gr Schub	V2	LS5 / 229	131	H-0,3 / J+0,2	4,00 / 3,70
G31,75gr Schub	V65	LS4 / 180	130	H-0,3 / J+0,2	4,00 / 3,00
G0kl Zug	V9	LS9 / 495	130	H0 / J0	2,50 / 1,80
G31,75kl Zug	V17	LS3 / 129	108	H-0,2 / J+0,2	2,50 / 1,80

Tabelle B2-2: Versuchsdaten zum Einfluss der Achsversetzung

Verzahnung	Nummer	Schadenslaststufe SLS / Ritzeldrehmoment [Nm]	Öltemp. [°C] am Ende der SLS	H / J [mm]	Rz (neu) [µm]
G0gr Zug	V5	LS9 / 500	128	H0 / J0	3,70 / 1,70
G0kl Zug	V9	LS9 / 495	130	H0 / J0	2,50 / 1,80
G0gr Schub	V46	LS9 / 501	134	H0 / J0	2,50 / 1,70
G0kl Schub	V36	LS8 / 430	117	H0 / J0	2,70 / 1,60
G31,75gr Zug	V11	LS8 / 424	147	H0 / J0	2,60 / 2,10
G31,75kl Zug	V9	LS8 / 424	134	H0 / J0	2,30 / 2,70
G31,75gr Schub	V45	LS8 / 424	140	H0 / J0	3,60 / 2,70
G31,75kl Schub	V25	LS9 / 501	167	H0 / J0	2,10 / 1,90

Tabelle B2-3: Versuchsdaten zum Einfluss der Tragbildgröße

Verzahnung	Nummer	Schadenslaststufe SLS / Ritzeldrehmoment [Nm]	Öltemp. [°C] am Ende der SLS	H / J [mm]	Rz (neu) [µm]
G0kl Zug	V9	LS9 / 495	130	H0 / J0	2,50 / 1,80
G0kl Zug	V17	LS8 / 411	112	H+0,4 / J-0,4	2,80 / 1,80
G0kl Zug	V10	LS9 / 481	130	H-0,2 / J-0,2	2,50 / 2,50
G0kl Zug	V18	LS10 / 586	138	H+0,4 / J+0,6	2,60 / 2,40
G0kl Schub	V36	LS8 / 430	117	H0 / J0	2,70 / 1,60
G0kl Schub	V42	LS6 / 285	117	H-0,3 / J+0,4	2,20 / 1,50
G0kl Schub	V40	LS7 / 373	100	H+0,3 / J-0,3	2,60 / 2,20
G0kl Schub	V38	LS10 / 587	155	H+0,3 / J+0,8	2,50 / 1,70

Tabelle B2-4: Versuchsdaten zum Einfluss der Tragbildlage (G0kl)

Verzahnung	Nummer	Schadenslaststufe SLS / Ritzeldrehmoment [Nm]	Öltemp. [°C] am Ende der SLS	H / J [mm]	Rz (neu) [µm]
G31,75kl Zug	V9	LS9 / 503	147	H0 / J0	2,30 / 2,70
G31,75kl Zug	V15	LS7 / 352	143	H-0,8 / J+1,0	2,60 / 1,40
G31,75kl Zug	V13	LS9 / 503	150	H+0,4 / J-0,4	2,80 / 1,70
G31,75kl Zug	V19	LS9 / 502	146	H+0,4 / J+1,0	2,60 / 1,80
G31,75kl Schub	V25	LS9 / 502	167	H0 / J0	2,10 / 1,90
G31,75kl Schub	V33	LS7 / 351	129	H0 / J+1,0	2,10 / 2,10
G31,75kl Schub	V35	LS7 / 351	131	H-0,6 / J0	2,00 / 2,00
G31,75kl Schub	V37	LS11 / 682	166	H+0,8 / J+0,6	2,20 / 1,80

Tabelle B2-5: Versuchsdaten zum Einfluss der Tragbildlage (G31,75kl)

Verzahnung	Nummer	Schadenslaststufe SLS / Ritzeldrehmoment [Nm]	Öltemp. [°C] am Ende der SLS	H / J [mm]	Rz (neu) [µm]
G0gr Zug „Ritzel treibt“	V5	LS9 / 500	128	H0 / J0	3,70 / 1,70
G0gr Zug „Rad treibt“	V44	LS5 / 223	115	H-0,2 / J0	5,10 / 4,70
G0gr Schub „Ritzel treibt“	V46	LS9 / 501	134	H0 / J0	2,50 / 1,70
G0gr Schub „Rad treibt“	V48	LS3 / 129	88	H-0,2 / J+0,2	3,50 / 3,30

Tabelle B2-6: Versuchsdaten zum Einfluss der Treibrichtung (G0gr)

Verzahnung	Nummer	Schadenslaststufe SLS / Ritzeldrehmoment [Nm]	Öltemp. [°C] am Ende der SLS	H / J [mm]	Rz (neu) [µm]
G0kl Zug „Ritzel treibt“	V9	LS9 / 495	130	H0 / J0	2,50 / 1,80
G0kl Zug „Rad treibt“	V30	LS7 / 336	125	H0 / J0	2,50 / 1,50
G0kl Schub „Ritzel treibt“	V36	LS8 / 430	117	H0 / J0	2,70 / 1,60
G0kl Schub „Rad treibt“	V25	LS5 / 226	96	H-0,1 / J+0,1	2,60 / 2,10

Tabelle B2-7: Versuchsdaten zum Einfluss der Treibrichtung (G0kl)

Verzahnung	Nummer	Schadenslaststufe SLS / Ritzeldrehmoment [Nm]	Öltemp. [°C] am Ende der SLS	H / J [mm]	Rz (neu) [µm]
G31,75gr Zug „Ritzel treibt“	V11	LS8 / 424	147	H0 / J0	2,60 / 2,10
G31,75gr Zug „Rad treibt“	V43	LS9 / 502	151	H-0,1 / J0	2,50 / 1,90
G31,75gr Schub „Ritzel treibt“	V45	LS8 / 424	140	H0 / J0	3,60 / 2,70
G31,75gr Schub „Rad treibt“	V59	LS8 / 423	145	H0 / J0	4,00 / 2,80

