

# Technische Universität München

Institut für Maschinen- und Fahrzeugtechnik - Lehrstuhl für Maschinenelemente

## **Tragfähigkeit und Wirkungsgrad von Schneckengetrieben bei Schmierung mit konsistenten Getriebefetten**

**Alexander Thomas Michael Monz**

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. W. Predki,  
Ruhr-Universität Bochum  
3. Univ. Prof. Dr.-Ing. W.A. Güthner

Die Dissertation wurde am 18.01.2012 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 04.10.2012 angenommen.



### Vorwort:

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter an der Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau (FZG), dem Lehrstuhl für Maschinenelemente der Technischen Universität München. Mein Dank gilt all denen, die zum Entstehen dieser Arbeit entscheidend beigetragen haben:

Herrn Prof. Dr.-Ing. Bernd-Robert Höhn, meinem Doktorvater, der meine Arbeit mit Wohlwollen begleitet und stets unterstützt hat, für die Aufnahme in den Kreis der – inzwischen – Ehemaligen und die Möglichkeit zur Promotion.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Wolfgang Predki, meinem Zweitprüfer, für die Übernahme des Ko-Referats und die zahlreichen hilfreichen Anmerkungen zur Arbeit.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Willibald Günthner, meinem Drittprüfer, für die Übernahme des Ko-Referats.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Karsten Stahl für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes und das entgegengebrachte Vertrauen während meiner Arbeit am Institut.

Meinem ersten Forschungsgruppenleiter Herrn Dr.-Ing. Klaus Michaelis für die einzigartige Mischung aus Freiraum und Hilfestellungen, die wesentlich zur Persönlichkeitsentwicklung und letztlich der vorliegenden Arbeit beigetragen haben.

Meinen zweiten Forschungsgruppenleiter Herrn Dr.-Ing. Michael Otto für das freundschaftliche und vertrauensvolle Arbeitsverhältnis und die Unterstützung in den letzten Phasen meiner Arbeit.

Den Damen und Herren des FVA AK Schneckengetriebe, insbesondere Herrn Dipl.-Ing. Hendrik Heinemann, Herrn Dipl.-Ing. (FH) Hubertus Frank und Herrn Dipl.-Ing. Hermann Siebert für das große Interesse und die breite Unterstützung in allen Fragen rund um Anwendungen und Schmier-  
ung.

Den Herren Dr.-Ing. Christian Weisel und Dr.-Ing. Jörg Hermes für das stete fachliche Vorbild und den häufigen, gedanklichen Schritt Vorsprung in vielen Fragen.

Meinen „Schnecken“, Herrn Dipl.-Ing. Werner Sigmund und Frau Dipl.-Ing. Eva Reitingner, für die vorbehaltlose Unterstützung, den offenen Austausch und das großartige Arbeitsklima.

Meinen vielen studentischen Hilfskräften und Studienarbeitern, allen voran Frau Cand.-Ing. Lisa Schmid, Herrn Dipl.-Ing. Bakir Kreso und Herrn Cand.-Ing. Lutz Korten für die langjährige, konstant gute Unterstützung bei jeder Form von Aufgabenstellung.

Den Mitarbeiter aus Werkstatt, Prüffeld und Labor für die stete Unterstützung bei den umfangreichen Versuchen und Untersuchungen.

Meiner holden Frau für ihre bedingungslose Liebe und Zuneigung.





Inhalt:

<b>Formelzeichen und Einheiten</b> .....	<b>V</b>
<b>1 Einleitung</b> .....	<b>1</b>
1.1 Ausgangssituation.....	1
1.2 Problemstellung .....	2
1.3 Zielsetzung.....	2
1.4 Lösungsweg.....	3
<b>2 Stand des Wissens</b> .....	<b>5</b>
2.1 Aufbau und Bestandteile von Schmierfetten.....	5
2.2 Einsatzbereiche von Schmierfetten .....	6
2.3 Tribologie der Schmierfette.....	8
2.3.1 Rheologisches Verhalten .....	9
2.3.2 Minimale und maximale Einsatztemperatur .....	9
2.3.3 Ölabscheidung .....	10
2.3.4 Schmierfilmbildung.....	10
2.3.5 Schmierfilmdickenberechnung .....	11
2.4 Tragfähigkeit von Schneckengetrieben.....	14
2.4.1 Berechnungsansätze zur Lastverteilung .....	14
2.4.2 Verschleiß des Radzahns .....	15
2.4.3 Grübchenbildung.....	17
2.4.4 Riefenbildung .....	18
2.4.5 Fressen .....	18
2.5 Wirkungsgrad von Schneckengetrieben .....	19
2.6 Einfluss von Fettschmierung auf Tragfähigkeit und Wirkungsgrad .....	20
<b>3 Schmierstoffe, Versuchseinrichtungen und Prüfkörper</b> .....	<b>23</b>
3.1 Schmierstoffe .....	23
3.2 Schneckengetriebeprüfstände .....	25
3.2.1 Schneckengetriebeprüfstände für Achsabstand $a = 65$ mm .....	25
3.2.2 Schneckengetriebeprüfstand für Achsabstand $a = 100$ mm .....	26
3.3 Prüfradsätze im Neuzustand.....	28

3.3.1	Geometrie .....	28
3.3.2	Physikalische Kennwerte für die Berechnung der Prüfverzahnungen .....	29
3.3.3	Rauheitsmessungen.....	29
3.3.4	Verzahnungsqualität .....	30
3.3.5	Werkstoffe und Werkstoffkennwerte .....	30
3.4	Drei-Scheiben-Prüfstand.....	32
3.5	Fehler, Streuung, Wiederholbarkeit .....	35
<b>4</b>	<b>Schmierung mit Fett.....</b>	<b>39</b>
4.1	Phänomenologische Betrachtung .....	39
4.1.1	Fließverhalten/Nachschmierung.....	39
4.1.2	Mangelschmierung .....	41
4.1.3	Mangelkühlung .....	42
4.2	Optimale Schmierstoffmenge .....	43
4.2.1	Bewertungskriterien.....	43
4.2.2	Füllhöhe .....	43
4.2.3	Füllmenge .....	44
4.2.4	Wandabstand .....	46
<b>5</b>	<b>Experimentelle Untersuchungen .....</b>	<b>47</b>
5.1	Versuche an den Schneckengetriebeprüfständen .....	47
5.1.1	Versuchsumfang .....	47
5.1.2	Versuchsablauf .....	48
5.2	Vorversuche .....	49
5.2.1	Versuche zum Zeitverhalten von Fetten.....	49
5.2.2	Versuche zum zeitlichen Verlauf von Tragbild und Betriebsverschleiß.....	50
5.3	Versuche zur Radmassentemperatur .....	52
5.3.1	Zeitlicher Verlauf der Radmassentemperatur.....	52
5.3.2	Einflussfaktoren auf die Radmassentemperatur .....	52
5.3.3	Ausbildung der örtlichen Fetttemperatur im Getriebe.....	54
5.3.4	Interpretation der Ergebnisse zur Massentemperatur .....	55
5.4	Betriebsverschleiß.....	56
5.4.1	Schmierstoffeinfluss .....	57
5.4.2	Einflussfaktoren auf den Betriebsverschleiß .....	62
5.4.3	Berücksichtigung von Aussetzbetrieb .....	63

---

5.4.4	Einfluss der Werkstoffpaarung .....	63
5.4.5	Vergleich mit Ölschmierung .....	64
5.4.6	Interpretation der Ergebnisse zum Betriebsverschleiß .....	65
5.5	Wirkungsgraduntersuchungen an Schneckengetrieben .....	66
5.5.1	Leerlaufverluste.....	67
5.5.2	Ergebnisse der Laststufentests .....	73
5.5.3	Einfluss der Werkstoffpaarung .....	76
5.5.4	Vergleich mit Ölschmierung .....	78
5.5.5	Interpretation der Ergebnisse zum Wirkungsgrad.....	78
5.6	Versuche am Drei-Scheiben-Prüfstand.....	80
5.6.1	Versuchsumfang .....	80
5.6.2	Versuchsablauf .....	81
5.7	Reibungszahluntersuchungen am Drei-Scheiben-Prüfstand .....	82
5.7.1	Einfluss der Drehzahl .....	82
5.7.2	Einfluss der Hertzschen Pressung .....	83
5.7.3	Einfluss der Grundölviskosität.....	83
5.7.4	Einfluss des Verdickeranteils (Konsistenz) .....	84
5.7.5	Einfluss einer Additivierung .....	85
5.7.6	Einfluss der Grundölarart .....	85
<b>6</b>	<b>Diskussion der Forschungsergebnisse und Berechnungsansätze .....</b>	<b>87</b>
6.1	Thermisches Verhalten fettgeschmierter Schneckengetriebe.....	87
6.1.1	Thermodynamische Modellierung des Wärmehaushalts .....	87
6.1.2	Vereinfachter Berechnungsansatz für die Massentemperatur .....	94
6.1.3	Berechnung der Temperatursicherheit.....	96
6.2	Verschleißtragfähigkeit fettgeschmierter Schneckengetrieben .....	97
6.2.1	Referenzversuche .....	99
6.2.2	Einordnung im Vergleich zur Bezugsverschleißintensität $J_{0T}$ .....	101
6.2.3	Einfluss des Schmierstoffs .....	105
6.2.4	Einfluss der Additivierung.....	106
6.2.5	Einfluss der Werkstoffpaarung .....	107
6.2.6	Berechnung der Verschleißsicherheit .....	108
6.3	Wirkungsgrad fettgeschmierter Schneckengetriebe .....	109
6.3.1	Einordnung im Vergleich zur Grundreibungszahl $\mu_{0T}$ .....	109
6.3.2	Einfluss der Grundölarart .....	115

---

6.3.3	Vergleich der jeweils besten Vertreter einer Grundölart.....	116
6.3.4	Einfluss der Additivierung.....	116
6.3.5	Einfluss der Werkstoffpaarung .....	117
6.3.6	Vergleich mit Ölschmierung .....	118
6.3.7	Vergleichende Untersuchung marktgängiger Fette am Drei-Scheiben-Prüfstand ....	119
6.3.8	Übertragbarkeit der Ergebnisse auf Schneckengetriebe.....	123
6.4	Weitere Tragfähigkeitsgrenzen bei Fettschmierung.....	124
6.4.1	Grübchentragfähigkeit.....	124
6.4.2	Riefenbildung .....	126
6.4.3	Fresstragfähigkeit.....	127
<b>7</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick.....</b>	<b>129</b>
7.1	Zusammenfassung.....	129
7.2	Ausblick.....	131
<b>8</b>	<b>Literatur.....</b>	<b>133</b>
<b>9</b>	<b>Anhang.....</b>	<b>139</b>
<b>10</b>	<b>Lebenslauf .....</b>	<b>189</b>
<b>11</b>	<b>Dissertationen der FZG.....</b>	<b>191</b>

## Formelzeichen und Einheiten

<i>Formelzeichen</i>	<i>Einheit</i>	<i>Benennung</i>
$a$	mm	Achsabstand
$a_\lambda$	-	Anteil des Wärmestroms in das Fundament
$b$	mm	Zahnbreite
$b_{2H}$	mm	Radkranzbreite
$b_H$	mm	halbe Hertzsche Abplattungsbreite
$c_\alpha$	$m^2/N$	Näherungswert für den Druckviskositätsexponenten
$c_P$	$Nm/(kgK)$	spezifische Wärmekapazität
$d_a$	mm	Kopfkreisdurchmesser
$d_{e2}$	mm	Außendurchmesser des Schneckenrads
$d_f$	mm	Fußkreisdurchmesser
$d_m$	mm	Mittlenkreisdurchmesser
$f_{rel}$	-	relativer Fehler
$f_t$	-	Traganteil
$f_y$	-	mittlerer wahrscheinlicher Fehler
$h, h_0$	mm	Schmierspaltstärke
$h^*$	-	Kennwert für die mittlere minimale Schmierspaltstärke
$h_{min}$	mm	minimale Schmierspaltstärke
$h_{min,m}$	$\mu m$	minimale mittlere Schmierspaltstärke
$i$	-	Übersetzung
$\Delta k$	-	mittlere Abweichung der Verschleißintensität
$k_p$	$1/^\circ C$	Schmierstoffkonstante
$l$	mm	Berührlinienbreite (Drei-Scheiben-Prüfstand)
$l_Q$	mm	Seitenlänge (thermische Modellierung)
$l_Z$	mm	Länge des Zylinders (thermische Modellierung)
$m, m_x$	mm	(Axial-)Modul der Schnecke
$m$	g	Masse
$\Delta m$	g	Masseverlust
$\Delta m_B$	mg/h	Betriebsverschleiß
$n_1$	$min^{-1}$	Antriebsdrehzahl der Schnecke
$n_{1S}$	$min^{-1}$	simulierte Antriebsdrehzahl der Schnecke (Drei-Scheiben-Prüfstand)
$n_2$	$min^{-1}$	Drehzahl des Schneckenrads
$n_{2S}$	$min^{-1}$	simulierte Antriebsdrehzahl des Rades (Drei-Scheiben-Prüfstand)
$p_H$	$N/mm^2$	Hertzsche Pressung
$p_{Hm}$	$N/mm^2$	mittlere Hertzsche Pressung
$p_m^*$	-	Kennwert für die mittlere Hertzsche Pressung



### Vorwort:

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter an der Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau (FZG), dem Lehrstuhl für Maschinenelemente der Technischen Universität München. Mein Dank gilt all denen, die zum Entstehen dieser Arbeit entscheidend beigetragen haben:

Herrn Prof. Dr.-Ing. Bernd-Robert Höhn, meinem Doktorvater, der meine Arbeit mit Wohlwollen begleitet und stets unterstützt hat, für die Aufnahme in den Kreis der – inzwischen – Ehemaligen und die Möglichkeit zur Promotion.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Wolfgang Predki, meinem Zweitprüfer, für die Übernahme des Ko-Referats und die zahlreichen hilfreichen Anmerkungen zur Arbeit.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Willibald Günthner, meinem Drittprüfer, für die Übernahme des Ko-Referats.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Karsten Stahl für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes und das entgegengebrachte Vertrauen während meiner Arbeit am Institut.

Meinem ersten Forschungsgruppenleiter Herrn Dr.-Ing. Klaus Michaelis für die einzigartige Mischung aus Freiraum und Hilfestellungen, die wesentlich zur Persönlichkeitsentwicklung und letztlich der vorliegenden Arbeit beigetragen haben.

Meinen zweiten Forschungsgruppenleiter Herrn Dr.-Ing. Michael Otto für das freundschaftliche und vertrauensvolle Arbeitsverhältnis und die Unterstützung in den letzten Phasen meiner Arbeit.

Den Damen und Herren des FVA AK Schneckengetriebe, insbesondere Herrn Dipl.-Ing. (FH) Hubertus Frank, Herrn Dipl.-Ing. Hermann Siebert und Herrn Dipl.-Ing. Hendrik Heinemann für das große Interesse und die breite Unterstützung in allen Fragen rund um Anwendungen und Schmierung.

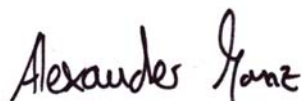
Den Herren Dr.-Ing. Christian Weisel und Dr.-Ing. Jörg Hermes für das stete fachliche Vorbild und den häufigen, gedanklichen Schritt Vorsprung in vielen Fragen.

Meinen „Schnecken“, Herrn Dipl.-Ing. Werner Sigmund und Frau Dipl.-Ing. Eva Reitingner, für die vorbehaltlose Unterstützung, den offenen Austausch und das großartige Arbeitsklima.

Meinen vielen studentischen Hilfskräften und Studienarbeitern, allen voran Frau Cand.-Ing. Lisa Schmid, Herrn Dipl.-Ing. Bakir Kreso und Herrn Cand.-Ing. Lutz Korten für die langjährige, konstant gute Unterstützung bei jeder Form von Aufgabenstellung.

Den Mitarbeiter aus Werkstatt, Prüffeld und Labor für die stete Unterstützung bei den umfangreichen Versuchen und Untersuchungen.

Meiner holden Frau für ihre bedingungslose Liebe und Zuneigung.



Fürth, den 15.12.2012





Inhalt:

<b>Formelzeichen und Einheiten.....</b>	<b>V</b>
<b>1 Einleitung.....</b>	<b>1</b>
1.1 Ausgangssituation.....	1
1.2 Problemstellung .....	2
1.3 Zielsetzung.....	2
1.4 Lösungsweg.....	3
<b>2 Stand des Wissens.....</b>	<b>5</b>
2.1 Aufbau und Bestandteile von Schmierfetten.....	5
2.2 Einsatzbereiche von Schmierfetten .....	6
2.3 Tribologie der Schmierfette.....	8
2.3.1 Rheologisches Verhalten .....	9
2.3.2 Minimale und maximale Einsatztemperatur .....	9
2.3.3 Ölabscheidung .....	10
2.3.4 Schmierfilmbildung.....	10
2.3.5 Schmierfilmdickenberechnung .....	11
2.4 Tragfähigkeit von Schneckengetrieben.....	14
2.4.1 Berechnungsansätze zur Lastverteilung .....	14
2.4.2 Verschleiß des Radzahns .....	15
2.4.3 Grübchenbildung.....	17
2.4.4 Riefenbildung .....	18
2.4.5 Fressen .....	18
2.5 Wirkungsgrad von Schneckengetrieben .....	19
2.6 Einfluss von Fettschmierung auf Tragfähigkeit und Wirkungsgrad .....	20
<b>3 Schmierstoffe, Versuchseinrichtungen und Prüfkörper .....</b>	<b>23</b>
3.1 Schmierstoffe .....	23
3.2 Schneckengetriebeprüfstände .....	25
3.2.1 Schneckengetriebeprüfstände für Achsabstand $a = 65$ mm .....	25
3.2.2 Schneckengetriebeprüfstand für Achsabstand $a = 100$ mm .....	26
3.3 Prüfradsätze im Neuzustand.....	28

---

3.3.1	Geometrie .....	28
3.3.2	Physikalische Kennwerte für die Berechnung der Prüfverzahnungen .....	29
3.3.3	Rauheitsmessungen.....	29
3.3.4	Verzahnungsqualität .....	30
3.3.5	Werkstoffe und Werkstoffkennwerte .....	30
3.4	Drei-Scheiben-Prüfstand.....	32
3.5	Fehler, Streuung, Wiederholbarkeit .....	35
<b>4</b>	<b>Schmierung mit Fett.....</b>	<b>39</b>
4.1	Phänomenologische Betrachtung .....	39
4.1.1	Fließverhalten/Nachschmierung.....	39
4.1.2	Mangelschmierung .....	41
4.1.3	Mangelkühlung .....	42
4.2	Optimale Schmierstoffmenge .....	43
4.2.1	Bewertungskriterien.....	43
4.2.2	Füllhöhe .....	43
4.2.3	Füllmenge .....	44
4.2.4	Wandabstand .....	46
<b>5</b>	<b>Experimentelle Untersuchungen .....</b>	<b>47</b>
5.1	Versuche an den Schneckengetriebeprüfständen .....	47
5.1.1	Versuchsumfang .....	47
5.1.2	Versuchsablauf .....	48
5.2	Vorversuche .....	49
5.2.1	Versuche zum Zeitverhalten von Fetten.....	49
5.2.2	Versuche zum zeitlichen Verlauf von Tragbild und Betriebsverschleiß.....	50
5.3	Versuche zur Radmassentemperatur .....	52
5.3.1	Zeitlicher Verlauf der Radmassentemperatur.....	52
5.3.2	Einflussfaktoren auf die Radmassentemperatur .....	52
5.3.3	Ausbildung der örtlichen Fetttemperatur im Getriebe.....	54
5.3.4	Interpretation der Ergebnisse zur Massentemperatur .....	55
5.4	Betriebsverschleiß.....	56
5.4.1	Schmierstoffeinfluss .....	57
5.4.2	Einflussfaktoren auf den Betriebsverschleiß .....	62
5.4.3	Berücksichtigung von Aussetzbetrieb .....	63

---

5.4.4	Einfluss der Werkstoffpaarung .....	63
5.4.5	Vergleich mit Ölschmierung .....	64
5.4.6	Interpretation der Ergebnisse zum Betriebsverschleiß .....	65
5.5	Wirkungsgraduntersuchungen an Schneckengetrieben .....	66
5.5.1	Leerlaufverluste.....	67
5.5.2	Ergebnisse der Laststufentests .....	73
5.5.3	Einfluss der Werkstoffpaarung .....	76
5.5.4	Vergleich mit Ölschmierung .....	78
5.5.5	Interpretation der Ergebnisse zum Wirkungsgrad.....	78
5.6	Versuche am Drei-Scheiben-Prüfstand.....	80
5.6.1	Versuchsumfang .....	80
5.6.2	Versuchsablauf .....	81
5.7	Reibungszahluntersuchungen am Drei-Scheiben-Prüfstand .....	82
5.7.1	Einfluss der Drehzahl .....	82
5.7.2	Einfluss der Hertzschen Pressung .....	83
5.7.3	Einfluss der Grundölviskosität.....	83
5.7.4	Einfluss des Verdickeranteils (Konsistenz) .....	84
5.7.5	Einfluss einer Additivierung .....	85
5.7.6	Einfluss der Grundölarart .....	85
<b>6</b>	<b>Diskussion der Forschungsergebnisse und Berechnungsansätze .....</b>	<b>87</b>
6.1	Thermisches Verhalten fettgeschmierter Schneckengetriebe.....	87
6.1.1	Thermodynamische Modellierung des Wärmehaushalts .....	87
6.1.2	Vereinfachter Berechnungsansatz für die Massentemperatur .....	94
6.1.3	Berechnung der Temperatursicherheit.....	96
6.2	Verschleißtragfähigkeit fettgeschmierter Schneckengetrieben .....	97
6.2.1	Referenzversuche .....	99
6.2.2	Einordnung im Vergleich zur Bezugsverschleißintensität $J_{0T}$ .....	101
6.2.3	Einfluss des Schmierstoffs .....	105
6.2.4	Einfluss der Additivierung.....	106
6.2.5	Einfluss der Werkstoffpaarung .....	107
6.2.6	Berechnung der Verschleißsicherheit .....	108
6.3	Wirkungsgrad fettgeschmierter Schneckengetriebe .....	109
6.3.1	Einordnung im Vergleich zur Grundreibungszahl $\mu_{0T}$ .....	109
6.3.2	Einfluss der Grundölarart .....	115

---

6.3.3	Vergleich der jeweils besten Vertreter einer Grundölart.....	116
6.3.4	Einfluss der Additivierung.....	116
6.3.5	Einfluss der Werkstoffpaarung .....	117
6.3.6	Vergleich mit Ölschmierung .....	118
6.3.7	Vergleichende Untersuchung marktgängiger Fette am Drei-Scheiben-Prüfstand ....	119
6.3.8	Übertragbarkeit der Ergebnisse auf Schneckengetriebe.....	123
6.4	Weitere Tragfähigkeitsgrenzen bei Fettschmierung.....	124
6.4.1	Grübchentragfähigkeit.....	124
6.4.2	Riefenbildung .....	126
6.4.3	Fresstragfähigkeit.....	127
<b>7</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick.....</b>	<b>129</b>
7.1	Zusammenfassung.....	129
7.2	Ausblick.....	131
<b>8</b>	<b>Literatur.....</b>	<b>133</b>
<b>9</b>	<b>Anhang.....</b>	<b>139</b>
<b>10</b>	<b>Lebenslauf .....</b>	<b>189</b>
<b>11</b>	<b>Dissertationen der FZG.....</b>	<b>191</b>

## Formelzeichen und Einheiten

<i>Formelzeichen</i>	<i>Einheit</i>	<i>Benennung</i>
$a$	mm	Achsabstand
$a_\lambda$	-	Anteil des Wärmestroms in das Fundament
$b$	mm	Zahnbreite
$b_{2H}$	mm	Radkranzbreite
$b_H$	mm	halbe Hertzsche Abplattungsbreite
$c_\alpha$	$m^2/N$	Näherungswert für den Druckviskositätsexponenten
$c_P$	$Nm/(kgK)$	spezifische Wärmekapazität
$d_a$	mm	Kopfkreisdurchmesser
$d_{e2}$	mm	Außendurchmesser des Schneckenrads
$d_f$	mm	Fußkreisdurchmesser
$d_m$	mm	Mittlenkreisdurchmesser
$f_{rel}$	-	relativer Fehler
$f_t$	-	Traganteil
$f_y$	-	mittlerer wahrscheinlicher Fehler
$h, h_0$	mm	Schmierspaltdicke
$h^*$	-	Kennwert für die mittlere minimale Schmierspaltdicke
$h_{min}$	mm	minimale Schmierspaltdicke
$h_{min,m}$	$\mu m$	minimale mittlere Schmierspaltdicke
$i$	-	Übersetzung
$\Delta k$	-	mittlere Abweichung der Verschleißintensität
$k_p$	$1/^\circ C$	Schmierstoffkonstante
$l$	mm	Berührlinienbreite (Drei-Scheiben-Prüfstand)
$l_Q$	mm	Seitenlänge (thermische Modellierung)
$l_Z$	mm	Länge des Zylinders (thermische Modellierung)
$m, m_x$	mm	(Axial-)Modul der Schnecke
$m$	g	Masse
$\Delta m$	g	Masseverlust
$\Delta m_B$	mg/h	Betriebsverschleiß
$n_1$	$min^{-1}$	Antriebsdrehzahl der Schnecke
$n_{1S}$	$min^{-1}$	simulierte Antriebsdrehzahl der Schnecke (Drei-Scheiben-Prüfstand)
$n_2$	$min^{-1}$	Drehzahl des Schneckenrads
$n_{2S}$	$min^{-1}$	simulierte Antriebsdrehzahl des Rades (Drei-Scheiben-Prüfstand)
$p_H$	$N/mm^2$	Hertzsche Pressung
$p_{Hm}$	$N/mm^2$	mittlere Hertzsche Pressung
$p_m^*$	-	Kennwert für die mittlere Hertzsche Pressung

$p_x$	mm	Axialteilung
$p_z$	mm	Steigungshöhe
$q$	-	Zahnformzahl
$r$	mm	Radius
$r_e$	mm	Krümmungsradius der Walze (Drei-Scheiben-Prüfstand)
$s$	mm	Dicke der Platte (der Gehäusewand)
$s^*$	-	Kennwert für den mittleren Gleitweg
$s_{Wm}$	mm	Verschleißweg
$t, t_V$	h	Zeit, Laufzeit
$v_{gm}$	m/s	mittlere Gleitgeschwindigkeit
$v_{Ref}$	m/s	Referenzgeschwindigkeit für die Grübchenlebensdauer
$v_U$	m/s	Umfangsgeschwindigkeit
$v_{\Sigma n}$	m/s	Summengeschwindigkeit normal zur Berührlinie
$x$	-	Ortskoordinate
$x_2$	-	Profilverschiebungsfaktor des Schneckenrads
$x_F$	-	Faktor für Fettschmierung
$x_i$	-	Eingangsgröße
$\Delta x_i$	-	Fehler der Eingangsgröße
$x_{NS}$	-	Faktor für die Berücksichtigung der Anlaufvorgänge
$x_Q$	-	Verhältnis der Wärmeströme
$x_{Seife}$	%	Verdickeranteil
$y$	-	richtiger Wert
$y_1$	-	Beiwert für die Flankenform
$y_2$	-	Werkstoffkoeffizient
$\Delta y$	-	Abweichung Messwert – richtiger Wert
$z_1$	-	Zähnezahl der Schnecke
$z_2$	-	Zähnezahl des Schneckenrads
$A$	-	dimensionsloser Parameter
$A_{Fl}$	mm <sup>2</sup>	Flankenfläche des Schneckenrads
$A_R$	m <sup>2</sup>	maßgebliche Kühlfläche des Radsatzes
$B$	-	dimensionsloser Parameter
$C$	-	dimensionsloser Parameter
$C_1, C_2$	-	Konstanten
$D$	-	dimensionsloser Parameter
$E$	N/mm <sup>2</sup>	Elastizitätsmodul
$E$	J	Energie (thermische Modellierung)
$E_{red}$	N/mm <sup>2</sup>	Reduzierter Elastizitätsmodul
$F_N$	N	Normalkraft