Tabelle B2-8: Versuchsdaten zum Einfluss der Treibrichtung (G31,75gr)

Verzahnung	Nummer	Schadenslaststufe SLS / Ritzeldrehmoment [Nm]	Öltemp. [°C] am Ende der SLS	H / J [mm]	Rz (neu) [µm]
G31,75kl Zug „Ritzel treibt“	V9	LS8 / 424	134	H0 / J0	2,30 / 2,70
G31,75kl Zug „Rad treibt“	V31	LS9 / 502	165	H0 / J0	2,80 / 1,80
G31,75kl Schub „Ritzel treibt“	V25	LS9 / 502	167	H0 / J0	2,10 / 1,90
G31,75kl Schub „Rad treibt“	V23	LS9 / 502	149	H0 / J0	2,20 / 2,00

Tabelle B2-9: Versuchsdaten zum Einfluss der Treibrichtung (G31,75kl)

ANHANG C

Diskussion des Ansatzes zur Berechnung der Verzahnungsverlustleistung nach Wech

Für die Berechnung der Massentemperatur wird im Rahmen dieser Arbeit der Ansatz von [Otto] an die Bedingungen der Kegelrad- und Hypoidverzahnungen angepasst (siehe 4.4). Als maßgebliche Einflussgröße wird dabei die nach [Wech] bestimmte Verzahnungsverlustleistung P_{VZP} herangezogen. Damit wird auch auf die dazugehörige Reibungszahl nach [Wech] zurückgegriffen, die im Vergleich zu den am ZSP und 3SP gemessenen Reibungszahlen (siehe 4.1) deutlich zu niedrige Werte aufwies (Mittelwert $\bar{\mu}(\mu_{ber}/\mu_{gem}) = 0,62$ bei Standardabweichung $\sigma = 46,4\%$). Dass die Verwendung des Ansatzes zur Verzahnungsverlustleistung nach [Wech] trotz der Diskrepanzen bei der Reibungszahl zulässig ist, soll anhand der folgenden Diskussion des Rechenverfahrens gezeigt werden:

In der Arbeit [Wech] wurde das Verlustverhalten von Kegelrad- und Hypoidverzahnungen anhand einer Vielzahl von Verzahnungsgeometrien und Schmierungsvarianten systematisch untersucht. Dabei wurde jeweils die im verwendeten Verspannungsprüfstand auftretende Gesamtverlustleistung P_V gemessen und auf die in einem der Prüfgetriebe auftretende Verzahnungsverlustleistung P_{VZP} heruntergerechnet. Die Umrechnung dieser Verzahnungsverlustleistung P_{VZP} auf eine mittlere Verzahnungsreibungszahl μ_{mZ} erfolgt mittels des Zahnverlustfaktors H_V (C-1). Dieser ist nach Ohlendorf [Ohle] als Integral des Produkts aus lokaler Zahnnormalkraft und lokaler Gleitgeschwindigkeit definiert (C-2):

$$P_{VZP} = \mu_{mZ} \cdot H_V \cdot P_A \quad \Rightarrow \quad \mu_{mZ} = \frac{P_{VZP}}{H_V \cdot P_A} \quad (C-1)$$

$$\text{mit } H_V = \frac{1}{\rho_{et}} \cdot \int_{y=0}^b \int_{x=A}^E \frac{f_{N,i}(x,y)}{F_{bt}} \cdot \frac{v_{g,i}(x,y)}{v_{tb}} dx dy \quad (C-2)$$

Um den Zahnverlustfaktor H_V mittels eines einfachen Ansatzes ohne Zahnkontaktanalyse bestimmen zu können, griff [Wech] auf vereinfachte Ansätze zur Berechnung der lokalen Zahnnormalkraft und Gleitgeschwindigkeit über dem Eingriffsfeld zurück. Der Ansatz zur Bestimmung der lokalen Zahnnormalkraft basiert auf der Annahme eines elliptischen Eingriffsfelds (vgl. Coleman [Cole]), das wiederum die Berührlinienlängen und damit die Überdeckung und somit die Aufteilung der Gesamtnormalkraft auf die im Eingriff befindlichen Zähne bestimmt. Bild C-1 zeigt für die auch im Rahmen dieser Arbeit betrachteten Prüfverzahnungen A0, A6, A12 und A22 von [Wech] die sich aus den vereinfachenden Annahmen ergebenden Verläufe der lokalen Zahnnormalkraft und Gleitgeschwindigkeit über der Eingriffsstrecke:

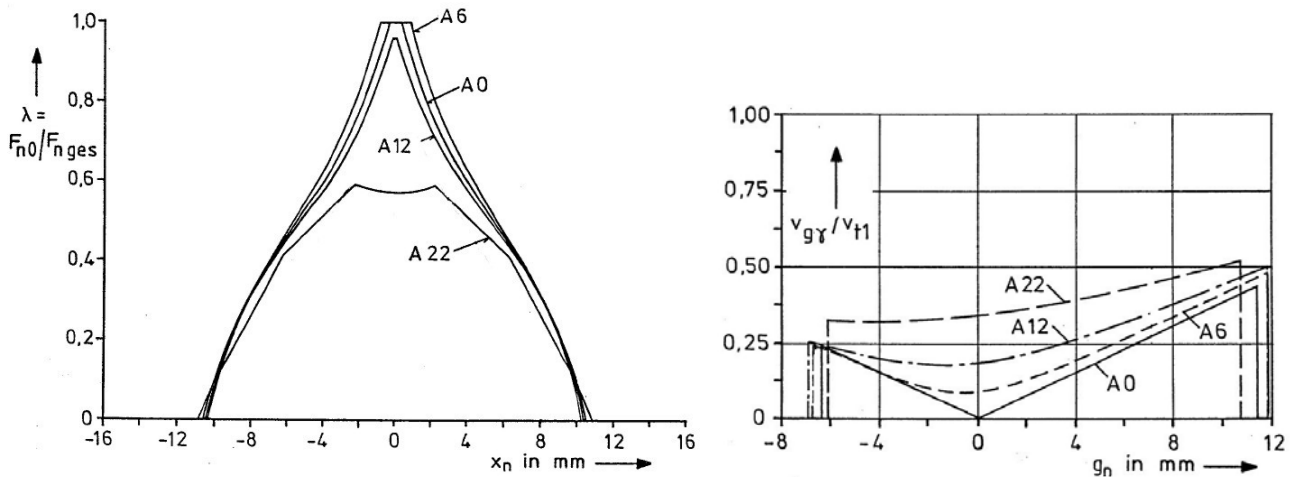


Bild C-1: Annahmen zum Verlauf der lokalen Zahnnormalkraft (links) und lokalen Gleitgeschwindigkeit (rechts) nach [Wech] über der Eingriffsstrecke

In Bild C-2 sind für dieselben Verzahnungen die mittels einer Zahnkontaktanalyse (ZKA) ermittelten Lastanteile eines Zahns über dem Eingriff dargestellt. Es zeigt sich, dass diese deutlich von den nach [Wech] ermittelten abweichen (vgl. Bild C-1). Die Erklärung dafür liegt in den oben erwähnten vereinfachenden Annahmen zum Eingriffsfeld. Zusätzlich verdeutlicht wird dies auch durch die in Tabelle C-1 gegenübergestellten rechnerischen

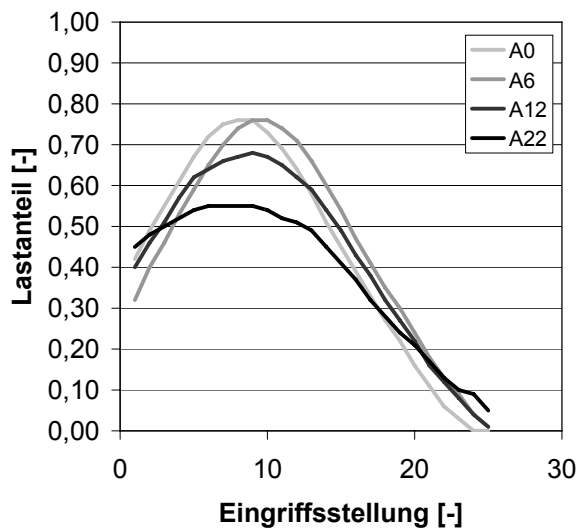


Bild C-2: Rechnerische Lastanteile über der Eingriffsstellung

Gesamtüberdeckungen ermittelt nach [Wech] bzw. aus der Zahnkontaktanalyse (ZKA). Die tatsächlichen Überdeckungen liegen deutlich über den nach [Wech] ermittelten:

Verzahnung	ϵ_γ (Wech)	ϵ_γ (ZKA)
A0	1,92	2,42
A6	1,84	2,41
A12	2,04	2,58
A22	2,58	3,08

Tabelle C-1: Vergleich der berechneten Gesamtüberdeckungen bei $T_1 = 300 \text{ Nm}$

Diese Unterschiede führen auch zu Abweichungen beim Zahnverlustfaktor: Bild C-3 zeigt die sich für die Prüfverzahnungen aus den obigen Verläufen ergebenden Zahnverlustfaktoren H_V nach [Wech] im Vergleich zu den mittels einer Zahnkontaktanalyse (ZKA) ermittelten lokalen Zahnverlustfaktoren H_{VL} . Es zeigt sich deutlich, dass der nach [Wech] ermittelte Zahnverlustfaktor H_V überproportional mit der Achsversetzung steigt und die Abweichungen zum lokalen Zahnverlustfaktor H_{VL} mit steigender Achsversetzung zunehmen.

Da sich die Reibungszahl nach [Wech] aus dessen gemessenen Verzahnungsverlustleistungen ergab (C-1), erklärt der überproportionale Anstieg des Zahnverlustfaktors die mit zunehmender Achsversetzung (= steigender Gleitgeschwindigkeit / Gleitfaktor) sinkende mittlere Verzahnungsreibungszahl ($\mu_{mZ} \sim 1/K_{gm}^{0,6}$) und damit auch den Widerspruch zu den aus der Literatur bekannten und im Rahmen dieser Arbeit bestätigten Erkenntnissen zum Einfluss der Gleitgeschwindigkeit.

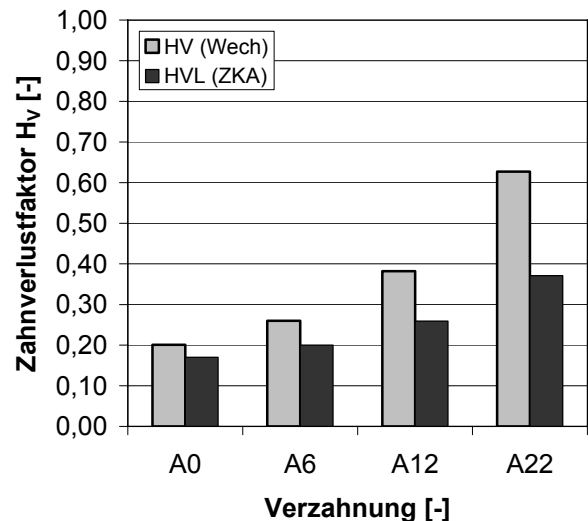


Bild C-3: Zahnverlustfaktor H_V nach [Wech] im Vergleich zum lokalen Zahnverlustfaktor H_{VL} aus der ZKA

Fazit

Die Diskussion des Ansatzes zur Berechnung der Verzahnungsverlustleistung nach [Wech] zeigte Diskrepanzen bei der Bestimmung der mittleren Verzahnungsreibungszahl, die sich aus vereinfachenden Annahmen zur Berechnung des Verlustfaktors ergeben. Der Messungen basierende Ansatz der Verzahnungsverlustleistung als Produkt von Verzahnungsreibungszahl, Verlustfaktor und Antriebsleistung wird damit jedoch nicht in Frage gestellt. Im Gegensatz zur Berechnung der lokalen Fresssicherheit, die maßgeblich auf einer lokalen Reibungszahl basiert, ist darüber hinaus bei der Berechnung der Massentemperatur ein integraler Wert der Verlustleistung ausreichend. Aus diesen beiden Gründen ist die Verwendung des Verlustleistungsansatzes von [Wech] bei der Berechnung der Massentemperatur im Rahmen dieser Arbeit durchaus zulässig. In Zukunft sollte jedoch auf Basis der heutigen Methoden zur lokalen Beanspruchungsrechnung (Zahnkontaktanalyse) ein neuer einfacher Ansatz für den Verlustfaktor für Kegelrad- und Hypoidverzahnungen entwickelt werden, der dann auch im Einklang mit den in dieser Arbeit beschriebenen Erkenntnissen zur lokalen Reibungszahl steht.