$F_U$	N	Umfangskraft
$G$	-	Elastizitätsparameter
$J_{0T}$	-	Bezugsverschleißintensität
$J_W$	-	Verschleißintensität
$K_n$	-	Drehzahlfaktor
$K_W$	-	Schmierspalthöhenkennwert
$K_{v40}$	-	Viskositätsfaktor
$K_S$	-	Baugrößenfaktor
$L_h, L_{hl}$	h	Lebensdauer (in Grübchenphase I)
$N_L$	-	Lastspielzahl des Schneckenrades
$N_{Ll}$	-	Lastspielzahl des Schneckenrades in Grübchenphase I
$N_S$	-	Anlaufvorgänge pro Stunde
$P$	W	Leistung
$P_V$	W	Gesamt-Verlustleistung
$P_{V0}$	W	Leerlaufverlustleistung
$P_{VD}$	W	Dichtungsverlustleistung
$P_{VL}$	W	Lagerverlustleistung
$P_{VLP}$	W	lastabhängige Lagerverlustleistung
$P_{Vz}$	W	Verzahnungsverlustleistung
$Q$	J	Wärmemenge
$\partial Q_x / \partial t$	W	Wärmestrom des betrachteten Bauteils
$\partial Q_{ges} / \partial t$	W	Gesamtwärmestrom
$\partial Q_{\lambda, ein} / \partial t$	W	Wärmestrom in das Bauteil
$R_a$	$\mu\text{m}$	arithmetischer Mittenrauwert
$R_{a1}$	$\mu\text{m}$	arithmetischer Mittenrauwert der Scheibe (Drei-Scheiben-Prüfstand)
$R_{a2}$	$\mu\text{m}$	arithmetischer Mittenrauwert der Walzen (Drei-Scheiben-Prüfstand)
$\Delta R_a$	$\mu\text{m}$	Abweichung des Mittenrauerts
$R_{th}$	K/W	thermischer Widerstand
$R_z$	$\mu\text{m}$	gemittelte Rautiefe der Schnecke
$S_{Hmin}, S_H$	-	(Mindest-)Grübchensicherheit
$S_{Tmin}, S_T$	-	(Mindest-)Temperatursicherheit
$S_{Wmin}, S_W$	-	(Mindest-)Verschleißsicherheit
$T_S$	Nm	Bremsmoment
$T_1$	Nm	Antriebsmoment der Schnecke
$T_2$	Nm	Abtriebsmoment des Schneckenrads
$T_{2N}$	Nm	Abtriebs-Nennmoment
$T(x)$	$^{\circ}\text{C}$	Temperatur zum Zeitpunkt t
$T_0$	$^{\circ}\text{C}$	Temperatur zum Zeitpunkt 0

$T$	$^{\circ}\text{C}$	Temperatur
$T_{\text{Lager}}$	$^{\circ}\text{C}$	Lagertemperatur
$T_{\text{Kontakt}}$	$^{\circ}\text{C}$	(Zahn-)Kontakttemperatur
$T_{\infty}$	$^{\circ}\text{C}$	Umgebungstemperatur
$U$	-	Geschwindigkeitsparameter
$V$	$\text{m}^3$	Volumen
$W$	-	Lastparameter
$W_1, W_2$	J	Arbeit
$W_H$	-	Pressungsfaktor
$W_{\text{NS}}$	-	Startfaktor
$W_{\text{ML}}$	-	Werkstoff-Schmierstoff-Faktor
$W_{\text{Ref}}$	-	Referenzfaktor für den Werkstoffeinfluss
$W_S$	-	Schmierstofffaktor
$W_W$	-	Härtefaktor
$Y_G$	-	Geometriefaktor
$Y_R$	-	Rauheitsfaktor
$Y_S$	-	Baugrößenfaktor
$Y_{V0,\text{rel}}$	-	relativer Verlustfaktor
$Y_W$	-	Werkstofffaktor
$\alpha_0$	$^{\circ}$	Erzeugungswinkel
$\alpha_L$	$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$	Wärmeübergangskoeffizient
$\beta$	$^{\circ}$	Schwenkwinkel am Drei-Scheiben-Prüfstand
$\gamma_m$	$^{\circ}$	Steigungswinkel am Mittenkreis
$\delta_{\text{Wn}}$	mm	Flankenabtrag im Normalschnitt
$\delta_{\text{Wlimn}}$	mm	Zulässiger Abtrag im Normalschnitt
$\eta_{\text{ges}}$	-	Gesamtwirkungsgrad
$\eta_{0\text{M}}$	$\text{mPa}\cdot\text{s}$	dynamische Viskosität bei Massentemperatur und Umgebungsdruck
$\eta_{\text{Vz}}, \eta_{\text{z}}$	-	Verzahnungswirkungsgrad
$\Delta\eta_{\text{Vz}}$	-	Abweichung des Verzahnungswirkungsgrades
$\Delta\vartheta$	$^{\circ}\text{C}$	Übertemperatur des Schneckenradzahns
$\vartheta_{\infty}$	$^{\circ}\text{C}$	Umgebungstemperatur
$\vartheta_0$	$^{\circ}\text{C}$	Starttemperatur
$\vartheta_{\text{Einspritz}}$	$^{\circ}\text{C}$	Einspritztemperatur
$\vartheta_{\text{Fmax}}$	$^{\circ}\text{C}$	maximale Einsatztemperatur des Fetts
$\vartheta_{\text{G}}$	$^{\circ}\text{C}$	Gehäusetemperatur
$\vartheta_{\text{MJW}}$	$^{\circ}\text{C}$	maximale Massentemperatur innerhalb des Streubereichs
$\vartheta_{\text{M}}, \vartheta_{\text{Masse}}$	$^{\circ}\text{C}$	Radmassentemperatur
$\vartheta_{\text{Mlim}}$	$^{\circ}\text{C}$	Grenzwert der Radmassentemperatur



$\vartheta_{\text{Öl}}$	°C	Öltemperatur
$\vartheta_{\text{S}}, \vartheta_{\text{Sumpf}}$	°C	Sumpftemperatur
$\lambda$	-	spezifische Filmdicke
$\lambda_{\text{L}}$	W/(mK)	Wärmeleitfähigkeit
$\mu$	-	(Zahn-)Reibungszahl
$\mu_{\text{OT}}$	-	Grundreibungszahl
$\mu^*_{\text{OT}}$	-	mittlere Grundreibungszahl (Drei-Scheiben-Prüfstand)
$\mu_{\text{A}}$	-	Anlaufreibungszahl
$\mu_{\text{O}}$	-	stationäre Mindestreibungszahl
$\mu_{\text{zm}}$	-	mittlere Zahnreibungszahl
$\nu$	-	Querkontraktionszahl (Poissonzahl)
$\nu_{\text{M}}$	mm <sup>2</sup> /s	kinematische Viskosität bei Temperatur M
$\nu_{40}$	mm <sup>2</sup> /s	kinematische Viskosität des Schmierstoffs bei 40°C
$\nu_{100}$	mm <sup>2</sup> /s	kinematische Viskosität des Schmierstoffs bei 100°C
$\rho_{\text{E}}$	mm	Ersatzkrümmungsradius
$\rho_{\text{Rad}}, \rho_{\text{Schnecke}}$	kg/dm <sup>3</sup>	Dichte des Bauteilwerkstoffs
$\rho_{\text{Bz}}, \rho_{\text{St}}, \rho_{\text{GJS}}$	kg/dm <sup>3</sup>	Dichte des Werkstoffs
$\rho_{\text{Öl}}$	kg/dm <sup>3</sup>	Dichte des Schmierstoffs
$\rho_{\text{Öl}, 15^\circ\text{C}}$	kg/dm <sup>3</sup>	Dichte des Schmierstoffs bei 15°C
$\rho_{\text{E}}$	mm	Ersatzkrümmungsradius
$\rho'$	°	Reibwinkel
$\sigma_{\text{Hlim}}$	N/mm <sup>2</sup>	Grenzwert der mittleren Flankenpressung
$\sigma_{\text{Hm}}$	N/mm <sup>2</sup>	mittlere Flankenpressung
$\partial\omega/\partial t$	W/m <sup>3</sup>	Wärmequellendichte
$\Sigma$	°	Achskreuzungswinkel

## Indizes

1	Schnecke
2	Schneckenrad
i	Innen
a	Außen
OT	Bezugsgröße nach DIN 3996
m	Mittelwert
max	Maximalwert
n	Normalschnitt
x	Axialschnitt
R	Radseite
S	Schneckenseite
W	Welle
F	Fett
G	Gehäuse
L	Luft

## Abkürzungen

DIN	Deutsches Institut für Normung e.V.
FZG	Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau
GC	Strangguss
GCB	behandelter Strangguss
GZ	Schleuderguss
ISO	International Organization for Standardization
MIN	Mineralöl
PAO	Polyalphaolefin
PG	Polyglykol

# 1 Einleitung

## 1.1 Ausgangssituation

Schneckengetriebe sind Schraubwälzgetriebe mit einem Achskreuzungswinkel von meist  $\Sigma = 90^\circ$ . In der heutigen industriellen Anwendung werden in der Regel eine zylindrisch ausgeführte Schnecke und ein globoidisches Schneckenrad gepaart. Schneckengetriebe finden dort bevorzugt Anwendung, wo eine Drehmomentwandlung oder Anpassung der Drehzahl bei gleichzeitiger räumlicher Umlenkung der Bewegungsrichtung erforderlich ist.

Schneckengetriebe bieten die Möglichkeit, einstufige Getriebeübersetzungen zwischen  $i = 5$  und  $i = 80$  zu realisieren. Aufgrund des bauartbedingt hohen Gleitanteils der Schneckenverzahnung sowie eines hohen Überdeckungsgrads weisen sie nur geringe Geräuschemissionen auf. Sie können selbsthemmend oder selbstbremsend ausgeführt werden, was häufig eine zusätzliche Bremse überflüssig macht. Mit aktuellen Katalogschneckengetrieben lassen sich dabei Leistungen von mehr als 300 kW umsetzen.

Durch den hohen Gleitanteil bedürfen Schneckengetriebe einer fressunempfindlichen Werkstoffpaarung. Sie werden daher bevorzugt in einer Hart-Weich-Werkstoffpaarung ausgeführt. Dabei besteht das bei gleicher Lebensdauer der Verzahnungspartner weniger oft überrollte Schneckenrad üblicherweise aus einer Kupfer-Zinn-Bronze, die Schnecke aus gehärtetem Einsatzstahl. Diese Kombination weist neben einer niedrigen Reibungszahl auch sehr gute Notlaufeigenschaften auf. Ein wesentlicher Nachteil der Werkstoffpaarung Stahl/Bronze besteht allerdings in der geringen Festigkeit des weichen Partners und den hohen Materialkosten der Bronze. Im Bereich niedriger Gleitgeschwindigkeiten und bei geringer thermischer Beanspruchung werden daher auch Schneckenräder aus Gusswerkstoffen mit Schnecken aus Vergütungsstahl eingesetzt.

Im Jahr 2009 betrug das Handelsvolumen von stationären Zahnradgetrieben<sup>1</sup> deutschlandweit 3,421 Mrd. €, davon ca. 5 % Schneckengetriebe [S9]. Schneckengetriebe finden dort weite Verbreitung, wo die genannten Eigenschaften die spezifischen Nachteile, wie einen vergleichsweise geringeren Wirkungsgrad oder eine geringe Leistungsdichte gegenüber Stirnradgetrieben, überwiegen. Die Haupteinsatzfelder liegen im Kran- und Aufzugbau, in Hebewerken, Werkzeugmaschinen und Stellantrieben.

Schneckengetriebe zur Leistungsübertragung werden auf Grund der notwendigen Wärmeabfuhr aus dem Zahnkontakt und der leichten Zuführbarkeit üblicherweise mit Getriebeölen geschmiert. Diese Art der Schmierung erfordert jedoch ein öldichtes Gehäuse. Durch Schmierung mit Fließfetten der Konsistenzklassen 000 bis 0 nach DIN 51818 [D17] oder salbenartigen Fetten der Konsistenzklasse 2 lassen sich die Anforderungen an die Gehäusegestaltung und Schmierstoffversorgung wirkungsvoll reduzieren. Fette besitzen häufig auch bei harten Einsatzbedingungen ein ausreichendes Schmiervermögen und können so wirkungsvoll Verlustleistungen reduzieren. Im Zuge steigender Anforderungen im Umweltschutz und der Ressourcenschonung leisten Schmierfette darüber hinaus einen Beitrag durch die mögliche Reduktion von Schmierstoffmengen bei gleichzeitiger Vermeidung von Leckagen. Insgesamt machen Schmierfette so etwa 3 % des globalen Schmierstoffmarktes aus [B4]. Die Fette werden dabei auf Grund fehlender Berechnungsgrundlagen meist auf Basis des Leistungsvermögens der zugrundeliegenden Getriebeöle beurteilt.

---

<sup>1</sup> Stirnrad-, Kegelrad- und Kegelstirnrad-, Schnecken-, Planeten-, andere Zahnradgetriebe für stat. Zwecke

## 1.2 Problemstellung

In Schneckengetrieben mit bei der Auslegung unklaren Einbaulagen (z.B. Baukastengetrieben), bei schwierigen Dichtungsverhältnissen oder offen laufendem Betrieb bieten fettgeschmierte Schneckengetriebe gegenüber ölgeschmierten Getrieben deutliche Vorteile hinsichtlich der Abdichtung des Gehäuses. Der Einsatzbereich erstreckt sich dabei von Schneckengetrieben mit kleinen Achsabständen bis hin zu langsam laufenden Getrieben größerer Achsabstände.

Die Berechnung von Tragfähigkeit und Wirkungsgrad von Schneckengetrieben erfolgt auf Grundlage der Norm DIN 3996 [D11] bzw. des daran orientierten ISO TR 14521 [I2]. Darin sind die wesentlichen Forschungsergebnisse der letzten Jahrzehnte enthalten. Diese Berechnungsgrundlage erlaubt die Berechnung der Sicherheiten gegen Verschleiß, Grübchen, Zahnbruch am Schneckenrad, Durchbiegung der Schneckenwelle sowie einer Temperatursicherheit bei Tauchschmierung. Basis für diese Berechnungsverfahren sind umfangreiche experimentelle Untersuchungen bei stationären Bedingungen und Schmierung mit Getriebeölen. Eine Erweiterung der Berechnungsverfahren auf instationäre Betriebszustände bei Schmierung mit Getriebeölen erfolgt auf Grundlage der Arbeit von Hermes [H4]. Damit werden Aussagen über Verschleiß, Temperaturentwicklung und Wirkungsgrad bei Anfahrvorgängen sowie Last- und Drehzahlkollektiven möglich.

Während die Schmierung mit konsistenten Schmierfetten der NLGI-Klasse 2 bei Wälzlagern seit Langem Stand der Technik ist und weite Verbreitung findet, ist die Schmierung von Schneckengetrieben mit derartigen Fetten noch wissenschaftliches Neuland. Es existieren bislang keine systematischen Versuche und abgeleitete Berechnungsverfahren, um den Einfluss von Fettschmierung auf Tragfähigkeit, Temperaturgang und Wirkungsgrad von Schneckengetrieben zu beschreiben. Auch die wesentlichen Einflussfaktoren einer optimierten Gestaltung sind weitgehend unbekannt. Eine systematische Untersuchung der oben dargestellten Parameter und die zusammenfassende Auswertung und Ableitung von Kennwerten für die Berechnung erlaubt die zielgerichtete Auslegung fettgeschmierter Schneckengetriebe. Die Vielzahl der untersuchten Parameter erfordert dabei einen sehr breiten wissenschaftlichen Ansatz.

## 1.3 Zielsetzung

Der weiteren Verbreitung fettgeschmierter Schneckengetriebe, selbst in Anwendungsfällen, in denen sie unbestreitbare Vorteile bringen, stehen folgende Hindernisse im Weg:

- Eingeschränkte Kenntnisse über die beschränkenden Tragfähigkeitsgrenzen in Abhängigkeit vom Einsatzgebiet
- Fehlende Kennwerte zur Berechnung von Tragfähigkeit und Wirkungsgrad fettgeschmierter Schneckengetriebe
- Grundlegende Vorbehalte hinsichtlich des erreichbaren Wirkungsgrades von Schneckengetrieben
- Eingeschränkte Kenntnisse zu geeigneten Schmierstoffen und dem Einfluss wesentlicher Schmierstoffparameter auf Tragfähigkeit und Wirkungsgrad
- Verbreitete Unsicherheit bezüglich der zu berücksichtigenden konstruktiven Aspekte wie Dichtung, Nachschmierung, erforderliche Füllmenge

Es ist daher das zentrale Anliegen dieser Arbeit, die oben aufgeführten Hindernisse zu beseitigen und dem Entwickler die notwendigen Informationen und Berechnungsverfahren zur Verfügung zu stellen, um fettgeschmierte Schneckengetriebe zielgerichtet auslegen und dimensionieren zu

können. Damit wird es ermöglicht, fettgeschmierte Schneckengetriebe sicher an ihrer Leistungsgrenze zu betreiben. Im Einzelnen werden dazu geklärt:

- Die Flankentragfähigkeit unter Berücksichtigung von Baugröße, Betriebsbedingungen und Schmierstoff. Stichversuche erweitern den Gültigkeitsbereich zudem auf die Werkstoffpaarung Stahlschnecke/Rad aus Sphäroguss.
- Der Gesamtwirkungsgrad fettgeschmierter Schneckengetriebe in Abhängigkeit von Baugröße, Betriebsbedingungen und Schmierstoff.
- Die erreichbaren Reibungszahlen verschiedener Schmierfette bei Variation grundlegender Schmierstoffparameter.
- Das thermische Verhalten des Getriebes bei gegenüber Ölschmierung geändertem Wärmetransportmechanismus.
- Die konstruktive Gestaltung eines fettgeschmierten Getriebegehäuses, insbesondere die notwendige Füllmenge/Füllhöhe sowie Maßnahmen zur Nachschmierung.

#### 1.4 Lösungsweg

Zur Erreichung der Ziele werden zunächst grundlegende Untersuchungen zum Verhalten fettgeschmierter Schneckengetriebe angestellt. In der Folge werden die Verschleißtragfähigkeit sowie das thermische Verhalten des Getriebes in Kombination mit den Einsatztemperaturen der Schmierfette als limitierende Faktoren identifiziert.

Zur Klärung des grundsätzlichen experimentellen Vorgehens und des Verhaltens von Schneckengetrieben unter den Bedingungen von Fettschmierung werden zunächst Vorversuche an Schneckengetriebeprüfständen durchgeführt. Dabei werden die Tragbildentwicklung, die Entwicklung von Betriebsverschleiß und Wirkungsgrad sowie das Zeitverhalten des Fettes näher untersucht. In Stichversuchen werden Erkenntnisse über den Einfluss von Füllhöhe und Füllmenge sowie verschiedene Mechanismen der Nachschmierung gewonnen.

Anhand von Versuchen an drei Schneckengetriebeprüfständen mit insgesamt sechs Musterfetten sowie korrespondierenden Grundölen werden die maßgeblichen Kennwerte für die Berechnung der Verschleißtragfähigkeit und des Wirkungsgrades, insbesondere im Bereich niedriger Gleitgeschwindigkeiten, generiert. Dazu werden Versuche zu Leerlaufverlusten, Massentemperaturverlauf, Betriebsverschleiß und Gesamtwirkungsgrad bei Fettschmierung durchgeführt. Ergänzend werden der Einfluss der Baugröße und das Verhalten von Schneckenrädern aus Sphäroguss untersucht. Grundlage der generierten Kennwerte ist dabei die Tragfähigkeitsberechnung nach DIN 3996 [D11] auf der Basis von Ölschmierung, so dass eine direkte Vergleichbarkeit gegeben ist. Auf Grundlage der Ergebnisse wird ein Modell für den Wärmetransport im Gehäuse abgeleitet und aus der Massentemperatur die Temperaturverteilung einzelner Gehäusekomponenten berechnet.

An einem Drei-Scheiben-Modellprüfstand werden weiter drei Modellfette mit Variation von Grundölviskosität, Verdickeranteil (Konsistenzklasse) und Grundölart sowie der Einfluss eines Additivsystems hinsichtlich der Zahnreibungszahlen untersucht. Es werden neun marktgängige Fette sowie die korrespondierenden Grundöle vergleichend untersucht, um eine Entscheidungsgrundlage für die Auswahl geeigneter Schmierstoffe hinsichtlich bestmöglicher Zahnreibungszahlen zu liefern.

In Analogie zum dreistufigen Berechnungsverfahren der Tragfähigkeit nach [D11] werden für die Temperatursicherheit im Getriebe, die Verschleißtragfähigkeit sowie den Wirkungsgrad Berech-

nungsverfahren der Methode C vorgelegt, die dem Anwender erlauben, auch ohne eigene Versuche ein fettgeschmiertes Schneckengetriebe zu dimensionieren. Für die Berechnung der Radmassentemperatur und damit der Temperatursicherheit wird zudem ein Modell zur thermodynamischen Beschreibung eines Getriebes entsprechend Methode B vorgestellt. Dieses erlaubt dem Anwender unter Vorgabe einer realen Gehäusegeometrie eine verfeinerte Berechnung der Radmassentemperatur. Die Grundlage aller vorgestellten Verfahren und Kennwerte sind Messungen an realen fettgeschmierten Schneckengetrieben, entsprechend Methode A, die in der Folge verallgemeinert werden. Damit ist eine gute Übertragbarkeit auf beliebige Getriebe gewährleistet.

## 2 Stand des Wissens

### 2.1 Aufbau und Bestandteile von Schmierfetten

Die Definition von Schmierfetten hängt allgemein stark von der Betrachtungsweise ab [K6]. Beispielhaft seien hier zwei Definitionen im Kontext von Zahnradgetrieben genannt:

*Fette sind konsistente Schmierstoffe, die aus Mineralöl und/oder Syntheseöl sowie einem Dickungsmittel bestehen. Sie können Wirkstoffe und/oder Festschmierstoffe enthalten. [D17]*

bzw.

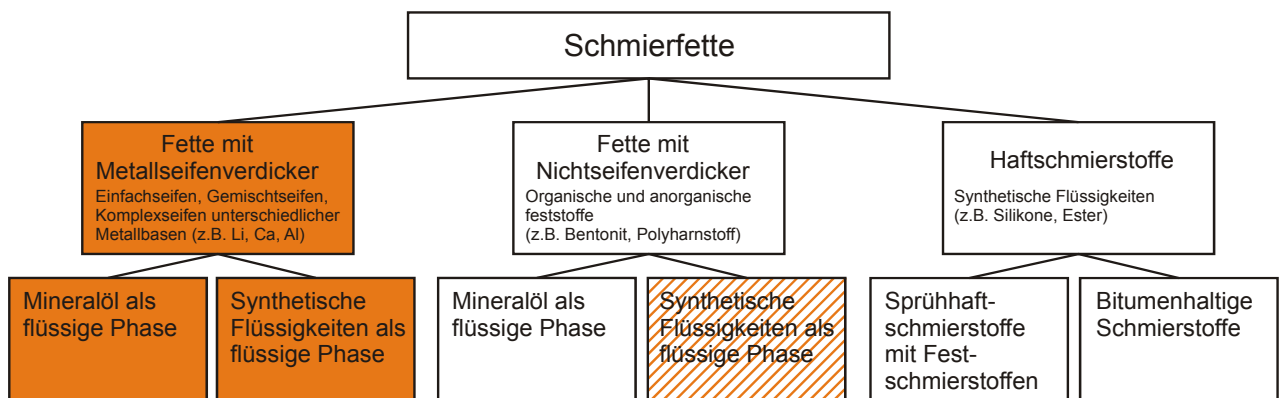
*Fette sind salbenartige, plastisch verformbare Stoffe, bei denen in ein Metallseifengerüst oder in gequollenen Verdickungsstoffen Öle eingearbeitet sind. Diese bewirken die eigentliche Schmierung. Die Verdicker (...) sind aber zum größten Teil ebenfalls schmierungsunterstützend. [K5]*

Schmierfette bestehen aus Grundöl (65 - 95 %), Verdicker (5 - 35 %) und Additiven (0 - 10 %). Das Grundöl ist dabei maßgeblich für die Schmierungseigenschaften, die thermische und chemische Stabilität sowie das Kälteverhalten bestimmend. Üblicherweise werden Grundöle mit einer kinematischen Viskosität von  $\nu_{40} = 15 \text{ mm}^2/\text{s}$  bis  $1500 \text{ mm}^2/\text{s}$  eingesetzt. Die kinematische Viskosität ist maßgeblich verantwortlich für den Schmierfilmaufbau und damit die Schmierungseigenschaften in Abhängigkeit von den Betriebsbedingungen. Nach Kuhn [K7] sind Grundöle höherer Viskosität eher für niedrige Relativgeschwindigkeiten und hohe Belastungen geeignet.

Der Verdicker bestimmt maßgeblich die Beschaffenheit, die rheologischen Eigenschaften, die mechanische Stabilität sowie das Wärmeverhalten [G1][K1][K4]. Als Verdicker werden häufig Metallseifen als Einfachseifen oder Komplexseifen z.B. auf Lithium-, Natrium-, Kalzium- oder Aluminiumbasis eingesetzt. Andere Verdicker wie Bentonit oder Polyharnstoffe eignen sich insbesondere für Hochtemperaturanwendungen. Bild 2 zeigt eine gebräuchliche Unterscheidung nach dem Verdickertyp sowie dem Grundöl.



**Bild 1:** Bestandteile eines Schmierfettes (schematisch)



**Bild 2:** Schmierfett-Typen nach [B3], Hervorhebung kennzeichnen die Schwerpunkte der Arbeit

Bei den in dieser Arbeit untersuchten Schmierfetten handelt es sich mit Ausnahme eines Fettes auf Polyharnstoffbasis um Fette mit Metallseifenverdicker. In der industriellen Anwendung finden Fette auf Lithiumbasis die breiteste Verwendung (ca. 65%), gefolgt von Lithium-Komplexseifenfetten [G1]. Der Anteil des Verdickers am Fett  $x_{\text{Seife}}$  richtet sich nach der Art des Verdickers, dem gewählten Herstellverfahren und der gewünschten Konsistenzklasse.

Die Einteilung in Konsistenzklassen erfolgt mittels der Penetrationsmessung nach ISO 2137 [D7]. Sie beschreibt die Eindringtiefe eines genormten Probenkörpers in eine zuvor definiert beanspruchte Schmierstoffprobe. Tabelle 1 zeigt die NLGI-Klassen in der Übersicht. Über eine grobe Einteilung der Konsistenz hinaus gilt die Einteilung von Fetten in Konsistenzklassen als wenig aussagekräftig. Die Zuordnung verschiedener Konsistenzklassen auf typische

**Tabelle 1: Einteilung von Schmierfetten in NLGI-Klassen**

NLGI-Klasse	Walkpenetration nach ISO 2137 [D7] [0,1 mm]	Allgemeine Konsistenzbeurteilung
000	445 – 475	fließend
00	400 – 430	schwach fließfähig
0	355 – 385	halbflüssig
1	310 – 340	sehr weich
2	265 – 295	weich, salbenartig
3	220 – 250	mittelfest
4	175 – 205	fest
5	130 – 160	sehr fest
6	85 – 115	hart

Anwendungsgebiete richtet sich nach den Erfordernissen des jeweiligen tribologischen Systems. Sie ist zusammenfassend in VDI 2202 [V1] dargestellt. Für Getriebe werden danach Fette der NLGI-Klassen 000 bis 1, in Einzelfällen auch der NLGI-Klasse 2 empfohlen. Die typischen Einsatzbedingungen fettgeschmierter Schneckengetriebe bei relativen niedrigen Antriebsdrehzahlen oder im intermittierenden Betrieb resultieren häufig in der Verwendung von Fetten der NLGI-Klasse 2, da der geringeren Wärmeabfuhr durch den Schmierstoff gegenüber Ölen bei diesen Bedingungen weniger Bedeutung zukommt.

Mit Hilfe von Zusätzen, sog. Additiven, werden gewünschte Eigenschaften der Schmierfette eingestellt. In Schmierfetten kommen nach Bartz [B3] folgende Gruppen von Additiven vor:

- Antioxidantien
- Metalldesaktivatoren
- Korrosionsschutz
- Verschleißschutz (EP-Additive)
- Sonstige Zusätze (z.B. Festschmierstoffe)

Insbesondere Metalldesaktivatoren sind beim Einsatz in Schneckengetrieben von großer Bedeutung, da durch den auftretenden Verschleiß große Mengen Buntmetalle zerrieben, d.h. mit großer Oberfläche, vorkommen. Der Anteil an benötigten Buntmetalldesaktivatoren richtet sich dabei nach der zu erwartenden Menge Abrieb.