Dissertationen der FZG

- 1 PERRET H.: Übertragung konstanter Leistung durch stufenlos mechanische Regeltriebe, TH Braunschweig, 1935
- 2 BELLMANN H.: Beiträge zur Prüfung von Bremsbelägen, TH Braunschweig, 1939
- 3 HIERSIG H. M.: Der Zusammenhang von Gestaltung und Beanspruchung bei Schneckengetrieben mit Evolventenverzahnung, TH Braunschweig, 1943
- 4 HELBIG F.: Walzenfestigkeit und Grübchenbildung von Zahnrad- und Wälzlagerwerkstoffen, TH Braunschweig, 1943
- 5 ARF D.: Pendelrollenlager mit symmetrischen und unsymmetrischen Rollen, TH Braunschweig, 1944
- 6 OESMANN W.: Entwicklung einer Stahlsand-Schalt- und Regelkupplung, TH Braunschweig, 1945
- 7 RUBO E.: Ermittlung der Achsfehler-Empfindlichkeit verschiedener Zylinder-Schneckengetriebe mit Hilfe des Einlauf-Abschliffvolumens, TH Braunschweig, 1948
- 8 GLAUBNITZ H.: Drehmomentmessungen zum Wendevorgang bei Raupenfahrwerken, TH Braunschweig, 1948
- 9 TALKE H.: Beiträge zur hydrodynamischen Schmiertheorie des ebenen Gleit-schuhes auf ebener Fläche, TH Braunschweig, 1948
- 10 CRAMER H.: Über die Reibung und Schmierung feinmechanischer Geräte, TH Braunschweig, 1949
- 11 THOMAS W.: Reibscheiben-Regelgetriebe mit Linienberührung, TH Braunschweig, 1949
- 12 MAUSHAKE W.: Theoretische Untersuchung von Schneckengetrieben mit Globoidschnecke und Stirnrad, TH Braunschweig, 1950
- 13 KRAUPNER K. W.: Das plastische Verhalten umlaufender Stahlrollen bei Punktberührung, TH Braunschweig, 1951
- 14 BANASCHEK K.: Die Gleitreibung geschmierter Flächen kleiner Schmiegun. Einfluss von Werkstoffpaarung, Krümmung, Oberfläche und Schmierstoff, TH Braunschweig, 1951
- 15 HEYER E.: Versuche mit Zylinderschneckenrieben. Einfluss von Zahnform, Modul, Durchmesser und Schmierstoff auf Verlustleistung und Tragfähigkeit, TH München, 1952
- 16 HENTSCHEL G.: Der Hochleistungswälztrieb. Entwicklungsstand und Entwicklungsmöglichkeiten, TH München, 1952
- 17 WINTER H.: Tragfähigste Evolventengeradverzahnung, TH München, 1954
- 18 ROY A. K.: Spannungsoptische Untersuchung eines schrägverzahnten Stirnrades, TH München, 1957
- 19 RETTIG H.: Dynamische Zahnkraft, TH München, 1957

- 20 OHLENDORF H.: Verlustleistung und Erwärmung von Stirnrädern, TH München, 1958
- 21 UNTERBERGER M.: Geräuschuntersuchungen an geradverzahnten Zahn-rädern, TH München, 1958
- 22 LOOMAN J.: Das Abrichten von profilierten Schleifscheiben zum Schleifen von schrägverzahnten Stirnrädern, TH München, 1959
- 23 JARCHOW F.: Versuche an Stirnrad-Globoidschneckenrieben, TH München, 1960
- 24 POPOVIC L.: Einfluss von Zahnform und Bearbeitung auf die Zahnfußfestigkeit, TH München, 1960
- 25 EHRENSPIEL K.: Die Festkörperreibung von geschmierten und unge-schmierten Metallpaarungen mit Linienberührung, TH München, 1962
- 26 PITTROFF H.: Riffelbildung infolge Stillstandserschütterungen bei Wälzlagern, TH München, 1962
- 27 SCHREIBER H.: Zur Auswertung von Lebensdauerversuchen an Wälzlagern, TH München, 1962
- 28 ROTH K.: Untersuchungen über die Eignung der Evolventenzahnform für eine allge-mein verwendbare feinwerktechnische Normverzahnung, TH München, 1963
- 29 NARUSE C.: Verschleiß, Tragfähigkeit und Verlustleistung bei Schraubenrad-getrieben, TH München, 1964
- 30 GARTNER F.: Die Mischreibung bei Linienberührung, TH München, 1964
- 31 ASSMANN H.: Vergleichende Untersuchung von Getriebeölen im FZG-Stirn-rad- und Esso-Hypoidprüfstand, TH München, 1965
- 32 REISTER D.: Einseitiges Breitentragen bei Stirnrädern, TH München, 1965
- 33 KORRENN H.: Gleitreibung in den Kontaktstellen zwischen den Wälzkörpern und den Laufbahnen der Ringe von Wälzlagern, TH München, 1965
- 34 HÖSEL T.: Geräuschuntersuchungen an schrägverzahnten Stirnrädern mit Evolven-tenverzahnung, TH München, 1965
- 35 LANGENBECK K.: Die Verschleiß- und Fressgrenzlast der Hypoidgetriebe, TH Mün-chen, 1966
- 36 MEMMEL M.: Untersuchungen über die Tragfähigkeit und Gebrauchsdauer von Gelenklagern, TH München, 1966
- 37 BÖTSCH H.: Der Einfluss der Oberflächenbearbeitung und -behandlung auf die Flankenfestigkeit von Stirnrädern aus Vergütungsstahl, TH München, 1966
- 38 LECHNER G.: Die Fresslastgrenze bei Stirnrädern aus Stahl, TH München, 1966
- 39 LANGE S.: Untersuchungen von Helicon- und Spiroidgetrieben mit abwickel-baren Schneckenflanken nach der hydrodynamischen und nach der Hertz'-schen Theorie, TH München, 1967
- 40 SCHWÄGERL D.: Untersuchung von Helicon- und Spiroidgetrieben mit trapez-förmigem Schneckenprofil nach der Hertz'schen und nach der hydrodyna-mischen Theorie, TH München, 1967