## 2.2 Einsatzbereiche von Schmierfetten

Schmierfette können auf Grund ihrer sehr unterschiedlichen Eigenschaften in einer Vielzahl von tribologischen Anwendungen eingesetzt werden. Gegenüber Öl weisen sie ein gesteigertes Haft-



vermögen auf. Das Einsatzspektrum reicht dabei von ölähnlichen Anwendungen wie dem Einsatz in Presswerkzeugen bis hin zu Hochtemperaturanwendungen wie Heißwasserpumpen oder Gleitlagerungen mit Wassereintritt z.B. in Schiffsantrieben.

Schmierfette finden als Substitut für die Schmierung mit Öl überall dort Verbreitung, wo sie in ihren spezifischen Eigenschaften Vorteile gegenüber Ölschmierung bieten. Die wesentlichen Anforderungen an Schmierfette sind dabei:

- geeignete physikalische, chemische und technologische Eigenschaften für den betreffenden Anwendungsfall, insbesondere Reibungsminderung und Verschleißschutz, Korrosionsschutz, Verträglichkeit mit anderen Konstruktionsmaterialien und Dichtungen
- Wirksamkeit über lange Gebrauchszeiten bei möglicherweise widrigen Temperatur- und Umgebungseinflüssen
- Abdichtung gegen Wasser und andere Verunreinigungen von außen
- Widerstand gegen Leckagen von innen
- Tolerierung geringer Feuchtigkeitsmengen

Zu den Aufgaben der Schmierfette zählen die Kraftübertragung zwischen den Kontaktpartnern, die Abfuhr der Verlustwärme, die Sicherstellung eines Korrosionsschutzes sowie die Abdichtung des Getriebes nach innen und außen. Insbesondere die Qualität der Kraftübertragung und die Wärmeabfuhr haben dabei großen Einfluss auf die Tragfähigkeit der Kontaktpartner. Gleichzeitig spielen die Wärmeabfuhr und die Form der Abdichtung eine große Rolle für den Gesamtwirkungsgrad des Getriebes. Bedingt durch die stofflichen Eigenschaften von Fetten ergeben sich die spezifischen Vor- und Nachteile nach Tabelle 2.

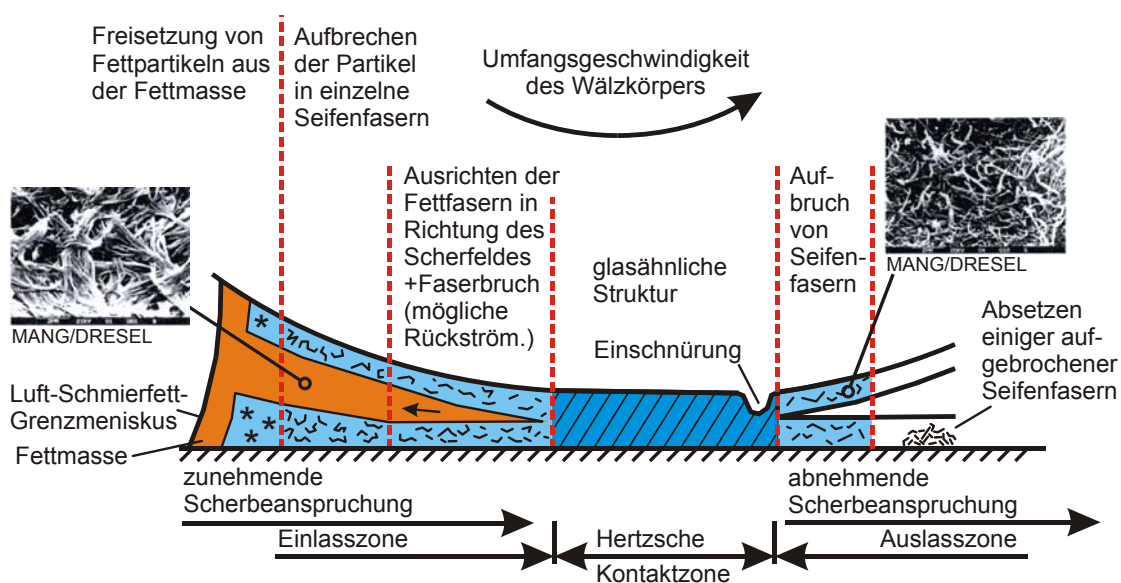
**Tabelle 2:** Vor- und Nachteile von Schmierfetten

<b>Eigenschaft</b>	<b>Vorteile</b>	<b>Nachteile</b>
Rheologisches Verhalten (Strukturviskosität)	Schmierfilmaufbau im Mischreibungsbereich	Kein Schmierstoffumlauf, keine Kühl- und Säuberungswirkung
Rheologisches Verhalten (Fließgrenze)	Geringe Schmierstoffverluste, Vorratsschmierung möglich, geringe Planschverluste	Schwierige Reinigung
Haftvermögen	Verwendung in offen laufenden Bauteilen, guter Korrosionsschutz	Verschmutzung

Ein grundlegender Unterschied zu Getriebeölen besteht auch im Verhalten von Schmierfett im Stillstand. Bei Verwendung von Öl als Schmierstoff wird der trennende Film zwischen zwei Oberflächen unter Einwirkung einer Last allmählich aus dem Kontakt verdrängt, bis schließlich Festkörperkontakt besteht. Bei Verwendung eines Fettes stellt sich auch nach langer Zeit kein Kontakt ein. Die maßgebliche Größe hierfür ist die Fließgrenze des Fettes. Ein entsprechendes Experiment mit zwei Platten in der jeweiligen Schmiertsubstanzen beschreibt [B3]. Fett besitzt demnach die Eigenschaft, im Stillstand erhebliche Lasten übertragen zu können.

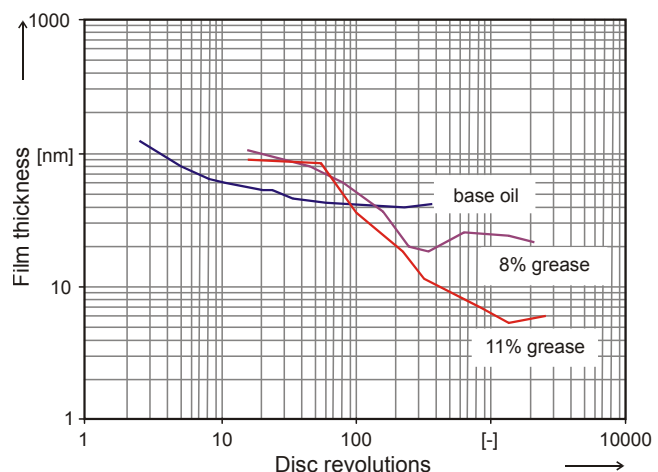
### 2.3 Tribologie der Schmierfette

Einen Überblick über die aktuellen Untersuchungen zur Tribologie der Schmierfette gib Kuhn in [K7]. Er legt dort den Fokus auf Reibung und Verschleiß. [K7] widerspricht der lange vertretenen Auffassung, wonach die Schmierung mit Fett alleine anhand des Verhaltens des Grundöls beschrieben werden kann. Der Verdicker wirkt demnach nicht als „Ölschwamm“, sondern nimmt aktiven Einfluss auf die Vorgänge im Kontakt, im Besonderen auf die Ausbildung des Schmierfilms. Dabei ändert sich die Struktur des Verdickers infolge der Scherbeanspruchung. Bild 3 zeigt hierzu ein erweitertes Modell von Williamson [W6] in der Darstellung nach Franke [F1]. Darin ist die Veränderung der Seifenstruktur vor und nach Scherbeanspruchung beispielhaft dargestellt. Diese Veränderung geschieht durch das Aufbrechen und Ausrichten der Seifenfasern beim Durchlaufen des Wälzkontaktes.



**Bild 3:** Modell für den fettgefüllten Schmierpalt nach [F1]

Die Veränderung der Struktur der Seifenmatrix führt zu einem zeitlich veränderlichen Verhalten des Fettes, bei dem die scheinbare Viskosität des Schmierstoffs tendenziell mit zunehmender Beanspruchungsdauer sinkt. Dabei wird nach einiger Beanspruchungszeit ein quasi stationärer Zustand erreicht. Cann [C1] beschreibt diesen mit drei charakteristischen Phasen der Filmbildung: Einer annähernd konstanten Filmdicke zu Beginn, die nach einem starken Filmdickenabbau zu einer Stabilisierung der Filmdicke führt. Bild 4 zeigt diesen Effekt anhand von Messungen an einem Zwei-Scheiben-Modellprüfstand für ein Grundöl und zwei Fette mit unterschiedlichem Verdickeranteil. Im Vergleich zum Öl bildet sich demnach anfangs eine höhere Schmierfilmdicke aus, die bei fortdauernder Beanspruchung unter das Niveau des Grundöls sinkt. Als



**Bild 4:** Filmdicke über der Zeit für ein Grundöl und zwei Verdickeranteile nach [C1]

Grund hierfür gibt er unterschiedliche Zustände der Schmierstoffversorgung an: Vollschmierung und ausreichende Schmierung, bei der der Schmierfilmaufbau stellenweise gestört ist. Die niedrigere Filmdicke der beiden Fette erklärt [K7] mit Störstellen aus Verdickeranteilen, die den Schmierfilmaufbau behindern. Mit steigendem Verdickeranteil steigt die Zahl dieser Störstellen und die Filmdicke sinkt. Hohe Temperaturen und Ölviskositäten sowie eine starke Homogenisierung des Fetts verringern die Zahl der Störstellen.

Maßgeblich für die Schmierfilmdicke ist bei stationären Betriebsbedingungen die Viskosität des Schmierstoffs. Hochmann misst in [H6] gleiche Schmierfilmdicken von Grundöl und korrespondierenden Fließfetten. Eigene Untersuchungen in Abschnitt 5.2 lassen bei Schneckengetrieben einen ähnlichen Zusammenhang vermuten.

### 2.3.1 Rheologisches Verhalten

Das rheologische Verhalten von Schmierfetten weist nach [K7] drei wesentliche Charakteristika auf:

- Fließgrenze  $\tau_0$ : Erst ab einer charakteristischen Schubspannung verhält sich ein Fett viskos wie eine Flüssigkeit. Unterhalb dieser Schubspannung wird Fett durch eine Schubspannung nur elastisch verformt und zeigt Festkörperverhalten.
- Strukturviskosität: Mit steigendem Geschwindigkeitsgefälle sinkt die Viskosität des Fettes, sofern die auftretende Schubspannung oberhalb der Grenzscherung liegt.
- Thixotropie: Die Viskosität des Fettes fällt mit steigender Scherzeit. Sie steigt auch nach längeren Ruhephasen nicht wieder auf das Ausgangsniveau an.

Bereits bei normalen Lagerungsbedingungen können zudem im Fett merkliche Veränderungen ablaufen. Beim sog. „Reifen“ wird zunächst ein Anziehen der Konsistenz beobachtet, dem nach Erreichen eines Maximums häufig ein Konsistenzabfall folgt, das sog. „Altern“. Diese Änderungen beeinflussen unmittelbar die Konsistenzklasse der Fette und andere Eigenschaften wie beispielsweise den Tropfpunkt. [B3]

### 2.3.2 Minimale und maximale Einsatztemperatur

Fette erweichen in Abhängigkeit vom Verdickersystem mit zunehmender Temperatur. Als Gründe hierfür gelten die mit steigender Temperatur abnehmende Viskosität des Grundöls, die Änderung der Kristallgitterstruktur der Seifen sowie die steigende Löslichkeit des Verdickers im Grundöl, der sog. Tropfpunkt. Dem entgegen steht die Eigenschaft vieler Fette, nach längerer Zeit zu verhärten oder „nachzudicken“. Dies kann an der Oberfläche durch Einwirkung der Umgebungsluft geschehen oder im gesamten Fett, falls der Eindicker während der Herstellung noch nicht vollständig gequollen ist. Etwa bei der Temperatur des Tropfpunktes nach DIN ISO 2176 [D8] wird aus dem Seifenschmierfett eine Schmierflüssigkeit. [M1]

Als Tropfpunkt gilt nach [D8] dabei die Temperatur, bei der unter genormten Bedingungen der Tropfen einer Probe aus einem ebenfalls genormten Prüfrohr austritt. In der vorliegenden Untersuchung wird Fett in seiner vorgesehenen Konsistenz, also unterhalb des Tropfpunktes betrachtet. Die Herstellerangaben für den Gebrauchstemperaturbereich liegen für die Versuchsfette teilweise noch deutlich unterhalb dieser Werte. Als maximale Einsatztemperatur werden daher die Angaben der Hersteller in Tabelle 4 verwendet. Nach [M1] gilt für die tiefste Einsatztemperatur eines Schmierfettes etwa 10 K unterhalb des Stockpunktes des Grundöls. Dabei ist zu beachten, dass unterschiedliche Verdickersysteme den Stockpunkt des Öls deutlich erniedrigen können. Als minimale Einsatztemperatur werden die Werte nach Tabelle 4 angenommen. Bei der Beurteilung

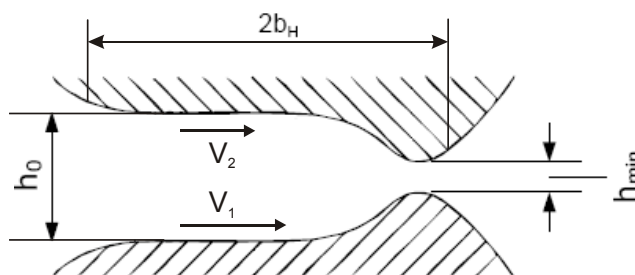
von Fetten im Bereich der Temperaturgrenzen ist zu beachten, dass die hier dargestellten experimentellen Untersuchungen bei einer Umgebungstemperatur im Bereich  $\vartheta_{\infty} = 20 - 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$  durchgeführt wurden.

### 2.3.3 Ölabscheidung

Nach [B3] bleibt die Schmierwirkung von Schmierfetten bis zu einer Ölabgabe oberhalb von 50% des enthaltenen Grundöls erhalten. Da 20 – 25% des im Fett enthaltenen Öls auf Grund starker Bindung nur durch Extraktion abgetrennt werden kann, kann eine so starke Ölabscheidung nur unter sehr ungünstigen Betriebsbedingungen erreicht werden. In den Untersuchungen konnte kein direkter Einfluss der Ölabscheidung auf das Betriebsverhalten der Schneckengetriebe nachgewiesen werden.

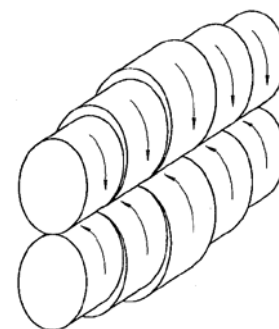
### 2.3.4 Schmierfilmausbildung

Die Ausbildung des Schmierfilms zwischen zwei bewegten Oberflächen wird allgemein mit der EHD-Theorie beschrieben. Diese berücksichtigt neben den hydrodynamischen Grundgleichungen auch die elastische Verformung der Wälzkörper. Bild 5 zeigt schematisch die Schmierfilmdicke  $h_0$  und die minimale Schmierspaltweite  $h_{\min}$  innerhalb der Hertzschen Abplattungsbreite  $2b_H$  in der EHD-Kontaktzone.



**Bild 5:** Schmierfilmdicken im EHD-Kontakt

Bei der Berechnung der Schmierspaltweite von Schneckengetrieben findet ein vereinfachter Ansatz von Dowson und Higginson [D20] Anwendung. Neben Last und Geschwindigkeitsverhältnissen ist die Viskosität des Schmierstoffs in der Kontaktzone eine maßgebliche Einflussgröße. Aus den lokal berechneten Schmierspalthöhen wird über das gesamte Eingriffsgebiet ein integraler Mittelwert der Schmierspaltweite  $h_{\min,m}$  gebildet. Dabei werden die Berührlinien in einzelne Abschnitte unterteilt und die Belastung im Kontakt über Ersatzwalzenpaare angenähert. Bild 6 zeigt beispielhaft ein solches Ersatzwalzenpaar.



**Bild 6:** Berührlinie mit Ersatzwalzenpaaren [B10]

Bei Zylinderschnecken der Flankenform I wird etwa in Mitte der Zahnflanke die für den Schmierfilmaufbau maßgebliche Summengeschwindigkeit normal zur Berührlinie  $v_{\Sigma n}$  zu null. Aus diesem Grund sind die Voraussetzungen der EHD-Theorie dort nicht mehr erfüllt [L1]. Die berechneten Schmierspalthöhen stellen daher keine physikalisch messbaren Größen dar, und es ist zweifelhaft, ob eine Mittelwertbildung angewandt werden kann, um das physikalische Geschehen richtig zu erfassen. Der integrale Mittelwert hat sich jedoch in der Vergangenheit zumindest als relevanter Kennwert herausgestellt [D11].

Eine modellhafte Beschreibung der Fließeigenschaften von Schmierfetten, insbesondere unter den Bedingungen im Zahnkontakt, ist auf Grund der in Abschnitt 2.3 dargestellten Einflussfaktoren und der oft schlechten Verfügbarkeit relevanter Stoffdaten ausgesprochen schwierig. Nach [B3] ist ein derartiges Modell für Fette analog zu den bei Ölschmierung gültigen Vorgehensweisen zur Berechnung der Viskosität nicht anwendbar. Erfahrungen aus der industriellen Praxis sowie eigene Erfahrungen zeigen jedoch die Anwendbarkeit einer vereinfachten Betrachtung auf Grundlage des Grundöls. Damit sind die Berechnungsverfahren für Ölschmierung auch für Fettschmie-

rung anwendbar und geeignet, die physikalischen Zusammenhänge in ausreichender Genauigkeit wiederzugeben.

### 2.3.5 Schmierfilmdickenberechnung

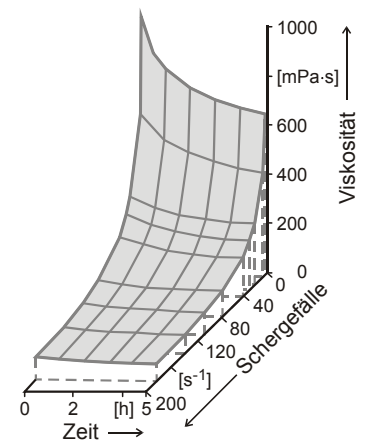
Grundlegende Untersuchungen zum Schmierungsmechanismus von Fetten der NLGI-Klasse 2 im Einsatz bei Zahnradgetrieben sind nach heutigem Stand der Forschung nicht bekannt. Systematische Untersuchungen beschränken sich vielmehr auf die Darstellung von Fettschmierung im Einsatz bei Wälzlagern. Fettgeschmierte Wälzlager sind gekennzeichnet durch ein Gleichgewicht aus Verdrängung des Schmierstoffs aus dem Kontakt durch die Wälzkörper und einem Nachfließen in den Kontakt zwischen den Wälzkörpern. Diese Bedingungen lassen sich nur teilweise auf die instationären Bedingungen auf einer Zahnflanke übertragbar.

Das grundlegende Kriterium für die Beurteilung des Schmierungsverhaltens ist dabei die Fließfähigkeit bzw. Viskosität des Fetts. Dazu zeigt Bild 7 beispielhaft die Abhängigkeit des Fließverhaltens von Schergefälle und Vorbeanspruchung (Zeit) nach Klamann [K1]. Mit steigendem Schergefälle wird das Fett danach immer weicher und in seinem Fließverhalten Öl ähnlicher.

Eine Adaption der EHD-Theorie zur Modellbildung der Schmierfilmberechnung von fettgeschmierten Wälzlagern wird von Schrader [S3] ausführlich dargestellt. Er zeigt, dass für hohe Schergefälle, wie sie für die Schmierung von Schneckengetrieben typischerweise auftreten, die Viskosität des beanspruchten Fetts gegen den Wert der Grundölviskosität konvergiert. Hochmann [H6] misst die Schmierfilmdicke von Fließfetten im Vergleich zum Grundöl an einem Zwei-Scheiben-Prüfstand und stellt dabei für Fette mit Aluminium-Verdicker gleiche Schmierfilmdicken für beide Schmierstoffarten fest. Für Fette mit Lithium-Verdicker liegt die Schmierfilmdicke des Fließfetts über der Filmdicke des Grundöls. In Abschnitt 5.2 wird experimentell belegt, dass im Lauf der Beanspruchung des Schmierstoffs die Verschleißintensität steigt. Dies lässt sich mit einem Absinken der Schmierfilmdicke erklären. Nach ausreichend langer Beanspruchung des Schmierfettes liegen Verhältnisse vor, die mit Ölschmierung vergleichbar sind. Die minimale mittlere Schmier-spalthöhe wird nach [D20] für den elastohydrodynamischen Kontakt mit (Gl. 1) berechnet

$$h_{\min} = 2,65 \cdot \rho_E \cdot G^{0,54} \cdot U^{0,7} \cdot W^{-0,13} \quad (\text{Gl. 1})$$

$h_{\min}$	:	mittlere Schmierpaltdicke nach [D20]	[mm]
$\rho_E$	:	Ersatzkrümmungsradius	[mm]
$G$	:	Elastizitätsparameter	[-]
$U$	:	Geschwindigkeitsparameter	[-]
$W$	:	Lastparameter	[-]



**Bild 7:** Viskosität-Schergefälle-Scherzeit-Verhalten [K1]

Darin ist der Elastizitätsparameter  $G$  nach (Gl. 2):

$$G = c_{\alpha} \cdot E_{red} \quad \text{(Gl. 2)}$$

$G$	:	Elastizitätsparameter	[-]
$c_{\alpha}$	:	Viskositäts-Druck-Koeffizient nach Tabelle 3	[m <sup>2</sup> /N]
$E_{red}$	:	reduzierter E-Modul nach Tabelle 11	[N/mm <sup>2</sup> ]

Der Geschwindigkeitsparameter  $U$  berechnet sich mit (Gl. 3):

$$U = \frac{\eta_{0M} \cdot v_{\Sigma n}}{2 \cdot \rho_E \cdot E_{red}} \quad \text{(Gl. 3)}$$

$U$	:	Geschwindigkeitsparameter	[-]
$\eta_{0M}$	:	Dynamische Viskosität bei Massentemperatur und Umgebungsdruck	[Ns/m <sup>2</sup> ]
$v_{\Sigma n}$	:	Summengeschwindigkeit normal zur Berührlinie	[m/s]
$\rho_E$	:	Ersatzkrümmungsradius	[mm]
$E_{red}$	:	reduzierter E-Modul nach Tabelle 11	[N/mm <sup>2</sup> ]

Der Lastparameter  $W$  (Gl. 4) bildet die Belastung des Kontakts ab:

$$W = \frac{F_N}{l \cdot \rho_E \cdot E_{red}} = 2 \cdot \pi \cdot \left( \frac{p_H}{E_{red}} \right)^2 \quad \text{(Gl. 4)}$$

$W$	:	Lastparameter	[-]
$F_N$	:	Normalkraft	[N]
$l$	:	Breite der Berührlinie	[mm]
$\rho_E$	:	Ersatzkrümmungsradius	[mm]
$E_{red}$	:	reduzierter E-Modul nach Tabelle 11	[N/mm <sup>2</sup> ]
$p_H$	:	Hertzische Pressung	[N/mm <sup>2</sup> ]

Für die Schmierpaltdicke  $h$  gilt nach Schouten [S1] näherungsweise (Gl. 5):

$$h = 1,15 \cdot h_{min} \quad \text{(Gl. 5)}$$

$h$	:	Schmierpaltdicke	[mm]
$h_{min}$	:	minimale Schmierpaltdicke	[mm]

(Gl. 1) ist in der Schmierfilmdickenberechnung allgemein gebräuchlich und wurde in einem großen Anwendungsbereich experimentell bestätigt. Bei hohen Ölviskositäten verbunden mit hohen Summengeschwindigkeiten werden niedrigere Schmierfilmdicken gemessen, als die Berechnung nach (Gl. 1) erwarten lässt. Dies ist auf eine Temperaturerhöhung im Öl, die durch Schereffekte im Einlauf des Kontaktes entsteht, zurückzuführen. Murch und Wilson [M7] haben daher die EHD-Berechnung um einen thermischen Korrekturfaktor erweitert, der diesen Einfluss berücksichtigt, jedoch nicht für bei Schneckengetrieben lokal auftretenden Gegenlauf gültig ist. EHD-Kontakte im Drei-Scheiben-Prüfstand können wie auch bei Schneckengetrieben isotherm berechnet werden, da aufgrund niedriger Summengeschwindigkeiten der thermische Einfluss vernachlässigbar ist.

[L1] Die Berechnung der Schmierfilmdicke nach (Gl. 1) findet in der Auswertung der Versuche am Drei-Scheiben-Prüfstand Verwendung.

Für Kontaktbedingungen mit extremem Schräglauf bzw. mit hohen Gleitgeschwindigkeitsanteilen in Richtung der Berührlinie ist die EHD-Berechnung nach (Gl. 1) nicht abgesichert. Für Schneckengetriebe bedeutet dies, dass speziell im Bereich der Mitte des Flankenkontakts die berechneten Schmierpaltdicken nicht als physikalisch messbare Größe, sondern vielmehr als rechnerischer Kennwert zu betrachten sind [L1].

Für den konkreten Anwendungsfall Schneckengetriebe wird (Gl. 1) unter Einbeziehung des physikalischen Kennwerts für die minimale mittlere Schmierpaltdicke nach Predki [P6] in [D11] mit einer Zahlenwertgleichung (Gl. 6) berechnet.

$$h_{\min m} = 21 \cdot h^* \cdot \frac{c_\alpha^{0,6} \cdot \eta_{0M}^{0,7} \cdot n_1^{0,7} \cdot a^{1,39} \cdot E_{red}^{0,03}}{T_2^{0,13}} \quad (\text{Gl. 6})$$

$h_{\min m}$	:	minimale mittlere Schmierpaltdicke nach [D11]	[ $\mu\text{m}$ ]
$h^*$	:	Kennwert für die minimale mittlere Schmierpaltdicke nach Tabelle 8	[-]
$c_\alpha$	:	Näherungswert für die Druckabhängigkeit der Ölviskosität nach Tabelle 3	[ $\text{m}^2/\text{N}$ ]
$\eta_{0M}$	:	dynamische Viskosität des Grundöls bei Massentemperatur und Umgebungsdruck	[ $\text{Ns}/\text{m}^2$ ]
$n_1$	:	Antriebsdrehzahl	[ $\text{min}^{-1}$ ]
$a$	:	Achsabstand	[ $\text{mm}$ ]
$E_{red}$	:	reduzierter Elastizitätsmodul der Werkstoffpaarung nach Tabelle 11	[ $\text{N}/\text{mm}^2$ ]
$T_2$	:	Abtriebsmoment	[ $\text{Nm}$ ]

Die Berechnung der kinematischen Viskosität des Grundöls bei Massentemperatur und Umgebungsdruck erfolgt auf Grundlage der Schmierstoffdaten in Tabelle 4. Die Temperaturabhängigkeit der Viskosität wird nach dem Ansatz von Walther [W1] berechnet, die Druckabhängigkeit der Viskosität wird mit dem Näherungswert  $c_\alpha$  nach [D11] berücksichtigt. Die Temperaturabhängigkeit der Dichte wird mit der schmierstoffabhängigen Konstante  $k_\rho$  nach (Gl. 7) berücksichtigt. Beide Konstanten sind für die verschiedenen Schmierstofftypen in Tabelle 3 angegeben.

$$\rho_{\text{öl}} = \frac{\rho_{\text{öl},15^\circ\text{C}}}{1 + k_\rho \cdot (\vartheta_M - 15)} \quad (\text{Gl. 7})$$

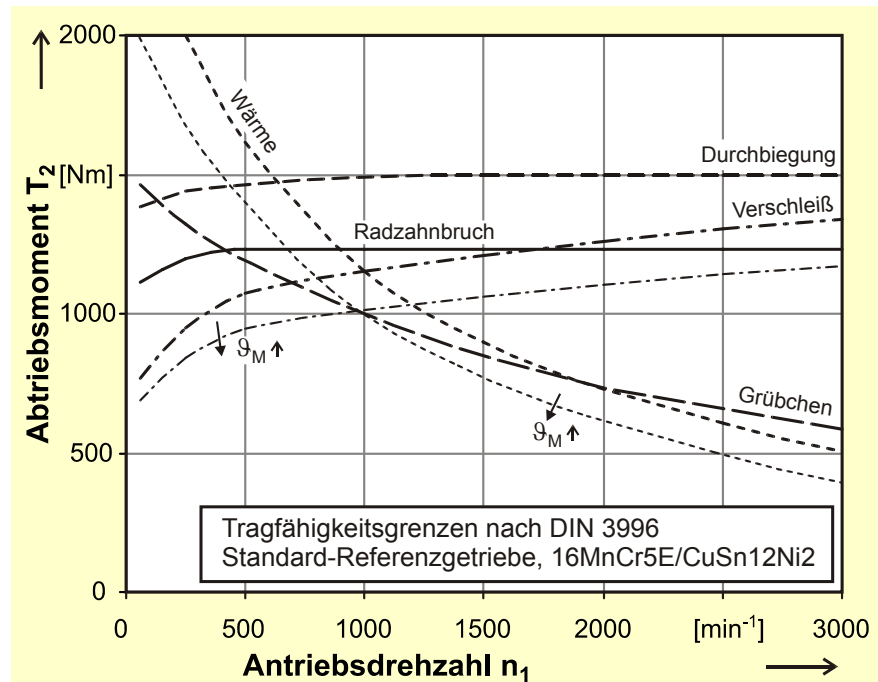
$\rho_{\text{öl}}$	:	Dichte des Grundöls bei Massentemperatur	[ $\text{mg}/\text{mm}^3$ ]
$\rho_{\text{öl},15^\circ\text{C}}$	:	Dichte des Grundöls nach Tabelle 4	[ $\text{mg}/\text{mm}^3$ ]
$\vartheta_M$	:	Radmassentemperatur	[ $^\circ\text{C}$ ]
$k_\rho$	:	Schmierstoffkonstante nach Tabelle 3	[ $1/^\circ\text{C}$ ]

**Tabelle 3:** Schmierstoffkonstanten nach [D11]

	$c_\alpha$ [ $\text{m}^2/\text{N}$ ]	$k_\rho$ [-]
Polyglykol	$1,3 \cdot 10^{-8}$	$7,7 \cdot 10^{-4}$
Mineralöl	$1,7 \cdot 10^{-8}$	$7,0 \cdot 10^{-4}$
Polyalphaolefin	$1,4 \cdot 10^{-8}$	$7,6 \cdot 10^{-4}$

## 2.4 Tragfähigkeit von Schneckengetrieben

Das heute gültige Berechnungsverfahren zur Tragfähigkeit von Schneckengetrieben nach DIN 3996 [D11] beruht im Wesentlichen auf Forschungsarbeiten, die im Kontext der Forschungsvereinigung Antriebstechnik (FVA) durchgeführt worden sind. Die Basis für die Berechnungsverfahren bilden Versuchsergebnisse in den Baugrößen  $a = 65 - 250 \text{ mm}$  bei Antriebsdrehzahlen von  $n_1 = 60$  bis  $3000 \text{ min}^{-1}$ , die ausschließlich bei Schmierung mit Öl durchgeführt wurden. Bild 8 zeigt beispielhaft die Grenzen der einzelnen Tragfähigkeitskriterien nach [D11] für das Standard-Referenzgetriebe der Baugröße  $a = 100 \text{ mm}$ . Bei Schmierung mit Fett ist ein geänderter Wärmeübertragungsmechanismus zu erwarten, der, wie in Bild 8 eingezeichnet, über eine Erhöhung der Radmassentemperatur maßgeblich den Verschleiß und die Wärmegrenze beeinflusst. Entsprechende Kennwerte für die Berechnung der Tragfähigkeitsgrenzen bei Schmierung mit Getriebefetten liegen bislang nicht vor.



**Bild 8:** Tragfähigkeitsgrenzen für das Standard-Referenzgetriebe (schematisch)

Zur Untersuchung von verschiedenen Werkstoffen und Schmierstoffen zur Verwendung in Schneckengetrieben entwickelt Böhmer in [B8] ein Standardtestverfahren. Aus den Ergebnissen können die für die Tragfähigkeitsberechnung relevanten Kennwerte abgeleitet werden. Das entwickelte Testverfahren entspricht einem Laststufentest, wie er in ähnlicher Form in zahlreichen Vorhaben zur Anwendung gekommen ist.

Zur Untersuchung von verschiedenen Werkstoffen und Schmierstoffen zur Verwendung in Schneckengetrieben entwickelt Böhmer in [B8] ein Standardtestverfahren. Aus den Ergebnissen können die für die Tragfähigkeitsberechnung relevanten Kennwerte abgeleitet werden. Das entwickelte Testverfahren entspricht einem Laststufentest, wie er in ähnlicher Form in zahlreichen Vorhaben zur Anwendung gekommen ist.

### 2.4.1 Berechnungsansätze zur Lastverteilung

Grundlage für die Betrachtung der Flankentragfähigkeit ist eine möglichst exakte Kenntnis der Lastverteilung auf der Flanke. Weber und Maushake [W2] formulieren einen ersten Ansatz zur Lastverteilung von Schneckengetrieben durch elementweise Betrachtung von Ersatzwalzenpaaren. Sie treffen dabei die vereinfachende Annahme, dass entlang der Berührlinien in einer Eingriffsstellung gleiche Pressung herrscht. Als Begründung für diesen Ansatz führen sie an, dass ungleiche Pressungsverteilungen sich durch unterschiedlich hohen abrasiven Verschleiß ausgleichen.

Predki [P6] erweitert das Modell um die Berücksichtigung der elastohydrodynamischen Schmiertheorie. Bei idealisierter Betrachtung der schneckenabhängigen Geometrie des Schneckenrades und der Verzahnungssteifigkeiten der Kontaktpartner definiert er damit die dimensionslosen Kennwerte  $h^*$  für die minimale mittlere Schmierpaltdicke und  $p_m^*$  für die mittlere Hertzsche Pres-



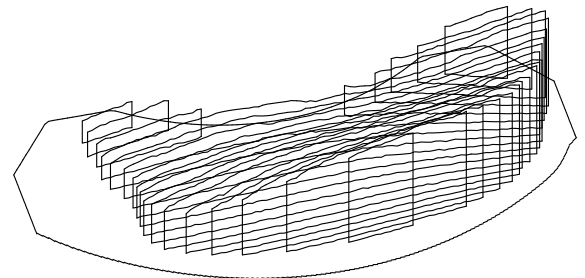
sung. Mit dem Kennwert  $p_m^*$  berechnet sich die mittlere Hertzsche Flankenpressung für Schneckengetriebe mit (Gl. 8):

$$\sigma_{Hm} = \frac{4}{\pi} \cdot \left( \frac{p_m^* \cdot T_2 \cdot 10^3 \cdot E_{red}}{a^3} \right)^{0,5} \quad (\text{Gl. 8})$$

$\sigma_{Hm}$	:	mittlere Hertzsche Flankenpressung	[N/mm <sup>2</sup> ]
$p_m^*$	:	Kennwert für die mittlere Hertzsche Pressung	[-]
$T_2$	:	Abtriebsmoment	[Nm]
$E_{red}$	:	reduzierter Elastizitätsmodul der Wälzpaarung	[N/mm <sup>2</sup> ]
$a$	:	Achsabstand	[mm]

Die physikalischen Kennwerte erlauben eine optimierte Auslegung von Schneckengetrieben hinsichtlich Pressung und Schmierpaltdicke. Der Schmierpaltdickenkennwert  $h^*$  ist dabei ein Maß für die mittlere minimale Schmierpaltdicke im Zahnkontakt. Die Arbeit von Sievers [S6] ermöglicht die Berechnung der Berührlinien auch für unvollständige Tragbilder.

Wilkesmann [W5] berechnet die Geometrie und Lastverteilung analog zu [P6] auf numerischem Weg. Auch er geht von einer idealen Geometrie des Verzahnungspartners der Schnecke aus. Lutz [L4] ergänzt die Simulation von Schneckengetrieben um die Simulation von Herstellprozess und Fertigungsabweichungen. Er verwendet dazu ein Verfahren mit analytisch ermittelten Einflusszahlen nach Placzek [P3]. Ocrue [O1] beschreibt die Steifigkeit der Verzahnung in parallelen Stirnschnittebenen als fest eingespannte, sich verjüngende Biegebalken. Weisel [W3] ergänzt auf Grundlage der Arbeit von Sigmund [S7] das Verfahren von [L4] um die Berechnung lokaler Kenngrößen und wendet es auf die Berechnung unvollständiger Tragbilder an. Er ermittelt dabei wie Daizhong und Hongye [D1] unterschiedliche Hertzsche Pressungen für einzelne Flankenpunkte. Bild 9 zeigt beispielhaft als Ergebnis einer solchen Berechnung die Pressungsverteilung auf einer Radflanke mit unvollständigem Tragbild. Ein vergleichbares Verfahren entwickelt Sievers in [S6].

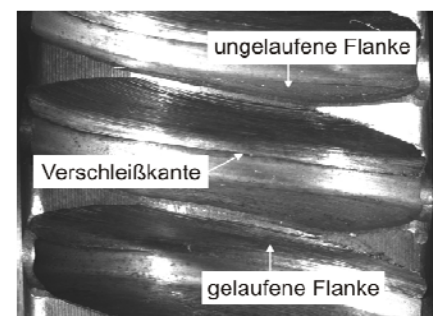


**Bild 9:** beispielhafte Pressungsverteilung für unvollständiges Tragbild (C-Flanke)

#### 2.4.2 Verschleiß des Radzahns

Im Zahnkontakt von Schneckengetrieben herrscht auf Grund der Gleitbedingungen Mischreibung. Selbst große Schneckengetriebe können nach [W3] nicht verschleißfrei betrieben werden. Als maßgebender Einfluss gilt die Schmierpaltdicke im Zahnkontakt. Bild 10 zeigt beispielhaft ein typisches Verschleißbild eines Schneckenrades kurz vor Erreichen der Spitzgrenze.

Huber [H7] beschäftigt sich mit der Verschleiß- und Grübchen-tragfähigkeit verschiedener Werkstoffkombinationen. Dabei wird festgestellt, dass die Bronze CuSn12Ni2-C-GZ die günstigsten Festigkeitseigenschaften besitzt. Die untersuchten Schneckenradbronzes weisen dabei eine relativ große Streu-



**Bild 10:** typisches Bild des Radverschleiß kurz vor der Spitzgrenze

breite der Verschleißkennwerte auf. Böhnert zeigt in [B9], dass Legierungen auf Basis von Kupfer und Silizium für Schneckengetriebe ungeeignet sind.

Der Berechnungsansatz von [H7] stützt sich auf die Arbeit von Kragelskij [K8]. Er entwickelt einen Ansatz für den Verschleiß von Kurvengetrieben, der den Verschleiß in Abhängigkeit einer spezifischen Verschleißintensität über dem Reibweg definiert. Der Reibweg wird darin als der von den Kontaktpartnern innerhalb der Hertzschen Kontaktfläche zurückgelegte Weg in Richtung der Gleitgeschwindigkeit angegeben. Die Ergebnisse von [H7] finden Eingang in die Berechnung der Tragfähigkeit nach Niemann/Winter [N3].

Neupert erweitert das Berechnungsverfahren zur Verschleißtragfähigkeit in [N1] anhand von Versuchen in unterschiedlichen Baugrößen und mit unterschiedlichen Ölen. Er definiert zur vereinfachten Berechnung beliebiger Schneckengetriebe den dimensionslosen Kennwert für den mittleren Gleitweg  $s^*$ . Mit diesem lässt sich der Betriebsverschleiß beliebiger Schneckengetriebe in Abhängigkeit von einem Schmierstalthöhenkennwert  $K_w$  und Faktoren für den Werkstoff- und Schmierstoffeinfluss darstellen.

Nass [N5] schlägt eine Erweiterung des Verfahrens der Berechnung der Verschleißtragfähigkeit nach [N1] vor und integriert Faktoren zur Berücksichtigung von Last- und Drehzahlkollektiven sowie statistische Prognosefaktoren.

Jacek [J1] untersucht den Einfluss von Legierungselementen und Gefügestruktur auf das Verschleißverhalten. Er schafft damit die Grundlagen zur Beurteilung des Verschleißwiderstandes des Radwerkstoffs auf Grundlage von Gefügeuntersuchungen. Seine Versuche bauen auf der Arbeit von Nass auf.

Hermes [H4] führt eine Vielzahl von Versuchen bei Anfahrvorgängen sowie Last- und Drehzahlkollektiven an unterschiedlichen Baugrößen durch und entwickelt daraus Berechnungsverfahren für die Verschleißtragfähigkeit sowie der Ölsumpftemperatur bei instationären Bedingungen.

Heilemann [H2] führt Untersuchungen an Verzahnungen unterschiedlicher Flankenform durch. Dabei zeigt sich, dass Schneckengetriebe mit konvex-konkaver Flankenpaarung gegenüber solchen mit konvex-konvexer Paarung bei vergleichbarem Wirkungsgrad ein günstigeres Verschleißverhalten zeigen. Innerhalb der konvex-konvexen Geometrien lassen sich keine Unterschiede in Tragfähigkeit und Wirkungsgrad erkennen. [H2] stellt außerdem einen Einfluss der Oberflächenhärte der gehärteten Schnecke auf den Betriebsverschleiß fest und schlägt einen Faktor zur Berücksichtigung in der Verschleißtragfähigkeit vor.

Kalmus führt in [K1] Tragfähigkeitsuntersuchungen an lebensmittelverträglichen Schmierstoffen durch. Im Bereich niedriger Drehzahlen weisen dabei die untersuchten Polyalphaolefine gegenüber den Polyglykolen geringfügige Vorteile in Wirkungsgrad und Verschleißtragfähigkeit auf.

Sternberg führt in [S12] Tragfähigkeitsuntersuchungen mit Stahlschneckenrädern durch. Dabei zeigt sich, dass Radsätze der Baugröße  $a = 100$  mm nicht ohne Oberflächenbehandlung zuverlässig betrieben werden können. Versuche mit Getrieben der Baugröße  $a = 65$  mm weisen jedoch auch ohne Oberflächenbehandlung keine Fressschäden auf. Die Paarung Stahl/Stahl weist demnach nur sehr geringen Betriebsverschleiß auf.

Pausch [P2] stellt ein physikalisch basiertes Verschleißmodell auf und vergleicht es mit dem empirischen Verschleißmodell von [N1]. Die Abweichungen sind noch erheblich.

Sharif et al. [S3] stellen ein Modell zur Berechnung des lokalen Verschleißes von Schneckenrädern auf Grundlage einer lokalen Modellierung mit der EHD-Theorie vor. Die berechneten Verschleißraten korrelieren mit entsprechenden Versuchsergebnissen und deren globaler Beschreibung.

Als Grenzwerte für den zulässigen Verschleißabtrag  $\delta_{wlim}$  gelten nach [D11]

- Das Spitzwerden des Zahnkopfes. Weiterer Verschleiß führt zu einer Abnahme der Zahnhöhe und zu einer überproportionalen Erhöhung des abrasiven Verschleißes.
- Ein Unterschreiten der Mindest-Zahnbruchsicherheit durch Abnahme der Radzahndicke während der geforderten Laufzeit.
- Ein Überschreiten der zulässigen Menge an Verschleißpartikeln in Schmierstoff und Lagern. Diese Größe ist von den Schmierstoffwechselintervallen und der Lagerschmierung abhängig und in der Regel schwierig zu quantifizieren.
- Eine unzulässige Vergrößerung des Flankenspiels der Verzahnung. Üblicherweise wird hierfür das 0,3fache des Axialmoduls vorgegeben.

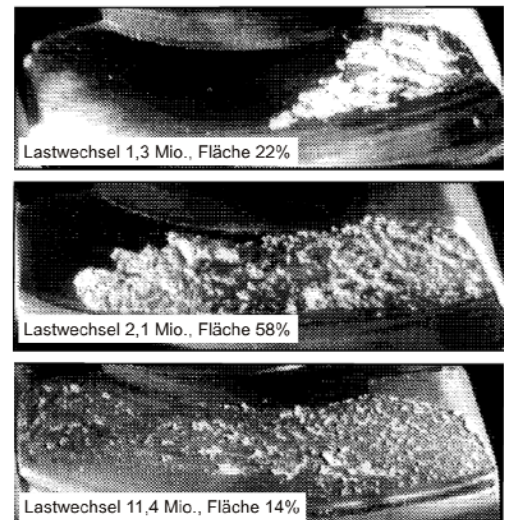
Während a) und b) absolute Grenzwerte darstellen, die bei Überschreiten der Grenzwerte zu einem Ausfall der Verzahnung führen, richten sich c) und d) nach den Gegebenheiten und Anforderungen im jeweiligen Anwendungsfall.

### 2.4.3 Grübchenbildung

Grübchen entstehen auf der Schneckenradflanke durch Ermüdung des Radwerkstoffs in Folge dauerhaften Überschreitens der Wälzfestigkeit. Es wird zwischen früh auftretenden Einlaufgrübchen, die bei konstanten Betriebsbedingungen wieder zurückgehen, und progressiver Grübchenbildung während der Lebensdauer unterschieden. Lebensdauerbegrenzend wirkt sich nur eine progressive Grübchenbildung aus. Ausgehend von einer oberflächennahen Rissbildung im Bereich maximaler Beanspruchung brechen dabei allmählich weitere Bereiche der Radflanke auf und es kommt zu einer immer größer werdenden Grübchenfläche. Bild 11 illustriert das Anwachsen der Grübchenfläche über der Laufzeit. Mit steigender Grübchenfläche sinkt die tragende Flankenfläche, was zu einer Erhöhung der Hertzschen Pressung in den tragenden Bereichen führt. In der Folge steigt der abrasive Verschleiß der tragenden Flankenbereiche. Werden Flankenbereiche, auf denen Grübchenbildung zu erwarten ist, schnell genug durch abrasiven Verschleiß abgetragen, so treten keine Grübchen auf. Die Relevanz der Grübchentragfähigkeit als Grenzkriterium hängt somit maßgeblich von der Verschleißintensität des Schneckenrades ab.

Lange [L3] formuliert ein Schadenskriterium für Stahl-Gusseisen-Werkstoffpaarungen, in dem er für die Standard-Referenzverzahnung aus der Fresssicherheit eine kritische Grübchenfläche vorgibt. Dem zugrunde liegt die Beobachtung, dass eine wachsende Grübchenfläche zwangsläufig einen Fresschaden durch örtliche Lastspitzen provoziert. Für eine Aussage zur zeitlichen Entwicklung der Grübchenfläche und eine Aussage über die sich ausbildende maximale Grübchenfläche fehlen ihm zufolge noch die Voraussetzungen, insbesondere in Hinblick auf die Anzahl der Versuchsergebnisse und Einflüsse der Tragbildentwicklung.

Das Berechnungsverfahren zur Grübchentragfähigkeit nach [N3] wird durch Mathiak [M4] und [H7] auf den heutigen Stand [D11] erweitert. Bei Unterschreiten einer Grübchensicherheit von  $S_H = 2,0$  empfiehlt [D11] die Berechnung der Grübchenlebensdauer. Diese geht auf die Arbeit von



**Bild 11:** typische Grübchenentwicklung nach [R1]

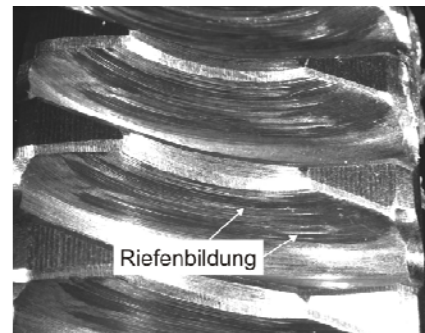
Rank [R1] zurück. Er untersucht die Grübchenbildung von Schneckenrädern aus Bronze und definiert in Abhängigkeit des Kennwertes  $A_{P10}$  für die Grübchenfläche drei Phasen der Grübchenentwicklung. Für alle drei Phasen formuliert er eine angepasste Berechnung der Verschleißintensität und leitet daraus in Abhängigkeit von Hertzscher Pressung und mittlerer Gleitgeschwindigkeit ein Berechnungsverfahren zur Grübchenlebensdauer ab. Hierbei wird in Übereinstimmung mit [P6] die Annahme getroffen, dass ein abgeschlossener Einlauf der Schneckenradflanke zu einer näherungsweise gleichmäßigen Verteilung der Hertzschen Pressung führt.

#### 2.4.4 Riefenbildung

Dinter beschäftigt sich in [D19] mit der Riefenbildung an einsatzgehärteten Schnecken in Kombination mit Rädern aus Standardbronze der Baugröße  $a = 100$  mm. Als Schadensmechanismus wird eine initiale Schädigung der Schnecken durch die spezifische Belastung im Zahneingriff genannt, die zum Einbetten harter Schneckenpartikel in die Radbronze führen. Diese führen in Kombination mit einer Anreicherung von harten Partikeln im Schmierstoff zu einer abrasiven Schädigung der Schneckenoberfläche. [D19] bringt ein Kennfeld, das die Riefenbildung in Abhängigkeit von Last und Drehzahl darstellt.

Rhode setzt die Untersuchungen dieses Schadensbildes in [R2] fort. Im Bereich niedriger Antriebsdrehzahlen ( $n_1 = 60 \text{ min}^{-1}$ ) wird dabei keine Riefenbildung beobachtet. Er erweitert den Gültigkeitsbereich auch auf die Baugröße  $a = 65$  mm und bestätigt die Übertragbarkeit des Kennfeldes bei gleichen Belastungsparametern (Hertzsche Pressung und mittlere Gleitgeschwindigkeit).

[L1] stellt bei der Paarung vergütete Schnecke und Schneckenrad aus Sphäroguss Riefenbildung an Schnecke und Rad fest. Er erklärt die Riefenbildung mit einem Übertrag von Radpartikeln auf die Schnecke infolge thermischer Überlastung. Damit geht Riefenbildung in die Tragfähigkeitsgrenze Fressen über. Die Bildung von Riefen hängt maßgeblich vom aufgebrachten Moment ab, wobei das Grenzmoment mit steigender Schneckendrehzahl sinkt. [L1] definiert als Grenzkriterium das Überschreiten eines arithmetischen Mittenrauwerts von  $R_a = 2 \mu\text{m}$ .



**Bild 12:** Riefenbildung am Schneckenrad

#### 2.4.5 Fressen

Die in der industriellen Praxis üblicherweise für Leistungsgetriebe eingesetzte Werkstoffpaarung Stahlschnecke / Schneckenrad aus Bronze weist relativ geringe Festigkeitswerte für das Rad aus Bronze auf. Es gibt daher immer wieder Bestrebungen, die Bronze durch einen Werkstoff mit höherer Festigkeit zu ersetzen.

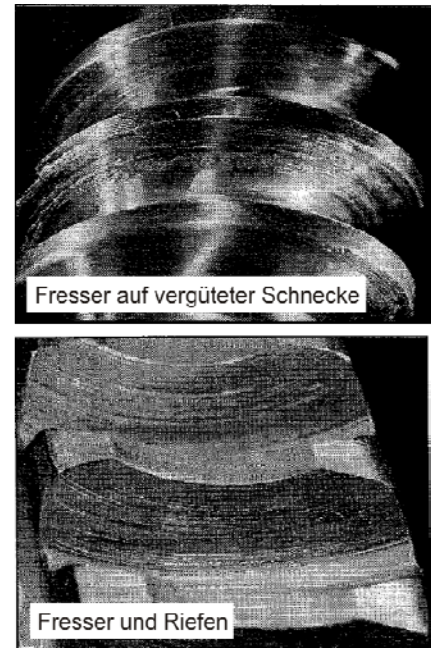
Systematische Versuche zum Betriebsverhalten von Schneckenrädern aus Gusseisenwerkstoffen sind erstmalig in [H7] wiedergegeben. EN-GJL-250 und EN-GJS-700 erweisen sich demnach für hohe Antriebsdrehzahlen der Schnecke als ungeeignet.

Jarchow [J2] und Vill [V2] untersuchen Paarungen eines Stirnrades mit einer globoidischen Schnecke aus Grauguss. Michels führt in [M6] Untersuchungen an Getrieben mit Schneckenrädern aus Grauguss aus. Diese Arbeiten weisen als grundlegende Gemeinsamkeit das schlechte Einlaufverhalten der Paarung Stahl/Grauguss auf. Zum Einlauf sind demnach langsame Laststeigerungen notwendig.

Kovar [K6] stellt an Schneckengetrieben mit unterschiedlichen Bronzelegierungen eine höhere Fress- und Grübchentrugfähigkeit der untersuchten Kupfer-Zinn-Legierungen gegenüber den untersuchten Aluminium-Zink-Legierungen fest.

Die Arbeiten von Steingröver [S11] und [L3] bestätigen diese Feststellung und untersuchen die Fressstragfähigkeit als begrenzendes Kriterium für die Verwendung von Gussrädern. Bild 13 zeigt exemplarisch das Schadensbild eines Fressschadens auf Schnecke und Schneckenrad. [S11] variiert systematisch Schmierstoffe, Werkstoffe und Betriebsbedingungen in der Paarung Stahl/Grauguss und leitet entsprechende Kennwerte für die Berechnung von Verschleißtragfähigkeit und Wirkungsgrad ab. [S11] formuliert aus den Ergebnissen einen Ansatz für die Berechnung der Fressstragfähigkeit von Schneckengetrieben. Er zeigt weiter, dass Schnecken aus Vergütungsstahl bei Verwendung hoch legierter synthetischer Schmierstoffe in Kombination mit Gussrädern Vorteile gegenüber einsatzgehärteten Schnecken aufweisen.

[L3] führt die Untersuchungen fort. Er definiert optimale Werte für Härte und Fertigung von Schneckenrädern aus Sphäroguss und definiert ein Testverfahren für die Fressstragfähigkeit von Schneckengetrieben.



**Bild 13:** typischer Fressschaden

## 2.5 Wirkungsgrad von Schneckengetrieben

Der Verzahnungswirkungsgrad eines Schneckengetriebes  $\eta_z$  beschreibt das Verhältnis von Schneckenarbeit  $W_1$  zu Rad-Nutzarbeit  $W_2$  nach der Wirkungsgradgleichung (Gl. 9).

$$\eta_z = \frac{W_2}{W_1} = \frac{F_{U2} \cdot z_1 \cdot p_x}{F_{U1} \cdot d_{m1} \cdot \pi} = \frac{\tan(\gamma_m)}{\tan(\gamma_m + \rho')} \quad (\text{Gl. 9})$$

$\eta_z$	:	Verzahnungswirkungsgrad	[-]
$F_{U1}$	:	Umfangskraft am Mittenkreis der Schnecke	[N]
$F_{U2}$	:	Umfangskraft am Mittenkreis des Schneckenrades	[N]
$z_1$	:	Zähnezahl der Schnecke	[-]
$p_x$	:	Axialteilung der Schnecke	[-]
$d_{m1}$	:	Mittenkreisdurchmesser der Schnecke	[mm]
$\rho'$	:	Reibwinkel, $\rho' = \arctan(\mu_{zm}/\cos(\alpha_0)) \approx \arctan(\mu_{zm})$	[°]
$\gamma_m$	:	Steigungswinkel am Mittenkreis der Schnecke	[°]
$\mu_{zm}$	:	mittlere Zahnreibungszahl	[-]

Der Verzahnungswirkungsgrad hängt demnach direkt von Mittensteigungswinkel  $\gamma_m$  und der mittleren Zahnreibungszahl  $\mu_{zm}$  ab. Bild 14 zeigt diesen Zusammenhang für den Größenbereich der Prüfverzahnungen.



Unterhalb eines Verzahnungswirkungsgrades von  $\eta_z = \text{ca. } 0,5$  tritt bei Schneckengetrieben Selbsthemmung auf. Haag [H1] stellt Untersuchungen zu Anlaufwirkungsgraden und Selbsthemmungsfähigkeit von Schneckengetrieben an. Er stellt die geringsten Anlaufreibungszahlen für Schneckenräder aus Kupfer-Zinn-Bronze fest. Jüring [J3] führt Versuche zu Zahnreibungszahlen während des Anfahr- und Bremsvorgangs von Schneckengetrieben durch und erstellt ein entsprechendes Simulationsprogramm.