- 41 MICHELS K.: Schneckengetriebe mit Werkstoffpaarung Stahl / Grauguss, TH München, 1968
- 42 GACKSTETTER G.: Verlustarme Verzahnung, TH München, 1968
- 43 GEUPEL H.: Flüssigkeitsreibung bei Punktberührung, TH München, 1969
- 44 GREKOUSSIS R.: Vergleichende Untersuchungen zur Fresstragfähigkeit von Hypoid- und Stirnrädern, TH München, 1969
- 45 BAETHGE J.: Zahnfederhärte, Drehwegfehler und Geräusch bei Stirnrädern, TH München, 1969
- 46 SCHULZ H. D.: Untersuchung über Tragfähigkeiten und Verlustleistung von Schneckengetrieben mit trapezförmigem Schneckenprofil und kegeliger Schnecke, TH München, 1969
- 47 STÖLZLE K.: Leistungsübertragung in Planetengetrieben bei statischem und dynamischem Betrieb. Berechnung, Optimierung und Versuchsergebnisse, TH München, 1970
- 48 SEITZINGER K.: Die Erwärmung einsatzgehärteter Zahnräder als Kennwert für ihre Fresstragfähigkeit, TU München, 1971
- 49 STÖSSEL K.: Reibungszahlen unter elasto-hydrodynamischen Bedingungen, TU München, 1971
- 50 SCHMIDT G.: Berechnung der Wälzpressung schrägverzahnter Stirnräder unter Berücksichtigung der Lastverteilung, TU München, 1972
- 51 HIRT M.: Einfluss der Zahnfußausrundung auf Spannung und Festigkeit von Geradstirnrädern, TU München, 1974
- 52 WILKESMANN H.: Berechnung von Schneckengetrieben mit unterschiedlichen Zahnprofilformen (Tragfähigkeits- und Verlustleistung für Hohlkreis-, Evolventen- und Geradlinienprofil), TU München, 1974
- 53 RICHTER M.: Der Verzahnungswirkungsgrad und die Fresstragfähigkeit von Hypoid- und Schraubenradgetrieben – Versuchsergebnisse und Berechnungsmethoden, TU München, 1976
- 54 RÖSCH H.: Untersuchungen zur Wälzfestigkeit von Rollen – Einfluss von Werkstoff, Wärmebehandlung und Schlupf, TU München, 1976
- 55 GAGGERMEIER H.: Untersuchungen zur Reibkraftübertragung in Regel-Reibradgetrieben im Bereich elasto-hydrodynamischer Schmierung, TU München, 1977
- 56 KÄSER W.: Beitrag zur Grübchenbildung an gehärteten Zahnrädern. Einfluss von Härtetiefe und Schmierstoff auf die Flankentragfähigkeit, TU München, 1977
- 57 KNABEL W.: Geräusche und Schwingungen an Stirnradgetrieben. Untersuchungen geometrischer Einflüsse bei hohen Drehzahlen und Belastungen, TU München, 1977
- 58 WIRTH X.: Über den Einfluss von Schleifkerben auf die Zahnfußtragfähigkeit und das Schädigungsverhalten oberflächengehärteter Zahnräder, TU München, 1977

- 59 HUBER G.: Zylinderschneckengetriebe, ein Beitrag zur Berechnung von Grübchen- und Gleitverschleiß und Angaben zum Wirkungsgradverhalten aus Versuchen, TU München, 1978
- 60 BROSSMANN U.: Über den Einfluss der Zahnfußausrundung und des Schrägungswinkels auf Beanspruchung und Festigkeit schrägverzahnter Stirnräder, TU München, 1979
- 61 PLEWE H.-J.: Untersuchungen über den Abriebverschleiß von geschmierten, langsam laufenden Zahnrädern, TU München, 1980
- 62 FRESEN G.: Untersuchungen über die Tragfähigkeit von Hypoid- und Kegelradgetrieben (Grübchen, Ridging, Rippling, Graufleckigkeit und Zahnbruch), TU München, 1981
- 63 OSTER P.: Beanspruchung der Zahnflanken unter Bedingungen der Elastohydrodynamik, TU München, 1982
- 64 HORNUNG K.: Zahnräder aus Bainitischem Gusseisen mit Kugelgraphit, TU München, 1983
- 65 WEISS T.: Zum Festigkeits- und Verzugsverhalten von randschichtgehärteten Zahnrädern, TU München, 1983
- 66 VOJACEK H.: Das Reibungsverhalten von Fluiden unter elastohydrodynamischen Bedingungen. Einfluss der chem. Struktur des Fluides, der Werkstoffe und der Makro- und Mikrogeometrie der Gleit / Wälzkörper, TU München, 1984
- 67 SCHÖNNENBECK G.: Einfluss der Schmierstoffe auf die Zahnflankenermüdung (Graufleckigkeit und Grübchenbildung) hauptsächlich im Umfangsgeschwindigkeitsbereich 1...9 m/s, TU München, 1984
- 68 WIENER H.: Untersuchung der Rollenkinematik im Axial-Pendelrollenlager, TU München, 1984
- 69 MATHIAK D.: Untersuchungen über Flankentragfähigkeit, Zahnfußtragfähigkeit und Wirkungsgrad von Zylinderschneckengetrieben, TU München, 1984
- 70 STRASSER H.: Einflüsse von Verzahnungsgeometrie, Werkstoff und Wärmebehandlung auf die Zahnfußtragfähigkeit, TU München, 1984
- 71 JOACHIM F.-J.: Untersuchungen zur Grübchenbildung an vergüteten und normalisierten Zahnrädern (Einfluss von Werkstoffpaarung, Oberflächen- und Eigenspannungszustand), TU München, 1984
- 72 GERBER H.: Innere dynamische Zusatzkräfte bei Stirnradgetrieben – Modellbildung, innere Anregung und Dämpfung, TU München, 1984
- 73 SIMON M.: Messung von elasto-hydrodynamischen Parametern und ihre Auswirkung auf die Grübchentragfähigkeit vergüteter Scheiben und Zahnräder, TU München, 1984
- 74 SCHMIDT W.: Untersuchungen zur Grübchen- und zur Zahnfußtragfähigkeit geradzahnter evolventischer Innenstirnräder, TU München, 1984

-
- 75 FUNCK G.: Wärmeabführung bei Getrieben unter quasistationären Betriebsbedingungen, TU München, 1985
 - 76 PAUL M.: Einfluss von Balligkeit und Lageabweichungen auf die Zahnfußbeanspruchung spiralverzahnter Kegelräder, TU München, 1986
 - 77 HOPPE F.: Das Abschalt- und Betriebsverhalten von mechanischen Sicherheitskupplungen, TU München, 1986
 - 78 MICHAELIS K.: Die Integraltemperatur zur Beurteilung der Fresstragfähigkeit von Stirnradgetrieben, TU München, 1987
 - 79 WECH L.: Untersuchungen zum Wirkungsgrad von Kegelrad- und Hypoidge-trieben, TU München, 1987
 - 80 KNAUER G.: Zur Grübchentragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder – Ein-fluss von Werkstoff, Schmierstoff und Betriebstemperatur, TU München, 1988
 - 81 PLACZEK T.: Lastverteilung und Flankenkorrektur in gerad- und schrägver-zahnten Stirnradstufen, TU München, 1988
 - 82 PFLAUM H.: Das Reibungsverhalten ölgeschmierter Kegelreibkupplungen in Syn-chronisationseinrichtungen von Krafftfahrzeug-Schaltgetrieben, TU München, 1988
 - 83 BRINCK P.: Zahnfußtragfähigkeit oberflächengehärteter Stirnräder bei Last-richtungsumkehr, TU München, 1989
 - 84 entfallen
 - 85 NEUPERT K.: Verschleißtragfähigkeit und Wirkungsgrad von Zylinder-Schneckengetrieben, TU München, 1990
 - 86 PREXLER F.: Einfluss der Wälzflächenrauheit auf die Grübchenbildung ver-güteter Scheiben im EHD-Kontakt, TU München, 1990
 - 87 SCHALLER K.-V.: Betriebsfestigkeitsuntersuchungen zur Grübchenbildung an einsatzgehärteten Stirnradflanken, TU München, 1990
 - 88 COLLENBERG H.-F.: Untersuchungen zur Fresstragfähigkeit schnelllaufender Stirn-radgetriebe, TU München, 1991
 - 89 MÜLLER R.: Schwingungs- und Geräuschanregung bei Stirnradgetrieben, TU Mün-chen, 1991
 - 90 ANZINGER M.: Werkstoff- und Fertigungseinflüsse auf die Zahnfußtrag-fähigkeit, insbesondere im hohen Zeitfestigkeitsgebiet, TU München, 1991
 - 91 KAGERER E.: Messung von elastohydrodynamischen Parametern im hoch-belasteten Scheiben- und Zahnkontakt, TU München, 1991
 - 92 HASLINGER K.: Untersuchungen zur Grübchentragfähigkeit profilkorrigierter Zahn-räder, TU München, 1991
 - 93 VOLLHÜTER F.: Einfluss der Achsversetzung auf die Grübchen- und Zahnfuß-tragfähigkeit von spiralverzahnten Kegelrädern, TU München, 1992
 - 94 PINNEKAMP B.: Das Schaltverhalten von PKW-Getriebesynchronisierungen, TU München, 1992

- 95 SCHUBERT M.: Einfluss der Befestigungsart und Radkranzdicke auf die Zahntragfähigkeit von Innenstirnrädern, TU München, 1993
- 96 STEINGRÖVER K.: Untersuchung zu Verschleiß, Verlustgrad und Fressen bei Zylinder-Schneckengetrieben, TU München, 1993
- 97 ELSTORPFF M.-G.: Einflüsse auf die Grübchentragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder bis in das höchste Zeitfestigkeitsgebiet, TU München, 1993
- 98 EMMERT S.: Untersuchungen zur Zahnflankenermüdung (Graufleckigkeit, Grübchenbildung) schnelllaufender Stirnradgetriebe, TU München, 1994
- 99 SUCHANDT T.: Betriebsfestigkeitsuntersuchungen zur Zahnfußtragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder und zur Bruchfestigkeit vergüteter Laschenkettens, TU München, 1994
- 100 HÄMMERL B.: Lebensdauer- und Temperaturverhalten ölgekühlter Lamellenkupplungen bei Lastkollektivbeanspruchung, TU München, 1994
- 101 WEISS R.: Einfluss der Ölalterung auf die Zahnflankentragfähigkeit, TU München, 1994
- 102 SCHLENK L.: Untersuchungen zur Fresstragfähigkeit von Großzahnradern, TU München, 1995
- 103 MANN U.: Schmierfilmbildung in elastohydrodynamischen Kontakten, Einfluss verschiedener Grundöle und Viskositäts-Index-Verbesserer, TU München, 1995
- 104 RUDZEWSKI S.: Systemtechnische Verknüpfung eingeführter Getriebeberechnungsprogramme, TU München, 1995
- 105 RANK R.: Untersuchungen zur Lebensdauerprüfung von Synchronisierungen, TU München, 1995
- 106 EBERSPÄCHER C.: Reihenfolgeeffekte bei der Grübchen-Betriebsfestigkeit einsatzgehärteter Zahnräder, TU München, 1995
- 107 RANK B.: Untersuchungen zur Grübchenbildung bei Zylinder-Schneckengetrieben, TU München, 1996
- 108 SATTELBERGER K.: Schwingungs- und Geräuschanregung bei ein- und mehrstufigen Stirnradgetrieben, TU München, 1997
- 109 HIRSCHMANN V.: Tragfähigkeitsuntersuchungen an stufenlosen Umschlingungsgetrieben, TU München, 1997
- 110 THOMAS J.: Flankentragfähigkeit und Laufverhalten von hartfeinbearbeiteten Kegelnradern, TU München, 1998
- 111 WIKIDAL F.: Berechnung der Flankenpressung gerad- und schrägverzahnter Stirnräder für last- und fertigungsbedingte Abweichungen, TU München, 1998
- 112 PERPONCHER V. C.: Einflüsse von Reibflächentopographie und Beanspruchungen auf das Reibungs- und Verschleißverhalten von Synchronisierungen, TU München, 1998
- 113 SCHEDL U.: Einfluss des Schmierstoffs auf die Grübchenlebensdauer einsatzgehärteter Zahnräder, TU München, 1998