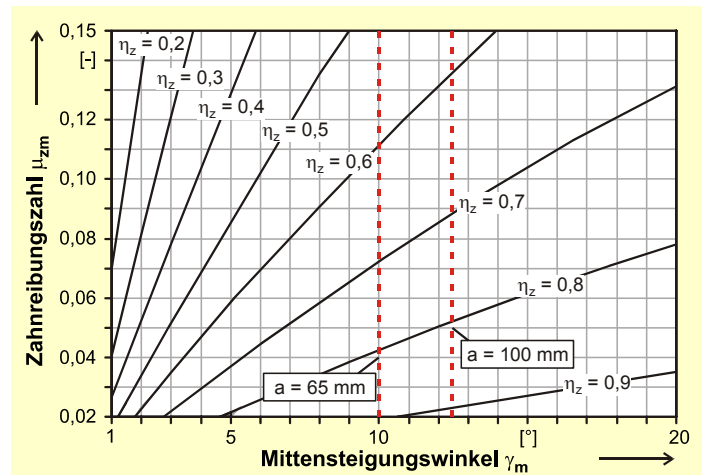


Bild 14: Verzahnungswirkungsgrad - Kennfeld

Die Berechnung der Zahnreibungszahlen erfolgt nach [D11] auf Grundlage von Näherungsgleichungen, die unter Berücksichtigung von Schmierstofftyp, Schmierungsart und Werkstoffkombination eine getriebeunabhängige, gleitgeschwindigkeitsabhängige Grundreibungszahl  $\mu_{0T}$  beschreiben.

Die Arbeit von Doleschel [D20] ermöglicht die Berechnung der Verlustleistung nicht leistungsverzweigter Getriebe im stationären Zustand. Das daraus entwickelte Programm WTplus [F2] basiert auf dem in [D11] zusammengefassten Vorgehen für Ölschmierung.

Bouché [B10] formuliert einen physikalisch basierten Ansatz für die Berechnung des Verzahnungswirkungsgrades im Gebiet der Mischreibung. Er berücksichtigt dabei auch die Oberfläche der Kontaktpartner. Magyar stellt in [M2] ein darauf aufbauendes Modell zur Berechnung des Wirkungsgrades von Schneckengetrieben auf Basis einer ausführlichen EHD-Berechnung im Mischreibungsgebiet vor. Steingröver [S10] konzipiert und baut zur Messung lokaler Reibungszahlen von Schneckengetrieben einen Drei-Scheiben-Prüfstand. Lange führt in [L1] Versuche an diesem Prüfstand durch und entwickelt einen Ansatz zur Berechnung der lokalen Reibungszahlen nach dem Eyring'schen Schubspannungsansatz. Alle Arbeiten gehen dabei von einer Schmierung mit Getriebeöl aus.

## 2.6 Einfluss von Fettschmierung auf Tragfähigkeit und Wirkungsgrad

Für Stirnradgetriebe und insbesondere Wälzlager existiert eine Reihe von Untersuchungen, bei denen Fette als Schmierstoff eingesetzt wurden.

Plewe [P4] führte umfangreiche systematische Untersuchungen an einsatzgehärteten und vergüteten Zahnrädern zum Einfluss des Schmierstoffs, vorwiegend jedoch von Ölen, auf den Zahnradverschleiß durch. Aus den Untersuchungen wird ein Verfahren abgeleitet, das die Berechnung des Verschleißgeschehens von Praxisgetrieben erlaubt. In Stichversuchen mit einem Getriebe-fließfett zeigt er, dass im Bereich sehr niedriger Umfangsgeschwindigkeiten von  $v_U = 0,05 \text{ m/s}$  und schlechten Schmierbedingungen der Verschleiß bei Fettschmierung niedriger ausfällt als bei Schmierung mit dem verwendeten Grundöl ohne Seifenverdicker. Bei höheren Umfangsgeschwindigkeiten von  $v_U = 2,76 \text{ m/s}$  und guten Schmierbedingungen zeigt dasselbe Fett einen höheren Verschleiß als sein Grundöl. Bayerdörfer [B6] untersucht verschiedene Öle mit unterschiedlichen Grundölen, Viskositäten und Additiven auf ihr Verschleißverhalten und leitet daraus ein Testverfahren zur vergleichenden Bestimmung von Verschleißkennwerten von Schmierstoff-

fen, die im Tauchschmierverfahren zugeführt werden können, ab. Die derart gewonnenen Kennwerte können in die Verschleißberechnung nach [P4] eingeführt werden.

Aus dem an der Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau (FZG) entwickelten Standardtest zur Bestimmung der Fresstragfähigkeit von Ölen nach DIN ISO 14635-1 [D15] wurde ein Verfahren für Fette abgeleitet. Das Verfahren wurde im Industrieauftrag weiterentwickelt und lässt in einem anschließenden Dauerlauf neben dem Fressen auch Schlüsse auf das relative Verschleißverhalten zu. Michaelis [M5] zeigt, dass das Verfahren bedingt auch für Haftschmierstoffe einsetzbar ist, wenn ausreichendes Nachfließverhalten gegeben ist.

In zahlreichen Versuchen mit unterschiedlichen Fließfetten untersucht Hochmann [H6] die Tragfähigkeit von Stirnradverzahnungen bei Schmierung mit Getriebeflößfetten. Barton [B1] untersucht Schraubrad- und Schneckengetriebe mit kleinen Achsabständen der Paarung Stahl - Kunststoff. Zur Schmierung kommt ein handelsübliches Fett für Kunststoffschmierung zum Einsatz, welches aus einem synthetischen Kohlenwasserstofföl und einer Spezial-Lithium-Seife besteht. Eine direkte Übertragbarkeit dieser Ergebnisse zur Anwendung bei Schneckengetrieben ist wegen der Unterschiede hinsichtlich Geometrie, Werkstoffkombination und Gleitbedingungen nicht gegeben.

Der Einfluss von Fließfetten auf das Reibungsverhalten und die Eignung zur Dauerschmierung von schnelllaufenden Wälzlagern wurde in den DGMK Forschungsvorhaben 379 [P1] und 379-1 [F1] untersucht. Die Erfahrungen mit verschiedenen Fetten wurden von Blanke [B7] zusammengefasst. Zur Schmierung von Wälzlagern mit Fetten höherer NLGI-Klasse liegt eine Vielzahl von wissenschaftlichen Untersuchungen vor. So untersucht u.a. Barz [B5] die Schmierfilmbildung in schnelllaufenden Spindellagern und beschreibt den Stand der wissenschaftlichen Erkenntnisse. Gerstenberger [G1] untersucht das Verhalten von Wälzlagerfetten bei niedrigen Temperaturen. Bei Baly [B1] werden gezielt Schmierstoffparameter variiert und deren Auswirkungen auf die Schmierfilmbildung und das Reibungsverhalten untersucht. Dabei zeigt sich ein grundsätzlicher Vorteil im Schmierfilmaufbau für Schmierung mit Fett bei niedrigen Geschwindigkeiten.

Untersuchungen oder Forschungsergebnisse zur Tragfähigkeit von Schneckengetrieben bei Schmierung mit Fett liegen bislang nicht vor.

Hochmann [H6] führt Untersuchungen an Stirnradgetrieben mit mineralölbasischen Fließfetten der NLGI-Klasse 00 durch. Er zeigt, dass die untersuchten Fließfette im Bereich niedriger Temperaturen sowohl höhere Leerlaufverluste als auch höhere lastabhängige Verluste aufweisen als das entsprechende Grundöl. Die Höhe der Verluste korreliert dabei mit der Grundölviskosität. Im Bereich höherer Temperaturen liegen die Leerlaufverluste auf vergleichbarem Niveau wie die Verluste des Grundöls. Hinsichtlich der lastabhängigen Verluste wirkt der Zusatz von Verdicker dabei reibungsmindernd.

Kuhn [K7] fasst eine Reihe von Modellversuchen zum Reibungsverhalten von Schmierfetten zusammen. Die beschriebenen Versuche werden ausschließlich auf verschiedenen Modellprüfständen durchgeführt und sind untereinander nicht vergleichbar. Dabei zeigt sich eine tendenzielle Abnahme der Reibungsenergieverluste bei einer Erhöhung des Verdickeranteils im Bereich der Mischreibung. Einen maßgeblichen, bislang nicht ausreichend untersuchten Einfluss hat zudem der Herstellprozess der Schmierfette, der zu unterschiedlichen Ausbildungen der Verdickerstruktur führt. Allen Modellversuchen ist dabei gemein, dass sie sich nicht oder nur schwer auf die Verhältnisse eines realen fettgeschmierten Kontaktes übertragen lassen.

Untersuchungen oder Forschungsergebnisse zum Wirkungsgrad von Schneckengetrieben bei Schmierung mit Fett liegen bislang nicht vor.

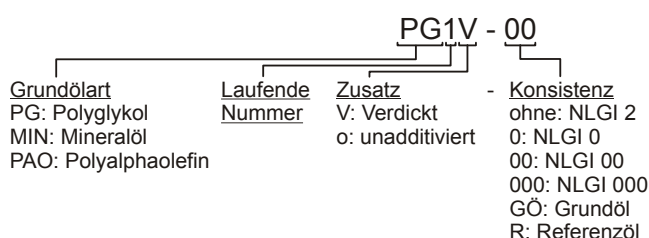




### 3 Schmierstoffe, Versuchseinrichtungen und Prüfkörper

#### 3.1 Schmierstoffe

In der vorliegenden Arbeit werden sowohl Muster- als auch marktgängige Schmierstoffe mit unterschiedlichen Verdickersystemen, Grundölviskositäten und Additivsystemen untersucht. Die Übersicht über die eingesetzten Schmierstoffe einschließlich der grundlegenden Stoffdaten zeigt Tabelle 4. Insgesamt werden 14 Schmierfette in 32 Varianten untersucht. Als Grundöle kommen Polyglykole, Mineralöle und Polyalphaolefine im Bereich der Viskositätsklassen ISO VG 100 bis ISO VG 460 nach DIN 51519 [D16] zum Einsatz. Dabei werden jeweils gleich additivierte Grundöle und Fette untersucht. Es wird zur Bezeichnung der Fette folgende Nomenklatur angewendet:



**Tabelle 4:** Untersuchte Schmierstoffe inkl. grundlegender Stoffdaten<sup>2</sup>

Art	Grundöl	Bezeichnung	kinemat. Viskosität DIN 51562		Dichte DIN 51757 *) $\rho_{15^\circ\text{C}}$ [g/cm <sup>3</sup> ]	Verdicker	Verdicker- anteil $x_{\text{Seife}}$ [%]	Walkpenetr. DIN ISO 2137 [0,1mm]	NLGI- Klasse	Additiv- paket	Gebrauchstemperatur												
			$v_{40}$ [mm <sup>2</sup> /s]	$v_{100}$ [mm <sup>2</sup> /s]							$\vartheta_{\text{Fmin}}$ [°C]	$\vartheta_{\text{Fmax}}$ [°C]											
Musterschmierstoffe	Polyglykol	PG1	131	21	0,991	Li	8	265-295	2	A		-30	120										
		PG1-00												507	74	0,999	Li	2,5	400-430	00			
		PG1-GÖ																			220	46	1,046
		PG1V	220	46	1,046	LiK	12	265-295	2		B	-40	160										
		PG1V-00												220	46	1,046	LiK	12	265-295	2			
		PG1V-GÖ																			220	46	1,046
	PG2	220	46	1,046	LiK	12	265-295	2	B	-40	160												
	PG2o											220	46	1,046	LiK	12	265-295	2	B	-40			
	PG2-GÖ																				220	46	1,046
MIN1	220	16	0,905	LiK	14	265-295	2	B	-40	160													
MIN1-GÖ																							
marktgängige Schmierstoffe	Polyglykol	PG3	150	27	1,02	CaK	16	265-295	2	C		-30	140										
		PG3-00												240	37	1,028	-	-	-	-	D	-30	140
		PG4-R																					
	MIN2	144	12	0,915	Li	4	445-475	000	F	-30	120												
	MIN2-0											165	14	0,907	LiCa	10	270-290	2	G	-30	120		
	MIN2-GÖ																					395	28
	MIN3-000	415	28	0,912	LiCa	15	265-295	2	I	-20	140												
	MIN3-GÖ											152	21	0,862	Li	14	265-295	2	J	k.A.	160		
	MIN4																					152	21
	MIN4-GÖ	446	45	0,845	AlK	7,6	420	00	K	-40	140												
	MIN5-00											446	45	0,845	AlK	12	283	2	L	-35	160		
	MIN5-GÖ																					152	20
	MIN6	152	20	0,896	Poly- harnstoff	8,2	400-430	00	M	-25	180												
	MIN6-GÖ											152	20	0,896	Poly- harnstoff	8,2	400-430	00	M	-25	180		
	PAO1																					152	20
	PAO1-00	152	20	0,896	Poly- harnstoff	8,2	400-430	00	M	-25	180												
	PAO1-GÖ											152	20	0,896	Poly- harnstoff	8,2	400-430	00	M	-25	180		
	PAO2-00																					152	20
PAO2-GÖ	152	20	0,896	Poly- harnstoff	8,2	400-430	00	M	-25	180													
PAO3											152	20	0,896	Poly- harnstoff	8,2	400-430	00	M	-25	180			
PAO4																					152	20	0,896
PAO4-00	152	20	0,896	Poly- harnstoff	8,2	400-430	00	M	-25	180													

<sup>2</sup> Die bei Fetten angegebene kinematische Viskosität und die Dichte beziehen sich, sofern nicht anders angegeben, auf die Stoffdaten des Grundöls.

Die Fette PG1, PG2, MIN1 und MIN2 sowie PAO3 werden an den Schneckengetriebe-Prüfständen untersucht. Mit der Auswahl werden die drei verschiedenen Grundölararten, die auch in [D11] berücksichtigt werden, mit gängigen Verdickern abgebildet. Beim Fett PG1 handelt es sich um ein Lithium-verseiftes Fett mit einem relativ niedrigviskosen ( $\nu_{40} = 131 \text{ mm}^2/\text{s}$ ) Polyglykol-Grundöl. Bei den Fetten PG2 und MIN1 handelt es sich um zwei verschiedene Grundöle mit gleicher Additivierung, mit gleichem Verdicker (Lithium-Komplex) und gleicher Grundölviskosität ( $\nu_{40} = 220 \text{ mm}^2/\text{s}$ ), aber unterschiedlicher Grundölarart. Zusätzlich wird die unadditivierte Variante PG2o des Fetts PG2 untersucht. Mit dem Universalfett MIN2 wird außerdem ein Calcium-Komplex-Verdicker mit ebenfalls niedriger Grundölviskosität ( $\nu_{40} = 120 \text{ mm}^2/\text{s}$ ) untersucht. Das Aluminium-Komplex-Fett PAO3 nimmt als lebensmittelverträglicher Schmierstoff hoher Grundölviskosität ( $\nu_{40} = 446 \text{ mm}^2/\text{s}$ ) auf Basis von Polyalphaolefin eine Sonderrolle ein. Mit ihm wird das Verhalten eines Fetts mit hoher Grundölviskosität im Getriebe abgebildet.

Die Versuche an den Schneckengetriebeprüfständen werden durch Reibungszahlversuche mit einer breiten Matrix von weiteren Fetten, davon eine Reihe marktgängiger Fette, ergänzt. Mit dem Fett PG1V, das eine gegenüber PG1 modifizierte Variante mit höherviskosem Grundöl darstellt, und der Variation des Verdickeranteils wird das Fett PG1 zu einer Matrix erweitert, die auch Aussagen über den Einfluss der Grundölviskosität, der Verdickeranteil sowie den Vergleich mit dem Grundöl erlaubt. Aussagen über den Einfluss der Konsistenz erlauben auch die Fette MIN2 und PAO1, die jeweils als konsistentes Fett und als Fließfett vorliegen und mit ihrem Grundöl verglichen werden. Eine weitere Sonderrolle nimmt das Fett PAO4 als Hochtemperaturfett mit Polyharnstoffverdicker ein. Damit wird auch ein Fett mit einem Nicht-Seifen-Verdicker untersucht.

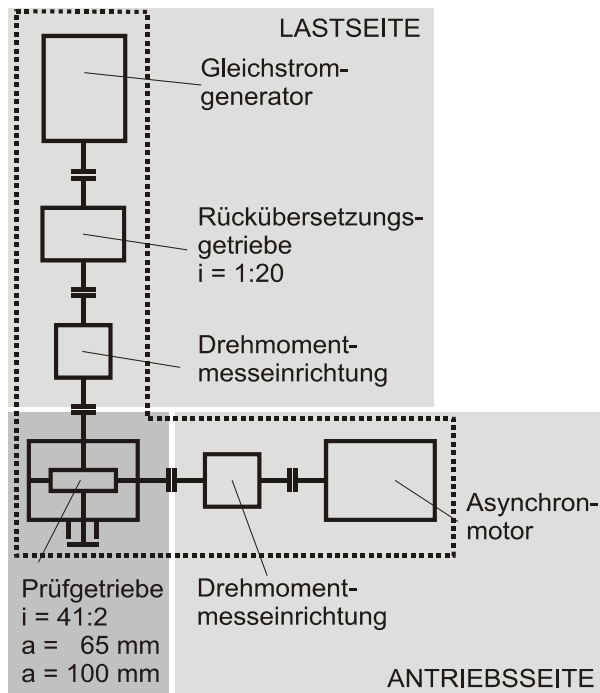
Tabelle 5 zeigt die von den Herstellern gemachten Angaben zur Additivierung. Die verwendeten Additivpakete werden mit Ausnahme von Paket B nicht näher spezifiziert. Das Additivpaket B enthält 5% Additin RC 8210 und 2,5 % Additin RC 9505. Alle anderen Additivpakete enthalten Antioxidantien, Anti-Wear- und EP-Additive sowie Korrosionsschutz. Davon abweichend weisen die Additivpakete C und J zusätzlich  $\text{MoS}_2$  als Festschmierstoff auf. Das Musterfett PG2o weist lediglich eine Additivierung mit Anti-Oxidantien auf.

**Tabelle 5:** Additivierung der untersuchten Schmierstoffe

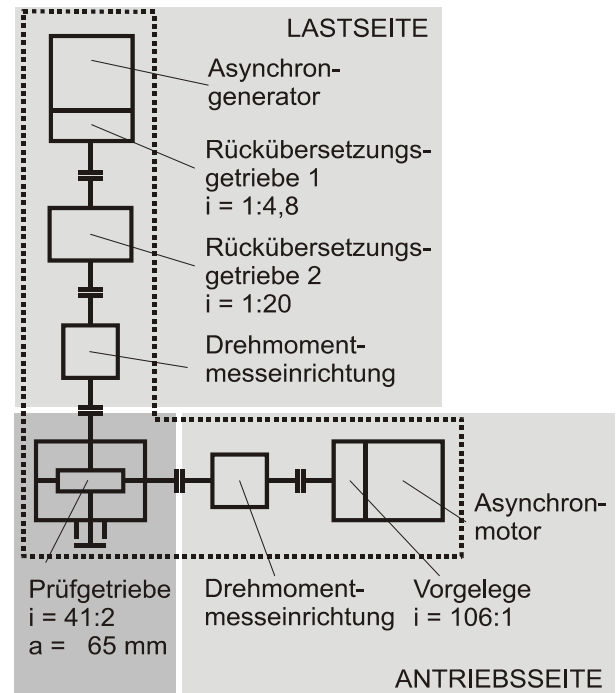
Additivpaket	Wirkungsweise					Bemerkung
	Antioxidantien	Extreme-Pressure Anti-Wear	Buntmetall-Desaktivatoren	Korrosionsschutz	Festschmierstoff	
A	2-3%	4-5% S/P	1-2%	<1%	-	
B	k.A.	2% Zn/S/P	k.A.	k.A.	-	5% RC 8210, 2,5% RC 9505
C	<1%	5-6% S/P	-	1-2%	2% $\text{MoS}_2$	
D-I	k.A.	k.A.	k.A.	k.A.	k.A.	
J	k.A.	k.A.	k.A.	k.A.	3% $\text{MoS}_2$	
K	k.A.	1% S/P	k.A.	k.A.	-	
L	k.A.	1% S/P	k.A.	k.A.	k.A.	
M	k.A.	1% Zn/S/P	k.A.	k.A.	-	

### 3.2 Schneckengetriebeprüfstände

Die Versuche wurden an insgesamt vier Prüfständen an der Forschungsstelle durchgeführt. Die Prüfstände sind bereits in einer Reihe vorangegangener Forschungsvorhaben (u.a. [H2], [N1], [R1]) eingesetzt worden. Sie wurden für die Untersuchungen modernisiert und an Fettschmierung angepasst. Für die Versuche in Baugröße  $a = 65 \text{ mm}$  wurden zwei Prüfstände nach dem Prinzip der elektrischen Verspannung verwendet. Einer der Prüfstände wurde für Stufentests und Aussetzbetrieb eingesetzt (Bild 15), der zweite für Langsamlaufuntersuchungen (Bild 16).



**Bild 15:** Prinzip der Schneckenprüfstände mit elektr. Verspannung – Ausführung für Stufentests und Aussetzbetrieb



**Bild 16:** Prinzip des Schneckenprüfstands mit elektr. Verspannung – Ausführung für Langsamlauf

Die Versuche der Baugröße  $a = 100 \text{ mm}$  wurden an einem weiteren, ebenfalls nach dem Prinzip der elektrischen Verspannung aufgebauten Prüfstand mit geometrisch ähnlichem Gehäuse durchgeführt. Dieser Prüfstand entspricht ebenfalls dem in Bild 15 dargestellten schematischen Aufbau.

Die Grundlagenversuche zur Ermittlung der lokalen Reibungszahlen und zum Vergleich der Schmierstoffe wurden an einem Drei-Scheiben-Prüfstand durchgeführt. Dieser wird in Abschnitt 3.4 ausführlich beschrieben.

Aussagen zur Messgenauigkeit der verwendeten Messeinrichtungen und Prüfstandsregelgrößen werden in Abschnitt 3.5 getroffen.

#### 3.2.1 Schneckengetriebeprüfstände für Achsabstand $a = 65 \text{ mm}$

Der Antrieb der Prüfgetriebe erfolgt über eine drehzahlgeregelte Asynchronmaschine, die gegen einen drehmomentgeregelten Generator wirkt. Durch Vorgelege bzw. geeignete Rückübersetzungsgetriebe werden die Drehzahlen für Motor und Generator in optimale Betriebsbereiche angepasst. Zur Messung der Verlustleistung werden jeweils das An- und Abtriebsmoment sowie die

An- und Abtriebsdrehzahl an den Drehmomentmeseinrichtungen kontinuierlich gemessen und aufgezeichnet. Die Messung der Radmassentemperatur erfolgt über zwei mittig im Radzahn in der Höhe des Mittenkreises angebrachte Thermoelemente, deren Messsignale über eine berührungslose Drehübertragung von der Radwelle an einen Messrechner übertragen werden. Die Messung der Radmasse erfolgt mittels einer Präzisionswaage nach Ausbau des Schneckenrades.

Bild 17 zeigt den Prüfstand für Stufentests und Aussetzbetrieb, Bild 18 den Prüfstand für Langsamlaufuntersuchungen. Beide Prüfstände sind mit identischen Prüfgehäusen und Messeinrichtungen ausgestattet.



**Bild 17:** Schneckenge triebeprüfstand für Stufentests und Aussetzbetrieb



**Bild 18:** Schneckenge triebeprüfstand für Langsamlaufuntersuchungen

### 3.2.2 Schneckenge triebeprüfstand für Achsabstand $a = 100$ mm

Prinzip und Aufbau des elektrisch verspannten Prüfstandes für die Baugröße  $a = 100$  mm entsprechen derjenigen der oben dargestellten Prüfstände für die Baugröße  $a = 65$  mm. Bild 19 zeigt den Prüfstand in der Übersicht.



**Bild 19:** Schneckengetriebeprüfstand der Baugröße  $a = 100$  mm

Die Schnittzeichnungen der Prüfgetriebes beider Baugrößen sind im Anhang dargestellt. Das Gehäuse der Baugröße  $a = 65$  mm wurde so modifiziert, dass eine Reinigung des Gehäuses vom Fett durch den offenen Boden leicht möglich ist. Die Lager werden mit dem jeweils verwendeten Prüffett geschmiert. Die Einstellung des Tragbildes erfolgt durch Verlagerung der Radwelle mit Hilfe von gestuften Passscheiben in Stufen von  $2,5/100$  mm. Die Dichtung der Wellenaustritte bei Fettschmierung erfolgt über berührungslose Spaltdichtungen. Bei Versuchen mit Öl wird an den Schneckenwellen alternativ ein Radialwellendichtring eingesetzt. Tabelle 6 zeigt die in den Prüfgetrieben verbauten Lagertypen.

**Tabelle 6:** In den Prüfgetrieben verwendete Lagertypen

Baugruppe		$a = 65$ mm	$a = 100$ mm
Schnecke	Antriebsseite	N305	NU2308
	Freies Wellenende	N205 / QJ205	N308 / QJ308
Schneckenrad	Abtriebsseite	NU207 / QJ207	3212
	Freies Wellenende	NU207	N2210

### 3.3 Prüfradsätze im Neuzustand

#### 3.3.1 Geometrie

Es werden handelsübliche evolventische Zylinderschneckenverzahnungen nach [H3] mit der Nennübersetzung  $i_N = 20$  in den Achsabständen  $a = 65$  mm und  $a = 100$  mm untersucht. Die wesentlichen Verzahnungsdaten der Prüfverzahnungen sind in Tabelle 7 dargestellt. Eine ausführliche Dokumentation der Prüfverzahnungen ist im Anhang zu finden.

**Tabelle 7:** Daten der Prüfverzahnungen

Flankenform	I nach DIN 3975 [D10], $\alpha_0 = 20^\circ$ , $x_2 \cong 0$ , rechtssteigend			
Achsabstand	a	65	100	mm
Zähnezahlverhältnis	$z_2/z_1$	41/2	41/2	-
Modul	m	2,5	4	mm
mittlerer Steigungswinkel	$\gamma_m$	10,30	12,53	°
Zahnformzahl	q	11	9	-
Steigungshöhe	$p_z$	15,708	25,133	mm
Axialteilung	$p_x$	7,854	12,566	mm
Kopfkreis-Ø, Schnecke	$d_{a1}$	32,5	44	mm
Mittlenkreis-Ø, Schnecke	$d_{m1}$	27,5	36	mm
Fußkreis-Ø, Schnecke	$d_{f1}$	21,68	26,82	mm
Zahnbreite der Schnecke	$b_1$	40	62	mm
Kopfkreis-Ø, Rad	$d_{a2}$	107,34	171,62	mm
Mittlenkreis-Ø, Rad	$d_{m2}$	102,5	164	mm
Fußkreis-Ø, Rad	$d_{f2}$	96,52	154,44	mm
Außen-Ø, Rad	$d_{e2}$	110	176	mm
Zahnbreite (DIN 3975 [D10])	$b_2$	19	26	mm
Radkranzbreite	$b_{2H}$	26	30	mm
Flankenfläche, Rad (DIN 3996 [D11])	$A_{fl}$	5655	9660	mm <sup>2</sup>
Katalog-Nennmoment <sup>1)</sup> für $n_1 = 150 \text{ min}^{-1}$ (linear interpoliert) für $n_1 = 500 \text{ min}^{-1}$	$T_{2N}$	320 260	1290 1150	Nm Nm
geforderte Verzahnungsqualität (DIN 3974 [D9])	Schnecken:	5		
	Räder:	6		

<sup>1)</sup> nach [H3] für CuSn12Ni2-C-GZ

### 3.3.2 Physikalische Kennwerte für die Berechnung der Prüfverzahnungen

Die Berechnung von Schmierfilmdicke und Verzahnungswirkungsgrad sowie der Verschleißtragfähigkeit erfolgt auf Grundlage physikalischer Kennwerte nach Tabelle 8.