-
- 114 VOLLMER T.: Methodik zur Entwicklung einer Fahrstrategie für Fahrzeuge, ausgeführt am Beispiel des Autarken Hybrids, TU München, 1998
 - 115 HEITMANN A.: Entwicklung des i²-Getriebes für den Autarken Hybrid-Antriebsstrang, TU München, 1998
 - 116 PFLEGER F.: Schalt- und Lebensdauerverhalten von Lamellenkupplungen, TU München, 1998
 - 117 KERSCHL S.: Der Autarke Hybrid – Optimierung des Antriebsstrangs hinsichtlich Energieverbrauch und Bestimmung des Einsparpotenzials, TU München, 1998
 - 118 DÖBEREINER R.: Tragfähigkeit von Hochverzahnungen geringer Schwingungsanregung, TU München, 1998
 - 119 WEIGAND U.: Werkstoff- und Wärmebehandlungseinflüsse auf die Zahnfußtragfähigkeit, TU München, 1999
 - 120 SCHRADER U.: Einfluss von Verzahnungsgeometrie und Betriebsbedingungen auf die Graufleckentragfähigkeit von Zahnradgetrieben, TU München, 2000
 - 121 KÖLL J.: Konstruktion des Getriebes für ein Pkw-Hybridantriebssystem, TU München, 2000
 - 122 FÖRSTER W.: Der Lastschaltvorgang beim stufenlosen i²-Getriebe des Autarken Hybrid-Antriebsstrangs, TU München, 2000
 - 123 LANGE N.: Hoch fresstragfähige Schneckengetriebe mit Rädern aus Sphaeroguss, TU München, 2000
 - 124 LUTZ M.: Methoden zur rechnerischen Ermittlung und Optimierung von Tragbildern an Schneckengetrieben, TU München, 2000
 - 125 KOPATSCH F.: Wirksamkeit von Viskositätsindex-Verbesserern im EHD-Zahnradkontakt, TU München, 2000
 - 126 BAYERDÖRFER I.: Einfluss von betriebsbedingten Schmierstoffveränderungen auf die Flankentragfähigkeit einsatzgehärteter Stirnräder, TU München, 2000
 - 127 TOBIE T.: Zur Grübchen- und Zahnfußtragfähigkeit einsatzgehärteter Zahn-räder, TU München, 2001
 - 128 STAHL K.: Grübchentragfähigkeit einsatzgehärteter Gerad- und Schrägverzahnungen unter besonderer Berücksichtigung der Pressungsverteilung, TU München, 2001
 - 129 NEUMÜLLER M.: Einfluss der Ölalterung auf Reibungs- und Verschleißverhalten von Synchronisierungen, TU München, 2001
 - 130 MOSBACH C.: Das Reibungs- und Reibschwing-Verhalten nasslaufender Lamellenkupplungen, TU München, 2002
 - 131 DYLA A.: Modell einer durchgängig rechnerbasierten Produktentwicklung, TU München, 2002
 - 132 GRASWALD C.: Reibung im elastohydrodynamischen Kontakt von Reibradgetrieben, TU München, 2002

- 133 GEISER H.: Grundlagen zur Beurteilung des Schwingungsverhaltens von Stirnrädern, TU München, 2002
- 134 SCHINAGL S.: Zahnfußtragfähigkeit schrägverzahnter Stirnräder unter Berücksichtigung der Lastverteilung, TU München, 2002
- 135 DOLESCHER A.: Wirkungsgradberechnung von Zahnradgetrieben in Abhängigkeit vom Schmierstoff, TU München, 2003
- 136 ANNAST R.: Kegelrad-Flankenbruch, TU München, 2003
- 137 SÜSSMUTH J.-F.: Eignungsbeurteilung von Schmierstoffen für stufenlose Umschlingungsgetriebe, TU München, 2003
- 138 MATTEN D.: Methode zur Entwicklung ingenieurwissenschaftlicher Berechnungsprogramme, TU München, 2003
- 139 GEIER N.: Untersuchung des Reibungs- und Verschleißverhaltens nass-laufender Kupplungen in Abhängigkeit ihrer Reibflächentopographie, TU München, 2003
- 140 HERTTER T.: Rechnerischer Festigkeitsnachweis der Ermüdungstragfähigkeit vergüteter und einsatzgehärteter Stirnräder, TU München, 2003
- 141 KRIEGER H.: Alterung von Schmierstoffen im Zahnradprüfstand und in Praxisgetrieben, TU München, 2004
- 142 STEUTZGER M.: Einfluss der Baugröße auf die Zahnfußtragfähigkeit einsatzgehärteter Stirnräder, TU München, 2004
- 143 SCHMIDBAUER T.: Aufbau und Erprobung des Autarken Hybrid-Antriebsstrangs im Versuchsfahrzeug, TU München, 2004
- 144 LIU W.: Einfluss verschiedener Fertigungsverfahren auf die Graufleckentragfähigkeit von Zahnradgetrieben, TU München, 2004
- 145 FEHLING R.: Höhere Tragfähigkeit bei Zahnradflanken durch eine nicht-evolventische Profilmodifikation, TU München, 2004
- 146 GUTTENBERG P.: Der autarke Hybrid am Prüfstand – Funktion, Kraftstoffverbrauch und energetische Analyse, TU München, 2004
- 147 WIMMER T.: Einflüsse auf das Lastübernahmeverhalten von nasslaufenden Lamellenkupplungen, TU München, 2004
- 148 RADEV T.: Einfluss des Schmierstoffes auf die Grübchentragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder – Entwicklung des Praxisnahen Pittingtests, TU München, 2005
- 149 KRASDEV I.: Optimierung des Lastschaltvorgangs im i^2 -Getriebe, TU München, 2005
- 150 HEILEMANN J.: Tragfähigkeit und Wirkungsgrad bei unterschiedlichen Schnecken-Zahnflankenformen unter Berücksichtigung der Oberflächenhärte und Härtetiefe, TU München, 2005
- 151 HEIZENRÖTHER M.: Das Stirnraddifferenzial mit Innenverzahnung im Vergleich zum Kegelraddifferenzial inklusive einer Sperrwertanalyse, TU München, 2005
- 152 WIMMER A.: Lastverluste von Stirnradverzahnungen – Konstruktive Einflüsse, Wirkungsgradmaximierung, Tribologie, TU München, 2006

-
- 153 BRUCKMEIER S.: Flankenbruch bei Stirnradgetrieben, TU München, 2006
 - 154 HAUSER C.: Einfluss der Ölalterung auf Reibcharakteristik und Reibschwingverhalten von Lamellenkupplungen, TU München, 2007
 - 155 GROSSL A.: Einfluss von PVD-Beschichtungen auf die Flanken- und Fußtragfähigkeit einsatzgehärteter Stirnräder, TU München, 2007
 - 156 STEINBERGER, G.: Optimale Grübchentragfähigkeit von Schrägverzahnungen, TU München, 2007
 - 157 JAROS, M.: Integration des STEP-Produktmodells in den Getriebeentwicklungsprozess, TU München, 2007
 - 158 RADEV, S.: Einfluss von Flankenkorrekturen auf das Anregungsverhalten gerad- und schrägverzahnter Stirnradpaarungen, TU München, 2007
 - 159 BRAYKOFF, C.: Tragfähigkeit kleinmoduliger Zahnräder, TU München, 2007
 - 160 STANGL, M.: Methodik zur kinematischen und kinetischen Berechnung mehrwelliger Planeten-Koppelgetriebe, TU München, 2007
 - 161 STENICO, A.: Werkstoffmechanische Untersuchungen zur Zahnfußtragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder, TU München, 2007
 - 162 SCHWIENBACHER, S.: Einfluss von Schleifbrand auf die Flankentragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder, TU München, 2008
 - 163 WINKLER, J.: Tribologischer Schichtaufbau bei Synchronisierungen und sein Einfluss auf Reibung und Verschleiß, TU München, 2008
 - 164 WIRTH, C.: Zur Tragfähigkeit von Kegelrad- und Hypoidgetrieben, TU München, 2008
 - 165 KREIL, O.: Einfluss der Oberflächenstruktur auf Druckverteilung und Schmierfilmdicke im EHD-Kontakt, TU München, 2009
 - 166 OTTO, H.-P.: Flank load carrying capacity and power loss reduction by minimised lubrication, TU München, 2009
 - 167 OTTO, M.: Lastverteilung und Zahnradtragfähigkeit von schrägverzahnten Stirnrädern, TU München, 2009
 - 168 TOMIC, D.: Zum Verschleiß von Kegelreibkupplungen - Einflüsse von Belastung und Schmierstoff auf Reibschichteigenschaften, TU München, 2009
 - 169 WEISEL, C.: Schneckengetriebe mit lokal begrenztem Tragbild, TU München, 2009
 - 170 WEITL, R.: Zur Tragfähigkeitsberechnung von Wälzlagern und Stirnrädern, TU München, 2010
 - 171 MULZER, F.: Systematik hochübersetzender koaxialer Getriebe, TU München, 2010
 - 172 SCHUDY, J.: Untersuchungen zur Flankentragfähigkeit von Außen- und Innenverzahnungen, TU München, 2010
 - 173 BRETL, N.: Einflüsse auf die Zahnfußtragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder im Bereich hoher Lastspielzahlen, TU München, 2010
 - 174 GRIGGEL, T.: Einfluss der Fertigungsqualität auf die Schwingungsanregung von Stirnrädern, TU München, 2010

- 175 LAYHER, M.: Einfluss der Schmierstoffadditivierung auf das Reibungsverhalten nasslaufender Reibschaltelemente, TU München, 2011
- 176 HOCHMANN, M.: Zahnradtragfähigkeit bei Schmierung mit Getriebefließfetten, TU München, 2011
- 177 DETZEL, J.: Tribologische Untersuchungen an Achsgetrieben zur Verbesserung des Wirkungsgrads, TU München, 2011
- 178 ZIEGLER, A.: Zur verkürzten Systemlebensdauerprüfung von Zahnradgetrieben, TU München, 2011
- 179 THOMA, F.: Lastübertragung im verformten System Lager-Welle-Zahnrad, TU München, 2012
- 180 FRÜHE, T.: Berechnung und Minimierung der Zahnfußspannung von Standard- und LowLos-Verzahnungen, TU München, 2012
- 181 WITZIG, J.: Flankenbruch - Eine Grenze der Zahnradtragfähigkeit in der Werkstofftiefe, TU München, 2012
- 182 KLEIN, M.: Zur Fresstragfähigkeit von Kegelrad- und Hypoidgetrieben, TU München, 2012