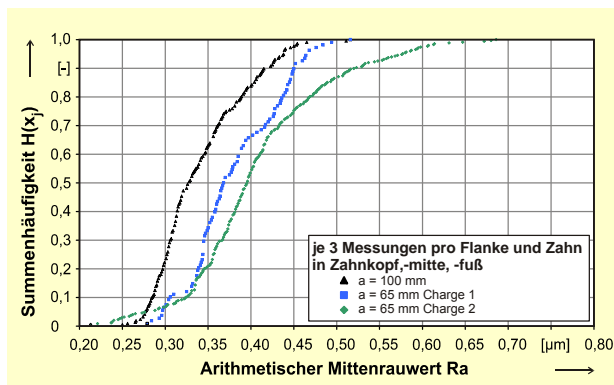
**Tabelle 8:** Physikalische Kennwerte gemäß der Berechnung mit ZSB [P6]

		a = 100 mm	a = 65 mm
Kennwert für die minimale mittlere Schmierfiltdicke	$h^*$	0,070	0,073
Kennwert für die mittlere Hertzsche Pressung	$p_m^*$	0,926	0,943
Kennwert für den mittleren Gleitweg	$s^*$	30,800	36,057

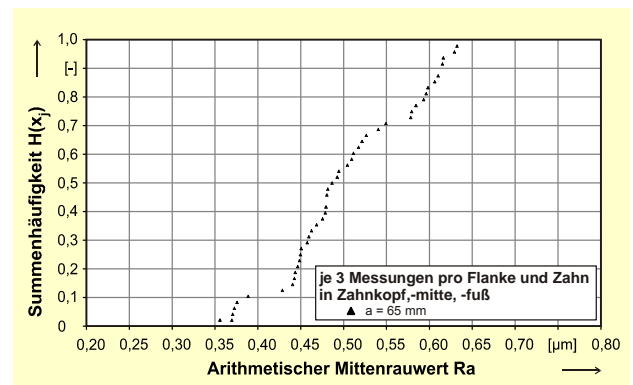
### 3.3.3 Rauheitsmessungen

Die Oberflächenrauheit wird bei der Messung an den Schneckenwellen vom Zahnfuß in Richtung Zahnkopf (Zahnhöhenrichtung) gemessen. Jede Schnecke wird an drei Messpunkten pro Zahn und Flanke vermessen. Die Messlänge beträgt 4,8 mm (a = 100 mm) bzw. verkürzt 4 mm (a = 65 mm) bei einem Cut-Off von 0,8 mm.

Nach [N3] ist für Schneckenwellen mit Axialmodul  $m_x \leq 8$  mm eine gemittelte Rautiefe von  $R_z \leq 4 \mu\text{m}$  entsprechend einer Mittenrauheit  $R_a = 0,5 \mu\text{m}$  anzustreben. Die in Bild 20 für die ein- und in Bild 21 für die vergüteten Schneckenwellen dargestellten Ergebnisse der Rauheitsmessung zeigen, dass diese Forderung im Wesentlichen erfüllt wird. Aus der Fertigungscharge der vergüteten Schnecken wurden drei Schnecken mit einer Mittenrauheit  $R_a > 0,7 \mu\text{m}$  aussortiert und nicht für die Versuche verwendet.



**Bild 20:** Normalverteilung der  $R_a$ -Werte der Schnecken (16MnCr5)



**Bild 21:** Normalverteilung der  $R_a$ -Werte der Schnecken (42CrMo4)



Als Mittelwerte der Mittenrauheit ergeben sich die Ra-Werte nach Tabelle 9. Die maximale Abweichung vom Mittelwert auf einer Flanke beträgt unabhängig von der Baugröße  $\Delta Ra = 0,12 \mu\text{m}$ .

**Tabelle 9:** Mittenrauheitswerte Ra der Schneckenwellen

Schnecke, einsatzgehärtet, Baugröße a = 100 mm	Ra	0,34 $\mu\text{m}$
Schnecke, einsatzgehärtet, Baugröße a = 65 mm, Charge 1	Ra	0,38 $\mu\text{m}$
Schnecke, einsatzgehärtet, Baugröße a = 65 mm, Charge 1	Ra	0,41 $\mu\text{m}$
Schnecke, vergütet, Baugröße a = 65 mm	Ra	0,50 $\mu\text{m}$

Die Rauheit der Schneckenräder aus Bronze wird nicht untersucht, da sich im Betrieb die weiche-  
ren Räder erfahrungsgemäß den härteren Schneckenwellen anpassen. Die Rauheitswerte der  
Gussräder werden nach [L3] repräsentativ für den Rauheitswert der Schnecke verwendet. Reprä-  
sentative Rauheitsmessschriften für Schnecken und Schneckenräder sind im Anhang aufge-  
führt.

### 3.3.4 Verzahnungsqualität

In Anlehnung an vorangegangene Forschungsarbeiten wurden hochwertige Prüfschnecken in  
DIN-Qualität 5 und Schneckenräder in DIN-Qualität 6 bestellt. Die Prüfschnecken wurden am In-  
stitut einer 100%-Prüfung unterzogen. Entsprechende Messungen sind im Anhang dargestellt.  
Die geforderte Verzahnungsqualität wird überwiegend erreicht. In Baugröße a = 65 mm liegen die  
Abweichungen der Steigungen größtenteils in Qualität 6, was aber auf Grund des jeweils durch-  
geführten sorgfältigen Einlaufs der Prüfverzahnungen keinen nachweislichen Einfluss auf die Ver-  
suchsergebnisse hat. Die Schneckenräder wurden auf Grund der untergeordneten Bedeutung  
ihrer Ausgangsgeometrie lediglich stichprobenartig untersucht.

### 3.3.5 Werkstoffe und Werkstoffkennwerte

Im den Untersuchungen werden die beiden Werkstoffkombinationen einsatzgehärtete Schnecke  
aus 16MnCr5 in Kombination mit einem Schneckenrad aus Bronze sowie vergütete Schnecke  
aus 42CrMo4V, kombiniert mit einem Schneckenrad aus EN-GJS 600 untersucht. Ein einzelner  
Stichversuch erfolgt auch mit dem Radwerkstoff EN-GJS-400. Tabelle 10 zeigt die untersuchten  
Hauptwerkstoffkombinationen in der Übersicht.

**Tabelle 10:** Untersuchte Werkstoffkombinationen

Baugröße	Schnecke	Schneckenrad	Bezeichnung
a = 100 mm	16MnCr5	CuSn12Ni2-C-GZ	
a = 65 mm	16MnCr5	CuSn12Ni2-C-GCB	Charge 1
a = 65 mm	16MnCr5	CuSn12Ni2-C-GCB	Charge 2
a = 65 mm	42CrMo4	EN-GJS-600	„GJS 600“



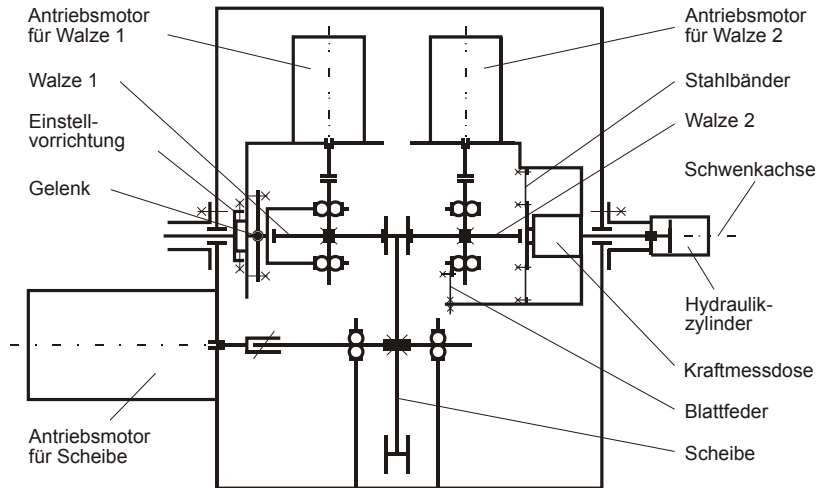
Die Ausgangswerkstoffe der Schneckenverzahnungen lagen als Stangenmaterial vor, die Schneckenverzahnungen wurden gehärtet und geschliffen. Als Werkstoff der Schneckenräder wurde mit Ausnahme des Sphärogusses Nickelbronze verwendet, die je nach Baugröße im Schleudergussverfahren GZ ( $a = 100$  mm) oder als behandelter Strangguss GCB ( $a = 65$  mm) urgeformt wurden. Die Legierungsbestandteile werden mit einem Funkenspektrometer untersucht und mit den zulässigen Werten der jeweiligen Werkstoffe verglichen. Die Werkstoffe liegen dabei mit Ausnahme eines geringfügig höheren Schwefelgehalts bei den Schneckenwellen aus Einsatzstahl der Baugröße  $a = 65$  mm, Charge 1 innerhalb der Toleranzgrenzen für den jeweiligen Werkstoff. Eine ausführliche Dokumentation der Legierungsbestandteile und Gefügeuntersuchungen ist im Anhang enthalten. Tabelle 11 zeigt die grundlegenden Festigkeitswerte und relevante Stoffdaten der verwendeten Werkstoffe nach [D11] und [D4].

**Tabelle 11:** mechanische Kennwerte und Werkstoffeigenschaften

			16MnCr5	42CrMo4	CuSn12Ni2	GJS 600
Dichte	$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	7,8	7,8	8,8	7,0
Härte			57 HRC	273 HV1	-	235 HV1
Wärmeleitfähigkeit	$\lambda_L$	[W/(mK)]	50	50	61	32,5
Spez. Wärmekapazität	$c_p$	[Nm/(kgK)]	485	485	385	515
E-Modul	E	[N/mm <sup>2</sup> ]	210.000	210.000	98.100	178.000
Querkontraktionszahl	$\nu$	[-]	0,3	0,3	0,35	0,275
Reduzierter E-Modul in Kombination mit Stahlschnecke	$E_{red}$	[N/mm <sup>2</sup> ]	-	-	150.622	207.343
Werkstofffaktor nach DIN 3996 [D11]	$Y_w$	[-]	-	-	0,95	1,0

### 3.4 Drei-Scheiben-Prüfstand

Der Drei-Scheiben-Prüfstand wurde von Höhn et al. [H5] vorgestellt und in einer Reihe von Forschungsvorhaben (u.a. [L1], [R1], [S10]) zur Simulation von Schneckengetrieben verwendet. Der schematische Aufbau ist in Bild 22 dargestellt.

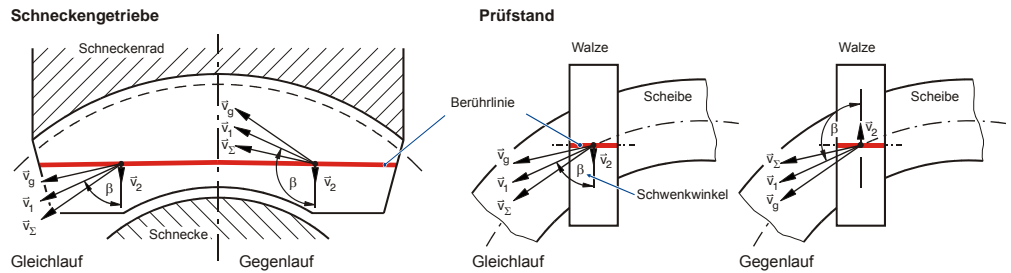


**Bild 22:** Schematischer Aufbau des Drei-Scheiben-Prüfstandes

Die Scheibe, auf die als Laufflächen zwei Stahlringe geklebt sind, simuliert die Schnecke; die zwei Walzen repräsentieren jeweils ein Schneckenrad. Die Scheibe wird über eine Kupplung vom Antriebsmotor für die Scheibe angetrieben und ist axial beweglich gelagert, so dass sich zwischen den beiden Walzen bei Aufbringen einer Anpresskraft durch den Hydraulikzylinder eine definierte Normalkraft einstellen kann. Dies hat zur Folge, dass sich nach einmaliger Justierung zwischen Walzen und Stahlringen immer ein Tragbild über die volle Walzenbreite ergibt und die mittels Kraftmessdose im Kraftfluss gemessene Anpresskraft immer senkrecht zu den Stahlringen wirkt. Die Walzen sitzen demontierbar auf je einer Welle und werden über zwei Motoren separat angetrieben. Beide Walzen können um eine gemeinsame Achse geschwenkt werden. Die Anfangs-Tragbildeinstellung nach Montage der Walzen erfolgt über ein Gelenk bei der antriebsseitigen Walze und Blattfedern bei der hydraulikseitigen Walze. Die Werkstoffe für Stahlringe (100Cr6) und Walzen (CuSn12Ni2-C-GC) sind gemäß dem Standard-Referenzgetriebe nach DIN 3996 [D11] ausgeführt. Die verwendeten Walzenradien entsprechen mit 30 mm dem mittleren Ersatzkrümmungsradius des Standard-Referenzgetriebes. Die Walzenbreite und damit die Berührlinienlänge  $l$  beträgt 10 mm.

Die Bestimmung der Reibungszahl erfolgt durch Messung des Bremsmoments an der Scheibe in Folge der Anpresskraft auf die Walze bei definierten Geschwindigkeitsverhältnissen der Kontaktpartner. Durch die schwimmende Lagerung der Scheibe entspricht die Anpresskraft der aufgebrauchten Kraft normal auf der Berührlinie. Unter Berücksichtigung des Bohrmoments kann so die Reibungszahl für beliebige Schwenkwinkel und Geschwindigkeitsverhältnisse direkt aus dem Torsionsmoment berechnet werden. Zur Bestimmung der Temperatur im Kontakt kann die Masentemperatur der Walze herangezogen werden. Diese wird durch oberflächennahe Messung an einer Walze bestimmt. Zusätzlich wird die Temperatur im Ölsumpf bzw. Fließfettsumpf gemessen. Bei Fetten der NLGI-Klasse 2 entfällt die Messung im Fettsumpf auf Grund des geänderten Nachschmiermechanismus. Eine ausführliche Beschreibung des Prüfstands sowie der möglichen Betriebsbedingungen findet sich in [S9].

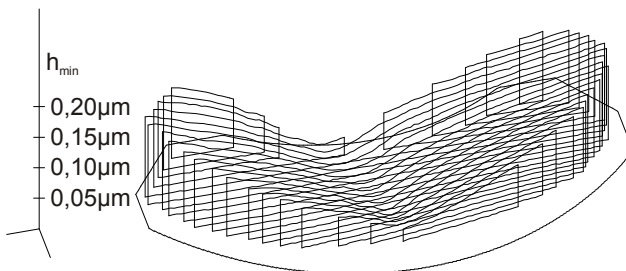
Der Prüfstand erlaubt die Simulation der örtlichen Wälzverhältnisse über den Berührlinien des Standard-Referenzgetriebes nach [D11]. Eine Gegenüberstellung der jeweiligen



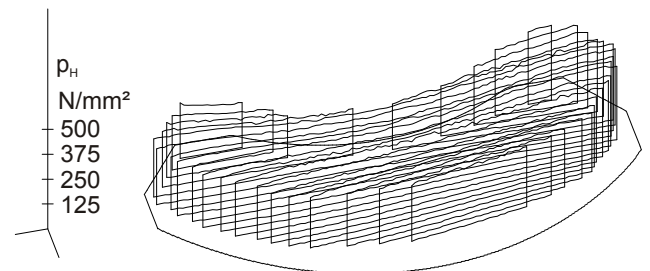
**Bild 23:** Geschwindigkeitsverhältnisse im Schneckengetriebe und Simulation im Drei-Scheiben-Prüfstand

Geschwindigkeitsverhältnisse in einem Berührungspunkt ist in Bild 22 dargestellt. Im Unterschied zu Stirnradgetrieben, bei denen die Gleitgeschwindigkeit in etwa normal zur Berührlinie orientiert ist, können bei Schneckengetrieben praktisch alle Winkellagen von Berührlinie und Gleitgeschwindigkeit vorkommen. Daraus ergeben sich lokal sehr unterschiedliche hydrodynamische Verhältnisse, die außerdem in Bereiche mit Gleichlauf (auslaufseitig) und Gegenlauf (einlaufseitig) unterschieden werden können.

Bild 24 zeigt den Verlauf der minimalen Schmierfilmdicke  $h_{\min}$  über einer Schneckenflanke des Standard-Referenz-Getriebes bei Einspritzschmierung ( $\vartheta_{\text{Öl}} = 40^\circ\text{C}$ ) mit PG1-GÖ bei einer Antriebsdrehzahl  $n_1 = 150 \text{ min}^{-1}$  und einem Abtriebsmoment  $T_2 = 380 \text{ Nm}$ . Die lokalen Werte werden mit einer Erweiterung des FVA-Programms SNETRA [W3] auf Grundlage der Flankengeometrie lokal berechnet. Es ist deutlich zu erkennen, dass die Schmierfilmdicke in Flankenhöhenrichtung nahezu konstant bleibt und sich lediglich in Flankenbreitenrichtung stark ändert. Ein Minimum der Schmierfilmdicke wird im Bereich minimaler Summengeschwindigkeit normal zur Berührlinie, etwa in Flankenmitte, erreicht (vgl. auch [B10],[L1]).



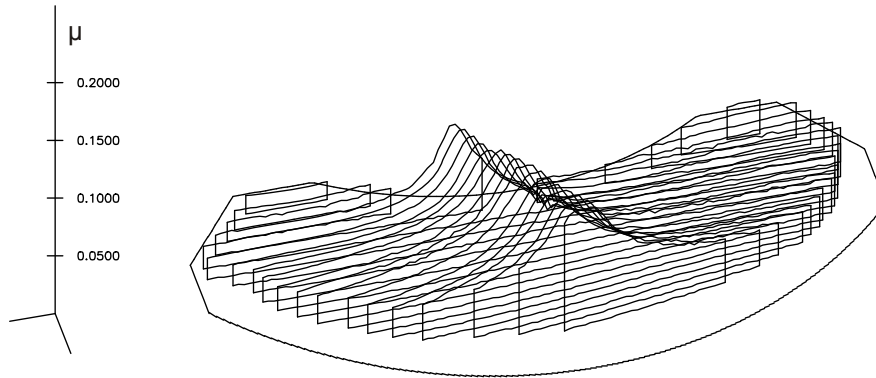
**Bild 24:** minimale Schmierfilmdicke  $h_{\min}$  über der Flanke ( $a = 100 \text{ mm}$ , PG1-GÖ,  $\vartheta_{\text{Öl}} = 40^\circ\text{C}$ ,  $n_1 = 150 \text{ min}^{-1}$ ,  $T_2 = 380 \text{ Nm}$ , St/Bz)



**Bild 25:** Hertzische Pressung  $p_H$  über der Flanke ( $a = 100 \text{ mm}$ , PG1-GÖ,  $\vartheta_{\text{Öl}} = 40^\circ\text{C}$ ,  $n_1 = 150 \text{ min}^{-1}$ ,  $T_2 = 380 \text{ Nm}$ , St/Bz)

In Bild 25 ist der Verlauf der lokalen Hertzischen Pressung für die oben genannten Versuchsbedingungen bei idealer Radgeometrie, d.h. vollständig eingelaufener Verzahnung, dargestellt. Die lokalen Hertzischen Pressungen liegen im eingelaufenen Zustand auf einem ähnlichen Niveau und können durch die mittlere Hertzische Pressung  $\sigma_{Hm}$  abgebildet werden. Zudem ist der Einfluss geringer Änderungen der Hertzischen Pressung auf die Reibungszahl nach der EHD-Theorie nur gering.

Die Reibungszahlen über einer Schneckenflanke können nach [L1] lokal berechnet werden und zeigen einen quantitativen Verlauf wie in Bild 26 dargestellt. Im Bereich der Flankenmitte herrschen schlechte Bedingungen für eine EHD-Schmierung vor, daher steigen dort die Reibungszahlen bis auf maximal den Wert der Haftreibungszahl.

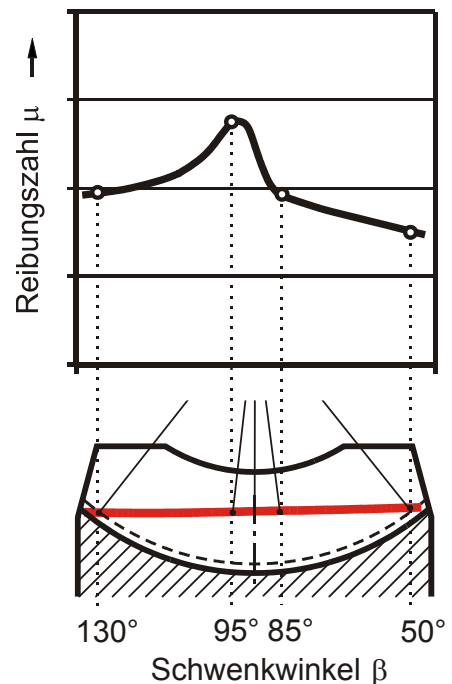


**Bild 26:** lokale Reibungszahlen  $\mu$  über der Flanke  
( $a = 100 \text{ mm}$ , PG1-GÖ,  $\vartheta_{\text{öl}} = 40^\circ\text{C}$ ,  $n_1 = 150 \text{ min}^{-1}$ ,  $T_2 = 380 \text{ Nm}$ , St/Bz)

Die Simulation einzelner Punkte des Schneckenberührkontaktes ermöglicht ergänzende Untersuchungen von Reibungszahlen marktgängiger Fette mit einem gegenüber Versuchen an Schneckengetriebe-Prüfständen erheblich verkürzten Versuchsprogramm. Gemäß den oben dargestellten Zusammenhängen können die Bedingungen einer realen Schneckenflanke des Standard-Referenzgetriebes über einer idealisierten Berührlinie bei mittlerer Hertzscher Pressung am Dreischeiben-Prüfstand abgebildet werden. Dazu werden auf einer idealisierten Berührlinie des Standard-Referenzgetriebes vier charakteristische Punkte definiert und bei mittlerer Pressung abgebildet. Die idealisierte Berührlinie liegt parallel zur Radachse und tangiert den Wälzzyylinder der Schnecke. Durch Schwenken der Walzen und Einstellen unterschiedlicher Antriebsdrehzahlen können so die Geschwindigkeitsverhältnisse einer realen Schneckenflanke nachgebildet werden.

Bild 27 zeigt den Zusammenhang zwischen dem Verlauf der Reibungszahl über der idealisierten Berührlinie und der Lage der Versuchspunkte am Dreischeiben-Prüfstand. Es ist erkennbar, dass vier Versuchspunkte (bei Schwenkwinkeln von  $\beta = 130^\circ$ ,  $95^\circ$ ,  $85^\circ$  und  $50^\circ$ ) ausreichen, um den charakteristischen Verlauf der Reibungszahl über der Berührlinie abzubilden. Die Berechnung einer mittleren Reibungszahl erfolgt auf Grund einer integralen Mittelwertbildung aus diesen vier Messwerten.

Versuche von [R1] zeigen, dass keine exakte Übereinstimmung der am Dreischeiben-Prüfstand ermittelten Reibungszahlen und den daraus berechneten Verlustgraden mit den an Schnecken-Prüfständen ermittelten Verlustgraden zu erreichen ist. Als Gründe gelten die prüfstandsbedingt gegenüber der Verzahnung geringeren Massentemperaturen am Dreischeiben-Prüfstand sowie Messungenauigkeiten. Ein relativer Vergleich einzelner Schmierstoffe mit Relevanz der Ergebnisse für reale Schneckengetriebe ist jedoch gegeben.



**Bild 27:** Zusammenhang zwischen Reibungszahl und Lage der Versuchspunkte auf der idealisierten Berührlinie

### 3.5 Fehler, Streuung, Wiederholbarkeit

Die Messwerte aus experimentellen Untersuchungen sind stets fehlerbehaftet. Üblicherweise ist die Messunsicherheit, bestehend aus zufälligen und nicht messbaren Fehlern, dabei deutlich geringer als auftretende systematische Fehler. Als systematische Fehler gelten Fehler auf Grund des Messverfahrens und der Messgeräte. Nach [D3] wird der relative Fehler mit Hilfe von (Gl. 10) definiert.

$$f_{rel} = \frac{\text{Messwert} - \text{richtiger Wert}}{\text{richtiger Wert}} = \frac{\Delta y}{y} \cdot 100\% \quad (\text{Gl. 10})$$

$f_{rel}$	:	relativer Fehler, Streuung	[-]
$\Delta y$	:	Abweichung Messwert – richtiger Wert	[-]
$y$	:	richtiger Wert	[-]

Sofern das Messergebnis eine Funktion mehrerer Messgrößen ist, lässt sich der mittlere wahrscheinliche Fehler  $f_y$  nach dem Gauß'schen Fehlerfortpflanzungsprinzip mit (Gl. 11) berechnen.

$$f_y = \sqrt{2 \sum_{i=1}^n \left[ \left( \frac{\partial y}{\partial x_i} \right)^2 \cdot \Delta x_i^2 \right]} \quad (\text{Gl. 11})$$

$f_y$	:	wahrscheinlicher Gesamtfehler	[-]
$y$	:	richtiger Wert, Ergebnis	[-]
$x_i$	:	Eingangsgröße	[-]
$\Delta x_i$	:	Fehler der Eingangsgröße $x_i$	[-]

Nicht messbaren Einflussgrößen auf die Versuchsergebnisse sind im Wesentlichen:

- Werkstoffcharge

Nach [H7] und [M5] ist bei Übertragung auf ein Praxisgetriebe mit einem Einfluss der Werkstoffcharge zu rechnen. Dies bestätigt sich mit den in Abschnitt 6.2.1 festgestellten Unterschieden zwischen den einzelnen Werkstoffchargen.

- Schmierstoffcharge

Fette unterliegen noch in stärkerem Maße als Öle einem großen Einfluss des Fertigungsprozesses. Es ist daher bei Verwendung einer anderen Schmierstoffcharge mit Abweichungen auf Grund des Chargeneinflusses zu rechnen.

- Flankenrauheit

Die Flankenrauheit wird über Messungen des Ra-Wertes der Schneckenflanke vor dem Betrieb charakterisiert. Diese Messgröße ist für Schneckengetriebe zwar allgemein üblich, sie ist nach [L1] jedoch nicht immer ausreichend. Weiter werden Änderungen der Flankenoberfläche im Verlauf der Versuche nicht erfasst.

- Pressungsverteilung

Selbst beim Vorliegen eines vollständig ausgebildeten Tragbildes kann nicht davon ausgegangen werden, dass die Hertzsche Pressung überall auf den zeitgleich im Eingriff befindlichen Berührlinien gleiche Werte annimmt. Siehe hierzu Abschnitt 3.4. Dies beinhaltet auch die Unsicherheit über den tatsächlichen Einlaufzustand des Schneckenrades.

Tabelle 12 zeigt die relativen Fehler der einzelnen Messgrößen sowie wesentliche Fehlerquellen.

**Tabelle 12:** Relative Fehler der einzelnen Messgrößen nach Herstellerangaben

	Messgröße	Messwert	rel. Fehler a = 100	rel. Fehler a = 65	Fehlerquelle
	Schneckengetriebe-Prüfstände	Antriebsdrehzahl $n_1$ (für a = 65 mm: $n_1 \leq 40 \text{ min}^{-1}$ : Prüfstand S1, $n_1 > 40 \text{ min}^{-1}$ : Prüfstand S3)	2 $\text{min}^{-1}$ 10 $\text{min}^{-1}$ 40 $\text{min}^{-1}$ 150 $\text{min}^{-1}$ 500 $\text{min}^{-1}$	   $\pm 3 \%$ $\pm 3 \%$	$\pm 25 \%$ $\pm 5 \%$ $\pm 1 \%$ $\pm 2 \%$ $\pm 1 \%$
Antriebsdrehmoment $T_1$		8,5 Nm 40 Nm 25 Nm 75 Nm	  $\pm 5 \%$ $\pm 1,7 \%$	$\pm 6 \%$ $\pm 1,5 \%$	Messwelle bzw. Drehmomentwippe, Messverstärker, PC-Karte
Abtriebsdrehmoment $T_2$		106 Nm 435 Nm 380 Nm 860 Nm	  $\pm 1,3 \%$ $\pm 0,5 \%$	$\pm 2 \%$ $\pm 0,5 \%$	Messwelle bzw. Drehmomentwippe, Messverstärker, PC-Karte
Einspritztemperatur $\vartheta_{\text{Einspritz}}$		80 °C	$\pm 2 \%$	$\pm 2 \%$	Messgerät, Sensor, Umgebung,
Massentemperatur $\vartheta_{\text{Masse}}$ Sumpftemperatur $\vartheta_{\text{Sumpf}}$		25 °C 140 °C	$\pm 4 \%$ $\pm 1 \%$	$\pm 4 \%$ $\pm 1 \%$	Messgerät, Sensor, Umgebung,
Betriebsverschleiß $\Delta m_B^3$		0,3 mg/h 1000 mg/h	$\pm 25 \%$ $\pm 0,1 \%$	$\pm 25 \%$ $\pm 0,1 \%$	Waage, Verunreinigungen
Drei-Scheiben-Prüfstand		Messgröße	Messwert	rel. Fehler	Fehlerquelle
	Antriebsdrehzahl $n_{1S}$	10 $\text{min}^{-1}$ 60 $\text{min}^{-1}$	$\pm 5 \%$ $\pm 1 \%$	Tachometer, Messverstärker, PC-Karte	
	Antriebsdrehzahl $n_{2S}$	5 $\text{min}^{-1}$ 25 $\text{min}^{-1}$	$\pm 10 \%$ $\pm 2 \%$	Tachometer, Messverstärker, PC-Karte	
	Normalkraft $F_N$	500 N 1200 N	$\pm 2 \%$ $\pm 1 \%$	Kraftmessdose, Regelung, Messverstärker, PC-Karte	
	Bremsmoment $T_S$	0,2 Nm 2 Nm	$\pm 1 \%$ $\pm 0,1 \%$	DMS, Messverstärker, PC-Karte	
	Massentemperatur $\vartheta_{\text{Masse}}$	40 °C	$\pm 2 \%$	Messgerät, Sensor, Umgebung,	
	Sumpftemperatur $\vartheta_{\text{Sumpf}}$	40 °C	$\pm 2 \%$	Messgerät, Sensor, Umgebung,	

<sup>3</sup> Schätzung

Zur Absicherung der Messergebnisse und Sicherstellung der Reproduzierbarkeit wurden die einzelnen Versuche in einem für Schneckengetriebe sehr hohen Maße durch Wiederholversuche unter gleichen Randbedingungen verifiziert. Die nicht messbaren Einflussgrößen beeinflussen im Wesentlichen die Versuche zum Verschleiß. Die Angabe eines wahrscheinlichen Fehlers für den Verschleiß ist daher nur bedingt sinnvoll. Untersuchungen von [N1] und [S11] belegen für Betriebsverschleißmessungen bei Schmierung mit Ölen eine Streubreite zwischen 0,5-fachem und 2-fachem Mittelwert. Dies wird auch hier als plausible Näherung eingeschätzt.

Für den Wirkungsgrad ergibt sich nach (Gl. 11) ein wahrscheinlicher Fehler je nach Betriebsbedingungen zwischen 2 und 6% für die Baugröße  $a = 65$  mm und zwischen 2 und 5% für die Baugröße  $a = 100$  mm. Die Streubreite des Wirkungsgrades liegt mit ca. 3% meistens kleiner als der wahrscheinliche Gesamtfehler.

Am Drei-Scheiben-Prüfstand beträgt der wahrscheinliche Fehler der gemessenen Reibungszahl in Abhängigkeit der Betriebsbedingungen zwischen 1 und 2,5%. Die Streubreite liegt hier mit ca. 1% ebenfalls kleiner als der wahrscheinliche Gesamtfehler.



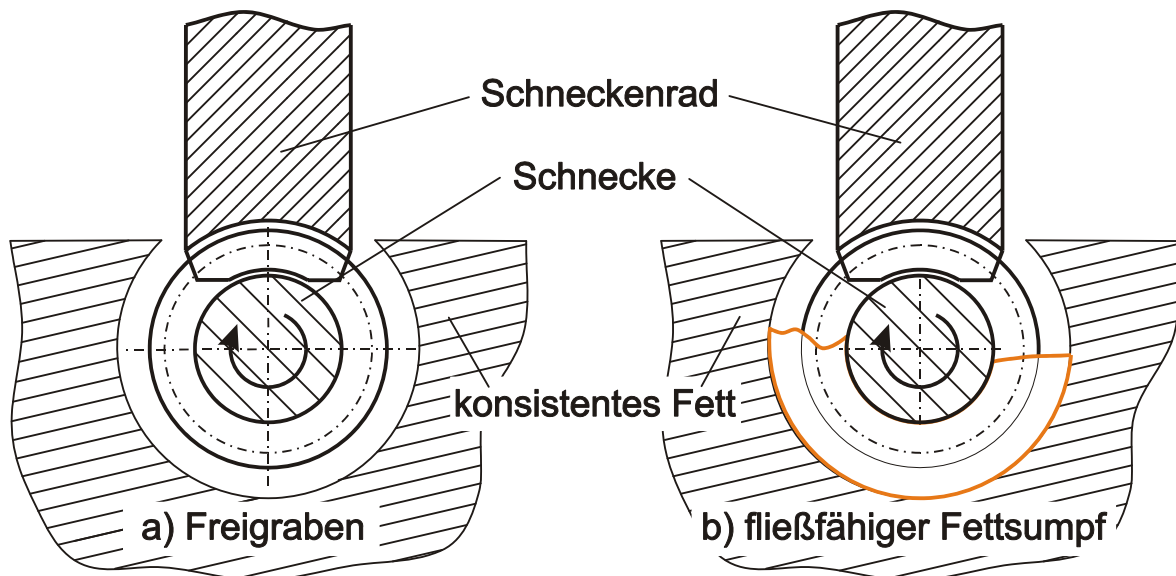


## 4 Schmierung mit Fett

### 4.1 Phänomenologische Betrachtung

#### 4.1.1 Fließverhalten/Nachschmierung

Die Standzeit der Fette im Zahnkontakt lässt sich nicht eindeutig bestimmen. Stichversuche mit Minimalschmierung, d.h. die Zahnlücken des Schneckenrades sind beim Start des Versuchs vollständig mit Fett gefüllt und es wird kein weiterer Schmierstoff in den Kontakt eingebracht, zeigten, dass das Fett bereits nach wenigen Überrollungen aus der Zahnlücke gequetscht wird und die Verzahnung im weiteren Verlauf des jeweiligen Standzeitversuchs trockenläuft. Bei Drehzahlen von  $n_1 = 150$  und  $500 \text{ min}^{-1}$  sowie Abtriebsmomenten von  $T_2 = 200$  bis  $750 \text{ Nm}$  trat ein Trockenlaufen der Verzahnung, wie in Abschnitt 4.1.2 beschrieben, innerhalb der ersten 12 h Laufzeit auf. Bei ausreichender Fettmenge lassen sich nach Bild 28 zwei prinzipielle Formen der Nachschmierung unterscheiden.



**Bild 28:** Schematische Darstellung der Nachschmierungszustände

Im Fall a) tritt Freigraben der Verzahnung auf, d.h. die untenliegende Schnecke verdrängt das Fett und nach einer geringen Laufzeit erfolgt kein Nachfließen von Schmierstoff mehr in die Verzahnung. Dieses Phänomen ist hinlänglich bekannt und führt dazu, dass in Getrieben bevorzugt Fette niedrigerer NLGI-Klasse (0-000), sog. Fließfette, eingesetzt werden um die Nachschmierung sicher zu gewährleisten. Im oben dargestellten Fall muss der Schmierstoff einen anderen Weg in den Zahnkontakt finden. Im untersuchten Prüfgetriebe geschieht dies durch das Rad. Den entsprechenden Nachschmiermechanismus zeigt Bild 29. Dort ist im Bereich des aus dem Fettsumpf auftauchenden Rades eine Abstreifung an einer Gehäuseengstelle (Deckel im Bild entfernt) zu erkennen. Um über diesen Mechanismus eine Nachschmierung zu gewährleisten, ist es notwendig, eine kritische Füllhöhe zu überschreiten, so dass sich ein Gleichgewichtszustand zwischen dem Abtrag der Fettraupe durch vorbei streichende Zähne und dem Wachstum der Raupe durch Abstreifen überschüssigen Fetts einstellt.



**Bild 29:** Nachschmierungsmechanismus: Abstreifen

Der zweite in Bild 28 dargestellte Nachschmiermechanismus b) bildet sich auf Grund von höheren Temperaturen im Zahnkontakt aus. Die Seifenmatrix und damit das Fett wird bei steigender Temperatur zunehmend weicher mit entsprechend gesteigerter Fließfähigkeit. Ab einer bestimmten Temperatur bildet sich so ein fließfähiger Fettsumpf innerhalb des umgebenden, kälteren und noch festen Fettsumpfs aus. Dieser Effekt wird durch eine weitgehende Zerschering der Seifenmatrix noch begünstigt. In diesem Fall ist die Nachschmierung des Zahnkontakts neben dem oben beschriebenen Mechanismus einer Fettraupe durch die Nachschmierung aus dem Fettsumpf sichergestellt. Abhängig vom Zustand des Schmierstoffs in diesem flüssigen Fettsumpf ergeben sich auch unterschiedliche Bedingungen für die Leerlaufverluste (Planschen bzw. Nicht-Planschen der Schnecke) bis hin zu den Bedingungen von Öl-Tauchschmierung.

Bild 30 zeigt diesen Nachschmierungsmechanismus im Blick auf die Schnecke nach Entfernung des Rades. Während das seitlich liegende Fett trocken und brüchig (Risskanten) ist, liegt die Schnecke in einem gut fließfähigen Fettsumpf.

Ein Schmelzen der Seifenmatrix auf Grund dauerhaft zu hoher Temperaturen im Getriebe stellt jedoch eine Modifikation der ursprünglichen Konsistenz des Schmierstoffs dar mit unbekanntem Auswirkungen auf Tragfähigkeit, Wirkungsgrad und Betriebsverhalten. Insofern ist dieser Zustand nicht als vorgesehener Betriebszustand aufzufassen und wird in der vorliegenden Arbeit nicht weiter behandelt.

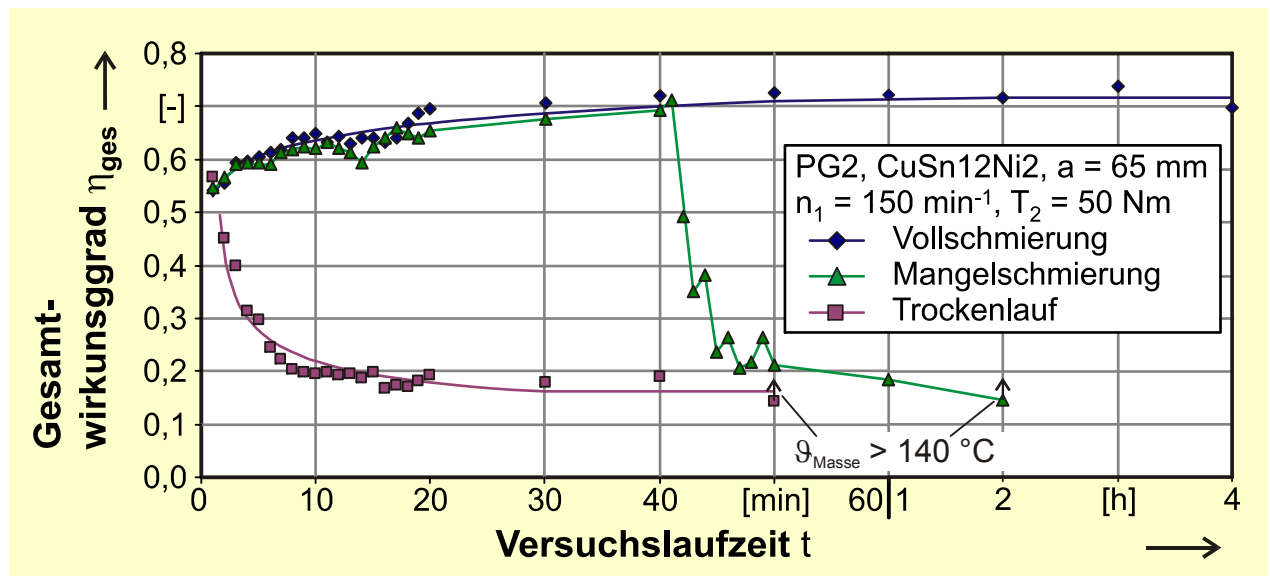


**Bild 30:** Nachschmierungsmechanismus: Fließfähiger Fettsumpf um die Schnecke in ansonsten konsistentem Fett

In Abhängigkeit der Umfangsgeschwindigkeit von Schnecke und Schneckenrad kann es zu einem Abschleudern von Fett an den Gehäuserand kommen. Im Fall untenliegender Schnecke ist ein Abschleudern in den umgebenden Fettsumpf nicht von Belang. Ein Abschleudern des Fetts vom oben liegenden Schneckenrad findet nicht statt, sofern die Fließgrenze des Schmierstoffs durch die auftretende Zentrifugalkraft nicht überschritten wird. Ein Abschleudern auf Grund der Fliehkraft wurde selbst bei höchsten Umfangsgeschwindigkeiten des Schneckenrades  $v_u = 0,45 \text{ m/s}$  nicht beobachtet.

#### 4.1.2 Mangelschmierung

Die Verzahnung ist so lange ausreichend geschmiert, wie genügend Schmierstoff vorhanden ist, um einen ausreichenden Schmierfilm im Kontakt auszubilden. Es ist zu vermuten, dass das temperaturabhängige und teilweise diskontinuierliche Fließverhalten des Fettes dazu führt, dass auch bei prinzipiell ausreichender Schmierstoffmenge immer wieder Zeiten auftreten, in denen kein ausreichender Schmierfilmaufbau erfolgt. Dieser Zustand der Mangelschmierung führt im Extremfall zum Trockenlaufen der Verzahnung. Anhand eines Stichversuchs wurde der Zustand der Mangelschmierung im Zahnkontakt von Schneckengetrieben näher untersucht. Dazu wird eine eingelaufene Prüfverzahnung der Werkstoffpaarung einsatzgehärtete Schnecke und Rad aus behandelter Stranggussbronze CuSn12Ni2 in Baugröße  $a = 65 \text{ mm}$  zunächst bei Vollschmierung betrieben und im Anschluss mit einer einmaligen Füllung der Zahnluken des Schneckenrades mit Fett PG2. Anschließend wurden die Radsätze bei einer Antriebsdrehzahl von  $n_1 = 150 \text{ min}^{-1}$  und einem Abtriebsmoment von  $T_2 = 50 \text{ Nm}$  für maximal 4 Stunden betrieben, sofern die Massentemperatur des Rades nicht über  $140 \text{ °C}$  stieg. Dabei wurde der Gesamtwirkungsgrad gemessen. Das Ergebnis der Untersuchung ist in Bild 31 einem Prüflauf unter gleichen Betriebsbedingungen und Trockenlauf der Verzahnung gegenübergestellt.



**Bild 31:** Gesamtwirkungsgrad für verschiedene Schmierungszustände

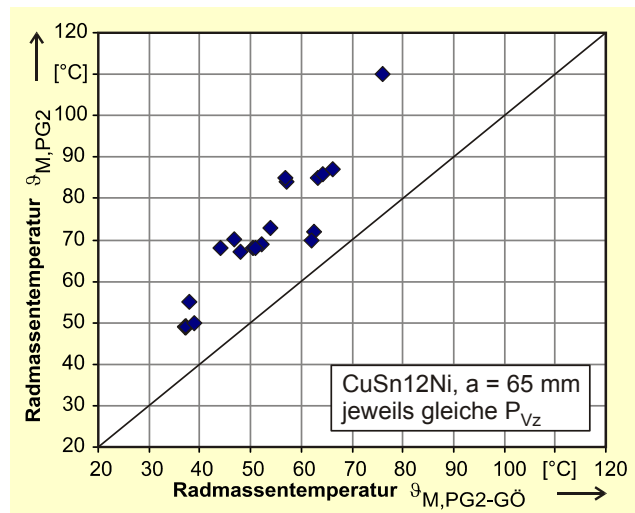
Es zeigt sich, dass der Verlauf des Gesamtwirkungsgrades bei Mangelschmierung zunächst dem Verlauf bei Vollschmierung folgt. Nach einer Laufzeit von ca. 42 Minuten fällt der Wirkungsgrad deutlich ab und nähert sich der Kurve für Trockenlauf an. Nach einer Laufzeit von ca. 120 Minuten wird die Massentemperatur von  $140 \text{ °C}$  überschritten und der Versuchslauf abgebrochen. Mangelschmierung lässt sich damit als ein Übergang von Vollschmierung auf Trockenlauf charak-

terisieren, wobei der Übergang nach Verdrängung des Fetts aus dem Zahnkontakt erfolgt. Der Übergang zwischen beiden Zuständen findet sprunghaft statt. Die Dauer bis zum Einsetzen eines Mangelzustands, in der Folge als Schmierfilmstandzeit definiert, kann nicht zuverlässig berechnet werden und zeigt keine eindeutige Korrelation zur Grundölviskosität und der Art des Verdickers. [H6] bestätigt, dass die Art des Verdickers, eine niedrige oder mittlere Grundölviskosität oder das Grundöl alleine keine Reduzierung der Schmierfilmstandzeit bewirken.

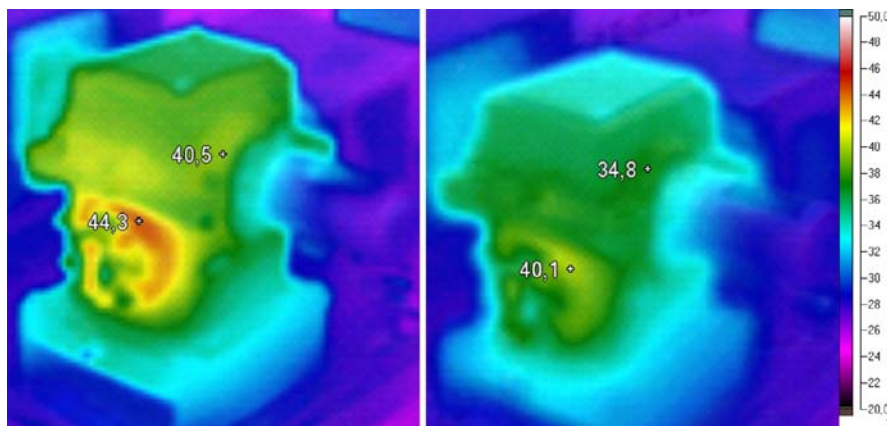
#### 4.1.3 Mangelkühlung

Der mangelnde Schmierstoffaustausch im Zahnkontakt hat neben der Versorgung des Zahnkontaktes mit frischem Schmierstoff auch Auswirkungen auf die Abfuhr der Verlustleistung aus dem Zahnkontakt. Bild 32 zeigt dazu die Gegenüberstellung von gemessenen Radmassentemperaturen bei jeweils gleicher Verzahnungsverlustleistung für das Fett PG2 sowie sein korrespondierendes Grundöl PG2-GÖ.

Es ist zu erkennen, dass die Massentemperatur bei Schmierung mit Fett deutlich höher liegt als bei Tauchschmierung mit Öl. Dies lässt sich darauf zurückführen, dass bei Fettschmierung ein geringerer Teil der Wärme direkt aus dem Zahnkontakt durch den Schmierstoff abgeführt wird und eine größere Wärmemenge durch Wärmeleitung über die Wellen und Lager an das Gehäuse abgeführt werden muss. Dieser Effekt lässt sich in Bild 33 anhand von Wärmebildaufnahmen bei Fett (links) bzw. Ölschmierung (rechts) und vergleichbaren Verzahnungsverlustleistungen gut veranschaulichen.



**Bild 32:** Gegenüberstellung gemessener Massentemperaturen für PG2 und PG2-GÖ bei jeweils gleicher Verzahnungsverlustleistung



**Bild 33:** IR-Aufnahme bei  $P_{Vz} \approx 112$  W (links PG2, rechts PG2-GÖ)

Es ergeben sich damit an den Lagersitzen und Wellenaustritten bei Fettschmierung Temperaturen, die etwa 15 % über den Temperaturen bei Öl-Tauchschmierung liegen. Die mittlere Gehäusetemperatur ist vergleichbar hoch.

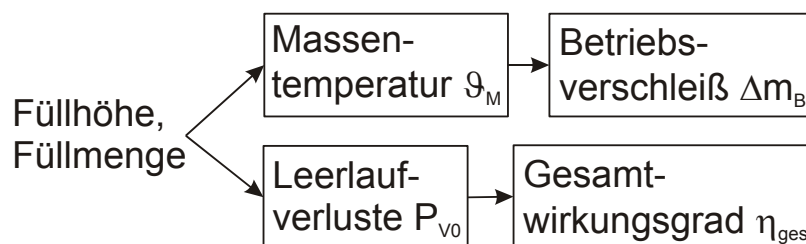


## 4.2 Optimale Schmierstoffmenge

Wie in Abschnitt 4.1.2 dargestellt, kommt der Versorgung des Zahnkontaktes mit ausreichend Fett besondere Bedeutung zu. Als Anhaltspunkte für die Wahl der richtigen Menge und der passenden konstruktiven Gestaltung wurden daher Versuche zu Füllhöhe und Füllmenge des Fetts sowie zum Abstand der Gehäusewand zu den Zahnrädern durchgeführt.

### 4.2.1 Bewertungskriterien

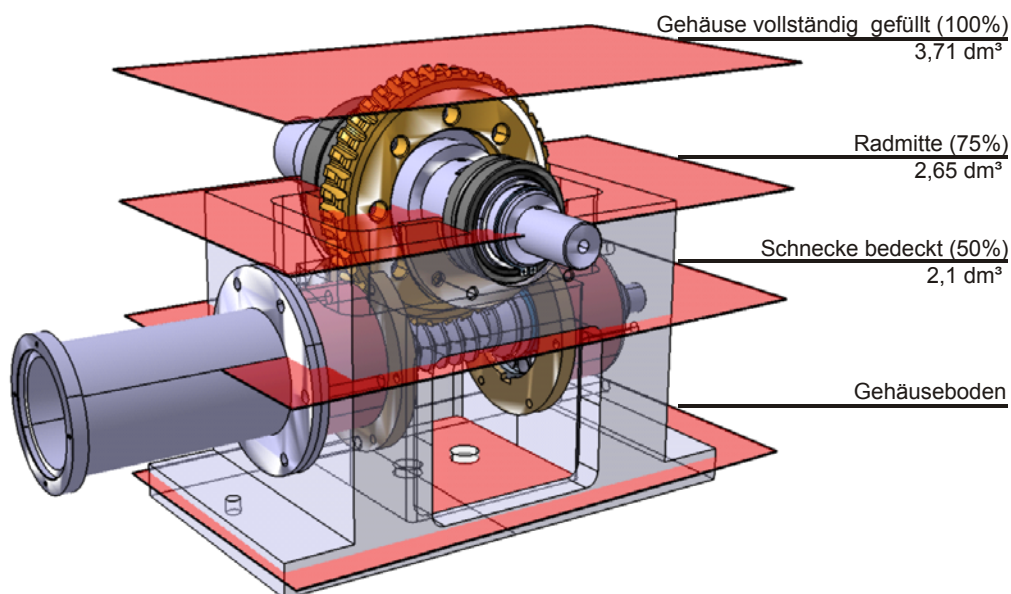
Füllhöhe und Füllmenge des Fetts sowie der Wandabstand beeinflussen das Geschehen im Getriebe maßgeblich. Die Wahl dieser Parameter lässt Auswirkungen auf Massentemperatur und Leerlaufverluste vermuten. Daraus lassen sich Folgen für den Betriebsverschleiß und den Gesamtwirkungsgrad ableiten. Diesen Wirkzusammenhang veranschaulicht Bild 34.



**Bild 34:** Auswirkungen der Schmierstoffversorgungsparameter Füllhöhe und Füllmenge

### 4.2.2 Füllhöhe

Zur Abschätzung des Füllhöheneinflusses wurden Versuche in Baugröße  $a = 100$  mm mit dem Fett PG1 durchgeführt und dabei die Füllhöhe im Getriebe entsprechend Bild 35 variiert.



**Bild 35:** Füllhöhen im Getriebegehäuse, Baugröße  $a = 100$  mm

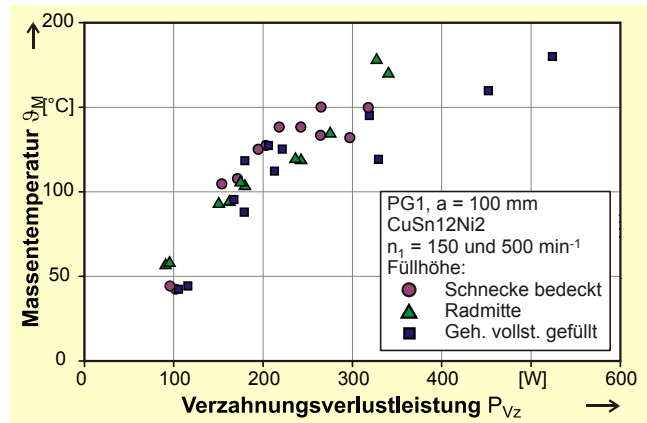
Bild 36 zeigt den Verlauf der Radmasstemperatur eingetragen über der Verzahnungsverlustleistung für drei verschiedene Füllhöhen. Die Ergebnisse entstammen Laststufentests bei zwei Drehzahlen  $n_1 = 150$  und  $500 \text{ min}^{-1}$ . Es ist zu erkennen, dass sich die Massentemperaturen nicht signifikant anhand der Füllhöhe unterscheiden lassen. Weiter kann dem Diagramm entnommen werden, dass die Verzahnungsverlustleistung für das vollständig gefüllte Gehäuse jeweils höher liegt als bei teilweiser Füllung. Separate Versuche zum Einfluss der Füllhöhe auf die Leerlaufverlustleistung in Abschnitt 5.5.1 zeigen, dass sich auch diese deutlich mit der Füllhöhe unterscheiden.

Bild 37 zeigt für die selbe Versuchsreihe den Verlauf des Gesamtwirkungsgrades über dem Abtriebsmoment. Es ist zu erkennen, dass sich der Gesamtwirkungsgrad zwischen den beiden Zuständen „Gehäuse vollständig gefüllt“ und teilweiser Füllung des Gehäuses („Schnecke bedeckt“ und „Radmitte“) unterscheidet, während die Füllhöhe bei teilweiser Füllung keinen eindeutigen Einfluss hat. Bei vollständiger Füllung und hoher Antriebsdrehzahl kommt es zu einem deutlichen Absinken des Gesamtwirkungsgrades bei steigendem Abtriebsmoment.

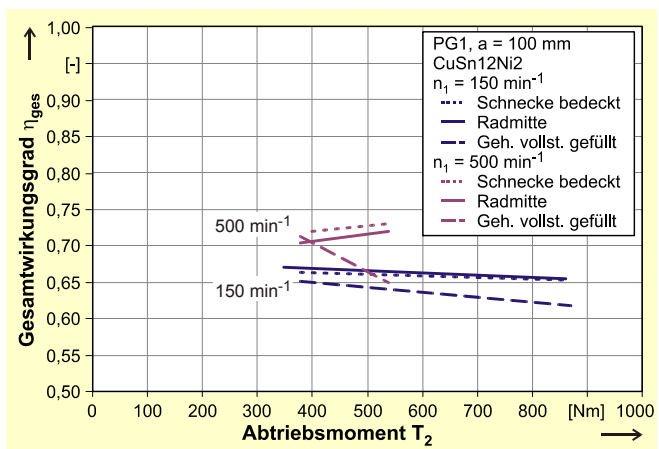
Solange eine kritische Füllhöhe des Fetts vorliegt und damit für eine ausreichende Versorgung des Zahnkontakts mit Schmierstoff gesorgt ist, konnte kein Einfluss der Füllhöhe auf den Betriebsverschleiß festgestellt werden. Eine sichere Versorgung mit Fett war in den Versuchen sichergestellt, sofern die Füllhöhe des Fettes vor Beginn des Prüflaufs bis zur Achsmitte des Rades reichte. Diese Füllhöhe wurde für alle weiteren Untersuchungen beibehalten.

#### 4.2.3 Füllmenge

Nach den Erkenntnissen aus den Prüfläufen ist die Schmierstoffmenge so zu wählen, dass das selbsttätige Nachschmieren der Wälzpartner gewährleistet ist. Konstruktive Maßnahmen wie Abstreifer oder Leitbleche können diesen Mechanismus gezielt beeinflussen. Daneben stellt sich die Frage, inwieweit eine große Fettmenge positiven Einfluss auf die langfristige Schmierung des Zahnkontaktes hat. Zur Beschreibung des Wirkungsverhaltens von Fetten höherer NLGI-Klasse wird, wenngleich kontrovers diskutiert, häufig das Modell eines „Ölschwamms“ verwendet. Man geht bei dieser Modellvorstellung davon aus, dass die Seifenmatrix wie ein Schwamm wirkt und das mobile Grundöl dadurch in der Nähe des Kontakts gehalten wird. Die Fettmenge im Sumpf, die nicht umgewälzt wird, nimmt dabei durch einen Austausch des enthaltenen Grundöls die Rolle eines Schmierstoffreservoirs ein. Um die Gültigkeit dieser Modellvorstellung zu prüfen, wurden



**Bild 36:** Massentemperatur für das Fett PG1, Baugröße  $a = 100 \text{ mm}$ , alle Füllhöhen



**Bild 37:** Gesamtwirkungsgrad für das Fett PG1, Baugröße  $a = 100 \text{ mm}$ , alle Füllhöhen

Proben an verschiedenen Stellen des mit Fett gefüllten Gehäuses entnommen und spektrometrisch untersucht. Die Probenentnahmestellen sind in Bild 38 dargestellt.

Das Gehäuse wird für diese Versuche bis zur Radmitte gefüllt und einem vollständigen Laststufentest (vgl. Beschreibung in Abschnitt 5.1.2) mit einer verlängerten Stufendauer von 100 Stunden unterzogen. Dabei wird vor und nach jeder Laststufe in verschiedenen Positionen je eine Fettprobe entnommen. Position (a) liegt maximal entfernt vom Eingriff nahe am Gehäuse; Position (b) liegt in Schneckenmitte direkt unterhalb der Schnecke.

Die Verteilung des Elements Kupfer kann als Indikator für den Verschleiß des Schneckenrades bzw. für die Verteilung des Abriebs im Fettsumpf herangezogen werden. Die Verteilung des Elements Schwefel kann verwendet werden um Aussagen über den Gebrauchszustand von schwefelhaltigen Additiven zu treffen.

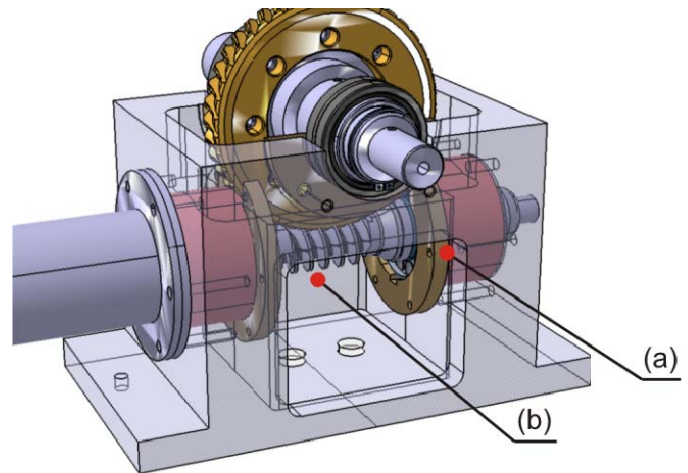
Tabelle 13 zeigt beispielhaft den Auszug aus einer Messung. Es zeigt sich, dass die Entnahmestelle (a) nahezu keinen Anteil an Kupfer aufweist, wohingegen an der Position (b) höhere Anteile festgestellt werden können. Es handelt sich bei den Proben um eine Einmalmessung, dementsprechend können die Werte nur qualitativ gewertet werden. Der Kupferanteil aller Proben korreliert sehr gut mit dem gemessenen Verschleißbetrag des Rades.

**Tabelle 13:** Anteil ausgewählter Elemente eines Versuchslaufs

Position	Kupfer	Schwefel
(a)	28 ppm	8318 ppm
(b)	321 ppm	8481 ppm
Referenzprobe	< 10 ppm	9427 ppm

Beim Anteil des Elements Schwefel zeigt sich nur ein geringer Unterschied zwischen beiden Entnahmestellen, obwohl beide Stellen deutlich unterschiedlichen Temperaturen ausgesetzt waren. Der Wert für die unbenutzte Referenzprobe liegt deutlich über den Werten beider Positionen. Daraus kann gefolgert werden, dass ein „Austausch“ des additivierten Grundöls in gewissen Grenzen stattfindet. Eine größere Menge an Fett wirkt demnach positiv auf die Lebensdauer einer Füllung, sofern der Abbau der Additive das alleinige beschränkende Kriterium darstellt. Die Modellvorstellung eines „Ölschwamms“ stellt insofern eine anschauliche und gültige Sichtweise dar.

Ein Einfluss der unterschiedlichen Füllmengen in den jeweiligen Füllhöhen auf Massentemperatur, Wirkungsgrad und Betriebsverschleiß konnte nicht festgestellt werden. Eine allgemeingültige Aussage zur mindestens erforderlichen Füllmenge, insbesondere in Hinblick auf die Schmierstofflebensdauer und notwendige Wechselintervalle unter verschiedenen Bedingungen, lässt sich aus den Versuchen nicht ableiten.



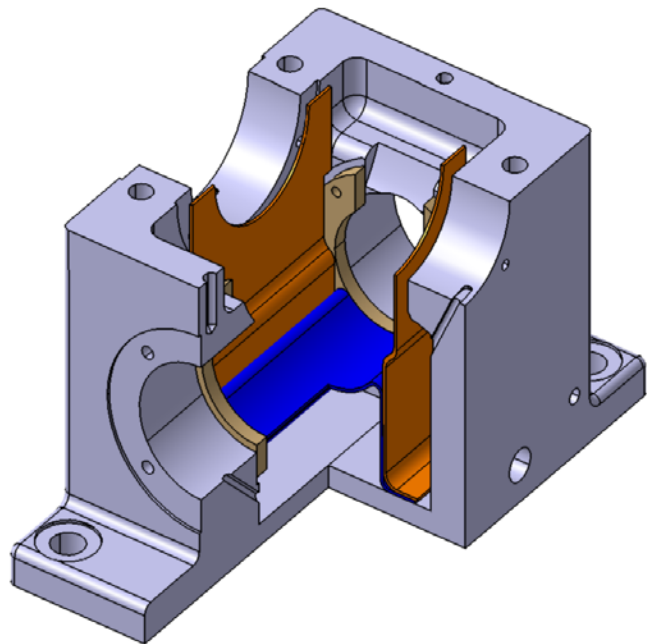
**Bild 38:** Probenentnahmestellen, Baugröße a = 100 mm

#### 4.2.4 Wandabstand

Die in den einzelnen Füllhöhen verwendeten Fettmengen liegen im Bereich 2,1 bis 3,71 dm<sup>3</sup> und sind damit als relativ groß einzuschätzen. Zur Beschränkung der benötigten Fettmenge im Gehäuse erscheint es zweckmäßig, das Volumen des Getriebegehäuses durch Einbringen geeigneter Einlegebleche zu verkleinern. Dazu wird der Wandabstand der Schnecke durch das Anbringen von Einlegeblechen auf 10 mm begrenzt.

Bild 39 zeigt das Einlegeblech im Schnitt durch das Prüfgehäuse. Der Zwischenraum zwischen Einlegeblech und Schnecke wurde vollständig mit Fett ausgefüllt und das Gehäuse ansonsten bis zur Radmitte aufgefüllt.

Der sich einstellende Schmierungsmechanismus verhält sich analog zur Schmierung eines teilweise gefüllten Gehäuses ohne Einlegebleche. Das Getriebe gräbt sich frei und durch Fettabstreifungen am Gehäuserand ergibt sich eine selbsttätige Nachschmierung des Zahnkontakts. Die gemessenen Massentemperaturen lagen im Bereich der Werte ohne Einlegeblech. Das im Zwischenraum zwischen Einlegeblech und Gehäusewand geschaffene „Luftpolster“ hat demzufolge eine ähnlich geringe Wärmeübertragungsfähigkeit wie Fett. Der Wärmetransport lässt sich allein durch Einlegebleche nicht signifikant verbessern. Hinsichtlich des Betriebsverschleißes konnte kein Einfluss des reduzierten Wandabstands festgestellt werden. Eine mögliche Verbesserungsmaßnahme besteht in einer engeren Gehäuseführung ohne Zwischenraum bzw. einer möglichen Verrippung des Zwischenraumes. Dadurch lässt sich der Wärmetransport aus dem Getriebeinneren gezielt verbessern. In der Folge ist ein Absinken der Massentemperatur und infolgedessen des Betriebsverschleißes zu erwarten.



**Bild 39:** Schnitt durch das Prüfgehäuse mit Einlegeblechen,  $a = 100$  mm



## 5 Experimentelle Untersuchungen

### 5.1 Versuche an den Schneckengetriebeprüfständen

#### 5.1.1 Versuchsumfang

Der Versuchsumfang gliedert sich in Vor-, Referenz-, Haupt- und Stichversuche.

Die Vorversuche dienen der Klärung des grundsätzlichen Verhaltens von Schneckengetrieben bei Fettschmierung. Dabei werden insbesondere Tragbild, Betriebsverschleiß und Rauheit der Schneckenflanken betrachtet. Außerdem werden Füllhöhe und Wandabstand variiert. Sie dienen außerdem zur Absicherung des methodischen Vorgehens in den Hauptversuchen. In den Referenzversuchen werden die verschiedenen Chargen des Radwerkstoffs mit dem Referenzöl PG4R betrieben, um den Einfluss des Radwerkstoffs auf die Verschleißtragfähigkeit zu charakterisieren. In den Hauptversuchen werden Kennwerte für Verschleißtragfähigkeit, Radmassentemperatur und Wirkungsgrad der verwendeten Baugrößen und Werkstoff/Schmierstoffkombinationen bei fetttypischen Betriebsbedingungen ermittelt. Diese werden in Abschnitt 6 ausgewertet und in Berechnungsverfahren integriert. Ergänzend zu diesen Versuchen wird der Werkstoffeinfluss sowie das Verhalten des Betriebsverschleißes bei Aussetzbetrieb untersucht. Eine Übersicht über das Versuchsprogramm zeigt Tabelle 14

**Tabelle 14:** Versuchsmatrix an den Schneckengetriebeprüfständen

Hauptversuche: Schnecke 16MnCr5E, Ra = 0,4 µm Schneckenrad CuSn12Ni2								
	Polyglykol					Mineralöl		PAO
$n_1$ [min <sup>-1</sup> ]	PG1 (Li)	PG2 (LiK)	PG2o (LiK)	PG1-GÖ (-)	PG2-GÖ (-)	MIN1 (LiK)	MIN2 (CaK)	PAO3 (AlK)
2			◇					
10		◇			◇	◇		
40		◇	◇		◇	◇		
150	O ◇	◇	◇	O ◇	◇	◇	O ◇	O ◇
500	O ◇	◇	◇	O ◇	◇	◇	O ◇	O ◇
O a = 100 mm ◇ a = 65 mm			Referenzversuche: Schnecke 16MnCr5E, Ra = 0,4 µm Schneckenrad CuSn12Ni2 PG4R, $n_1 = 150/500 \text{ min}^{-1}$					
Laststufentests Gehäusefüllung: 75 % Befettung vor jeder Laststufe			Stichversuche:					
			Werkstoff- kombination		Schnecke 42CrMo4V, Ra = 0,5 µm Schneckenrad EN-GJS-600-3 und 400 PG4R, $n_1 = 150/500 \text{ min}^{-1}$			
		Aussetzbetrieb		Schnecke 16MnCr5E, Ra = 0,4 µm Schneckenrad CuSn12Ni2 PG2, $n_1 = 150 \text{ min}^{-1}$ 10/120 Anfahrvorgänge/h				

Alle Prüfzadsätze werden vor den Versuchsläufen mit dem Versuchsschmierstoff vollständig eingelaufen. Dazu werden die Zadsätze bis zum Erreichen eines vollständigen Lasttragbildes<sup>4</sup> bei 30% des Nennmoments und  $n_1 = 150 \text{ min}^{-1}$  Antriebsdrehzahl für mindestens 100 h betrieben. Die Einstellung des Leerlauftragbildes zu Beginn des Einlaufs erfolgt durch die axiale Verschiebung der Schneckenradwelle. Für alle Prüfverzahnungen wird ein identisches Leerlauftragbild nach [N3] in Verzahnungsmittle eingestellt. Bei den Prüfverzahnungen der Werkstoffkombination Vergütungsstahl/Grauguss erfolgt der Einlauf in vier Stufen mit steigender Last von je 50 h bis zum Erreichen der ersten Laststufe.

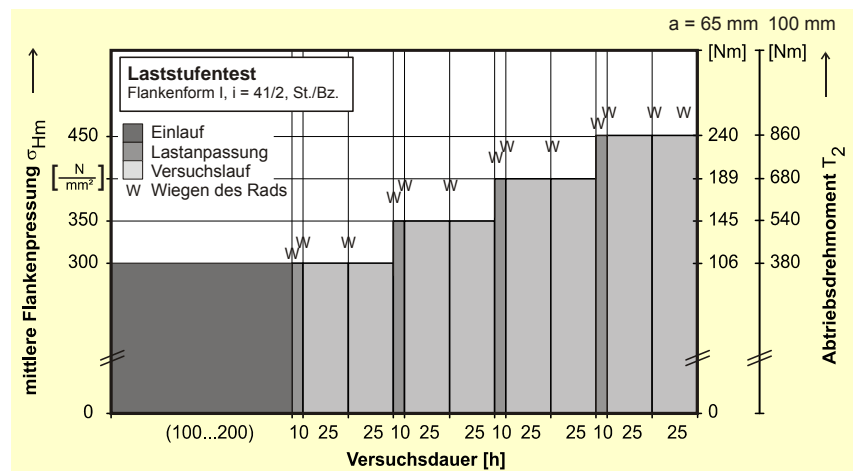
Unabhängig von der Versuchsart wird das Prüfgetriebe zu Beginn jeder Laststufe neu befüttet. Während der Versuche werden Antriebs- und Abtriebsmoment und -drehzahl sowie die Radmasse-temperatur kontinuierlich aufgezeichnet. Die Bestimmung des Massenabtrags erfolgt durch Wiegen auf einer Präzisionswaage in definierten Abständen. Die Messung über ein Drehwegmesssystem erwies sich als nicht für den Einsatzfall tauglich, da die starken Schwankungen der Masse-temperatur durch Wärmedehnung unmittelbar auf das Messergebnis wirken. Aus den Messwerten des Versuchslaufs werden der Betriebsverschleiß und der zeitliche Verlauf von Radmasse-temperatur und Gesamtwirkungsgrad des Prüfgetriebes ermittelt. Wenn die Untersuchung aller Laststufen bei einer Drehzahlstufe abgeschlossen ist, wird die Drehrichtung des Getriebes umgekehrt. Auf der Rückflanke der Prüfverzahnung wird im Folgenden der nächste Versuchslauf durchgeführt. Die Versuche erfolgen bei Fett- oder Öl-Tauchschmierung. Dazu wird das Gehäuse bis zur Mitte des oberliegenden Schneckenrads mit Fett bzw. bis zur vollständigen Bedeckung der Schnecke mit Öl gefüllt.

### 5.1.2 Versuchsablauf

Die Zadsätze der Baugrößen  $a = 65 \text{ mm}$  und  $a = 100 \text{ mm}$  werden nach dem Versuchsschema in Bild 40 getestet. Der Ablauf wurde nach den Ergebnissen der Vorversuche gegenüber vergleichbaren Versuchsabläufen (z.B. in [B8], [N1]) geringfügig modifiziert. Der Ablauf entspricht nach dem vollständigen Einlauf einer fortgesetzten Folge von einzelnen Versuchsläufen mit einem anfänglichen Lasteinlauf von 10 h Dauer

pro Laststufe und zwei Wiederholungsversuchen von je 25 h Dauer. Die Laststufen wurden vollständig durchlaufen, sofern nicht vorzeitig ein Schaden auftrat, der einen Weiterbetrieb des Zadsatzes unmöglich macht. Zur statistischen Absicherung wurden die Laststufentests pro Last- und Drehzahlstufe jeweils dreimal mit unterschiedlichen Zadsätzen wiederholt.

Unterhalb einer Antriebsdrehzahl von  $n_1 = 150 \text{ min}^{-1}$  wurden abweichend zum oben dargestellten Vorgehen in drei Laststufen Abtriebsmomente von  $T_2 = 189 \text{ Nm}$  (300 Nm, 435 Nm) bei einer ver-



**Bild 40:** Ablauf der Laststufentests

<sup>4</sup> Als vollständiges Tragbild wird eine Tragbildfläche von mehr als 95% der Flankenfläche definiert.

längerten Stufendauer von 50 Stunden eingestellt. Derart wird sichergestellt, dass auch bei sehr geringen Antriebsdrehzahlen eine ausreichend hohe Lastwechselzahl für die Auswertung des Betriebsverschleißes gegeben ist.

Bei den Stichversuchen zum Werkstoffeinfluss wurden die Radsätze in den 3 unteren Laststufen aus Bild 40 für jeweils 100 h eingelaufen.

## 5.2 Vorversuche

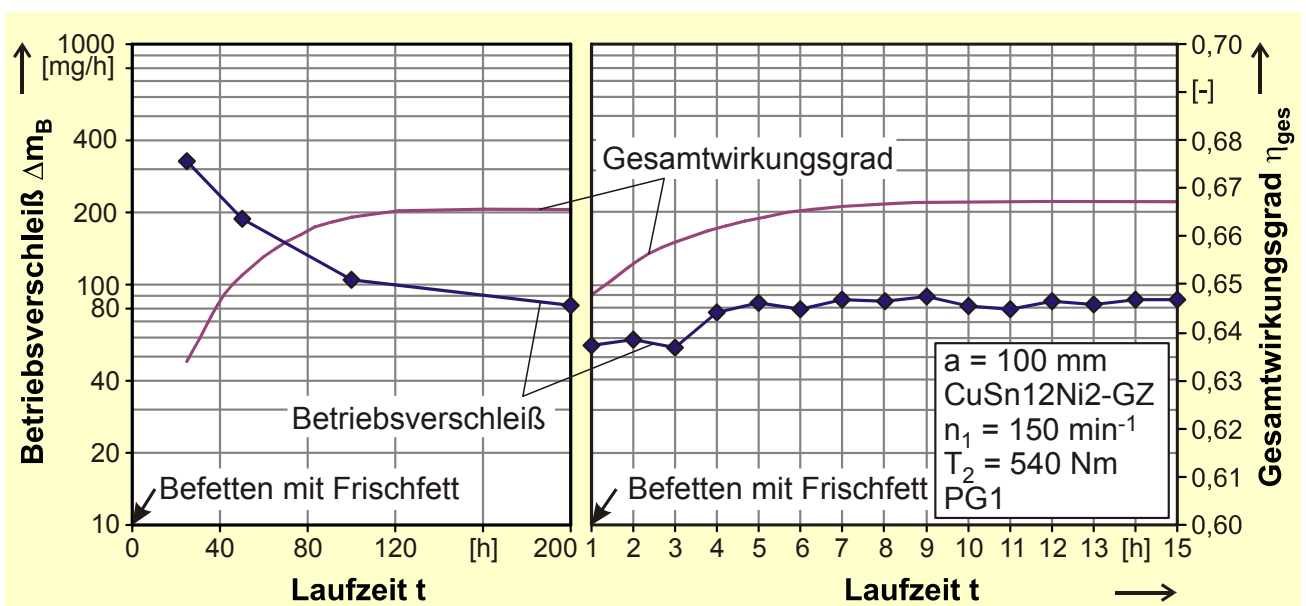
Vor Beginn der Versuchsreihen mit Fetten sind folgende fettspezifische Fragen zu klären:

- Welche Auswirkungen hat die Befettung auf Verschleiß und Wirkungsgrad?
- Ab wann kann der Einlauf eines Radsatzes als abgeschlossen gelten? Nach welchen Kriterien lässt sich der eingelaufene Zustand feststellen?
- Wie verhält sich die Rauheit der Schneckenwellen aufgrund des eingeschränkten Transports von Abrieb aus dem Kontakt?
- Welche Auswirkungen hat der Wärmetransportmechanismus von Fetten auf den Verlauf von Massen- und Schmierstofftemperatur?

Daher werden zunächst Vorversuche durchgeführt. Diese umfassen Versuche zum Zeitverhalten der Fette, zur Entwicklung von Tragbild und Betriebsverschleiß sowie zur Rauheit der Schnecken.

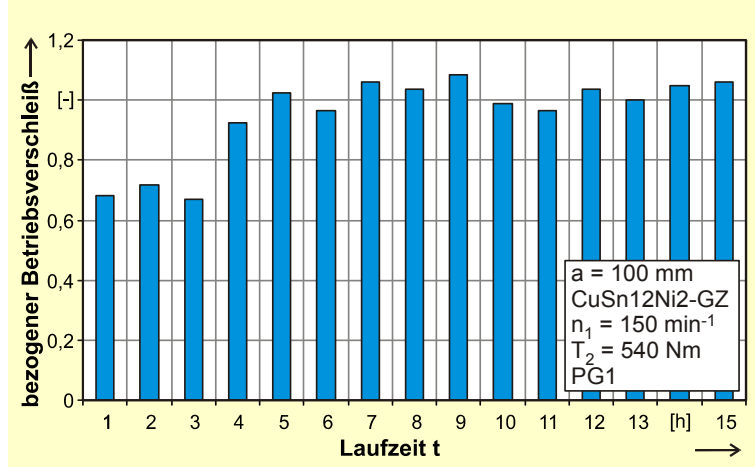
### 5.2.1 Versuche zum Zeitverhalten von Fetten

Bild 41 zeigt den Betriebsverschleiß sowie den Gesamtwirkungsgrad für das Fett PG1 bei einer Antriebsdrehzahl von  $n_1 = 150 \text{ min}^{-1}$  und einem Abtriebsmoment von  $T_2 = 540 \text{ Nm}$ . Der Radsatz wurde zunächst über 200 h bei Prüflast und anfänglicher Befettung mit Frischfett eingelaufen und dabei Betriebsverschleiß und Wirkungsgrad dokumentiert. Anschließend wurde neu befüllt und der Versuch bei gleichen Betriebsbedingungen fortgesetzt. Dabei wurde in Intervallen von jeweils einer Stunde der Betriebsverschleiß erneut gemessen. Mit diesem Vorgehen lässt sich eine Aussage über das Zeitverhalten des Fetts unabhängig von Einlaufeffekten des Radsatzes treffen.



**Bild 41:** Entwicklung von Betriebsverschleiß und Wirkungsgrad nach Befettung mit Frischfett für das Fett PG1 in Baugröße  $a = 100 \text{ mm}$

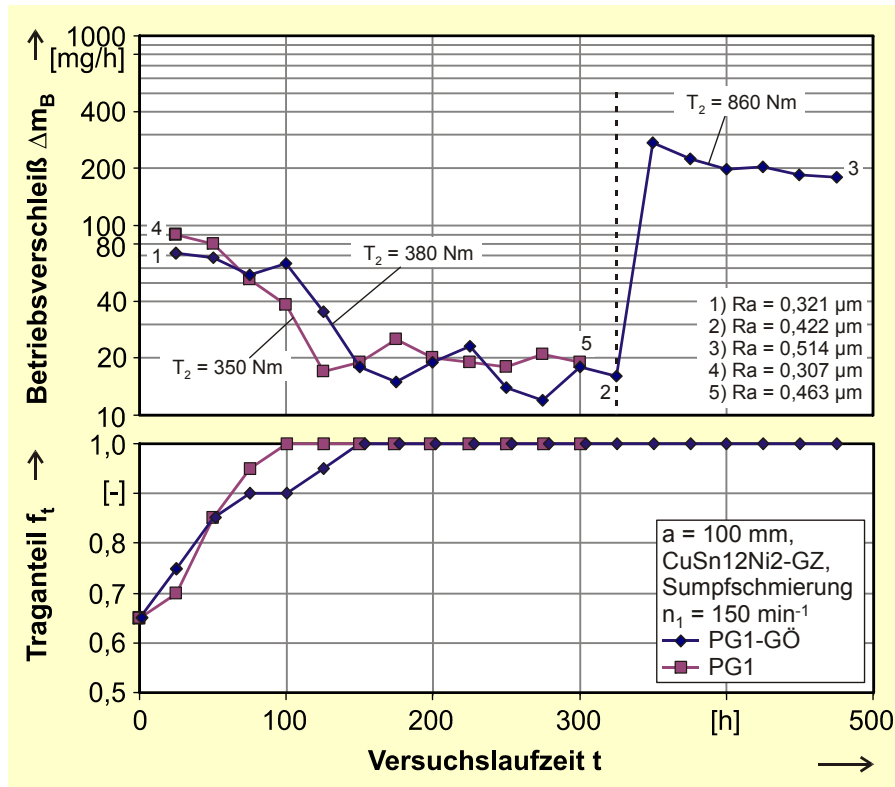
Es zeigt sich, dass der Betriebsverschleiß im Verlauf des Lasteinlaufs (0 – 200 h) kontinuierlich sinkt und auf ein Niveau von ca. 80 mg/h fällt. Dieser Wert wurde in späteren Laststufentests bestätigt. Gleichzeitig steigt der Wirkungsgrad bis ca. 120 h kontinuierlich an und bleibt dann auf konstantem Niveau. Nach der erneuten Befüllung liegt der Wirkungsgrad zunächst niedriger, steigt allerdings innerhalb von etwa 10 Stunden wieder auf das Niveau am Ende des Einlaufs. Ebenso liegt der Betriebsverschleiß zunächst deutlich niedriger, steigt im Verlauf von ca. 8 Stunden jedoch wieder auf das Niveau am Ende des Einlaufs an. Bild 42 zeigt dazu den Betriebsverschleiß bezogen auf den in Laststufentests mit dem gleichen Fett bei gleichen Betriebsbedingungen gemessenen Wert. Es ist klar ersichtlich, dass sich der Betriebsverschleiß in den ersten drei Stunden deutlich vom Zustand in der darauffolgenden Zeit unterscheidet.



**Bild 42:** bezogener Betriebsverschleiß ab dem Einfüllen von Frischfett

5.2.2 Versuche zum zeitlichen Verlauf von Tragbild und Betriebsverschleiß

Bild 43 zeigt den Betriebsverschleiß und den Traganteil für zwei Langzeitversuche mit PG1 und dem korrespondierenden Grundöl PG1-GÖ.



**Bild 43:** Entwicklung von Betriebsverschleiß und Tragbildgröße (a = 100 mm)

Beide Versuchsreihen zeigen nach einer Einlaufzeit von ca. 150 h einen annähernd konstanten Betriebsverschleiß. Der Betriebsverschleiß schwankt dabei deutlich um eine näherungsweise konstante Mittellage und liegt für ähnliche Lastniveaus für Fett und Grundöl von PG1 auf ähnlichem Niveau. Schwankungen um den Faktor 2 um die Mittellage gelten dabei nach [N1] als bei Schneckengetrieben üblich. Gleichzeitig zeigt sich ein Aufrauen der Schneckenflanken während des Betriebs sowohl für Öl- als auch für Fettschmierung. Bei Fettschmierung ist die Aufrauung betragsmäßig etwas stärker ausgeprägt. Ein direkter Zusammenhang von Betriebsverschleiß und Rauheit lässt sich im hier abgedeckten Rauheitsbereich der Untersuchung nicht erkennen.

Die Vorversuche lassen zusammenfassend folgende Schlüsse zu:

- Der Einlauf des Getriebes kann nach ca. 150 h und nach Erreichen eines vollständigen Tragbildes als abgeschlossen betrachtet werden. Zu diesem Zeitpunkt liegt entsprechend den Ergebnissen aus Abschnitt 5.2.1 auch der Wirkungsgrad auf einem konstanten Niveau.
- Der Wirkungsgrad steigt im Verlauf von etwa 10 Stunden nach einer Befettung mit Frischfett auf ein konstantes Niveau.
- Nach spätestens 200 Stunden zeigt der Radsatz ein vollständig eingelaufenes Verhalten hinsichtlich Betriebsverschleiß.
- Ein weiterer lastbezogener Einlauf, erkennbar an einem zunächst höheren Niveau des Betriebsverschleißes, findet bei einem Wechsel der Last statt.
- Grundöl und Fett weisen im Bereich niedriger Belastungen nach dem Lasteinlauf einen ähnlichen Betriebsverschleiß auf
- Nach einer Befettung mit Frischfett liegt der Betriebsverschleiß zunächst signifikant niedriger als bei gleichen Bedingungen und bereits beanspruchtem Fett. Nach 10 Stunden hat der Betriebsverschleiß wieder das annähernd konstante Niveau von beanspruchtem Fett erreicht.
- Das Verhalten nach der Befettung lässt sich mit der mechanischen, irreversiblen Zerschneidung der Seifenmatrix und der damit verbundenen Absenkung der scheinbaren Viskosität des Fettes erklären. Dies führt zu einer Verringerung der Verluste durch Bewegung des Schmierstoffs und damit zu einem Ansteigen des Wirkungsgrades. Das Absinken der Schmierstoffschichtdicke infolge der Zerschneidung (vgl. Abschnitt 2.3) führt gleichzeitig zu einem Ansteigen des Betriebsverschleißes.
- Die Rauheit ändert sich im Verlauf des Betriebs, wobei die Aufrauung bei Schmierung mit Fett deutlicher ausgeprägt ist als bei Schmierung mit Öl. Die Schneckenflanken erreichen dabei eine maximale Rauheit um  $R_a = 0,5 \mu\text{m}$ , bei der noch kein messbarer Einfluss der Rauheit auf den Betriebsverschleiß zu erwarten ist.

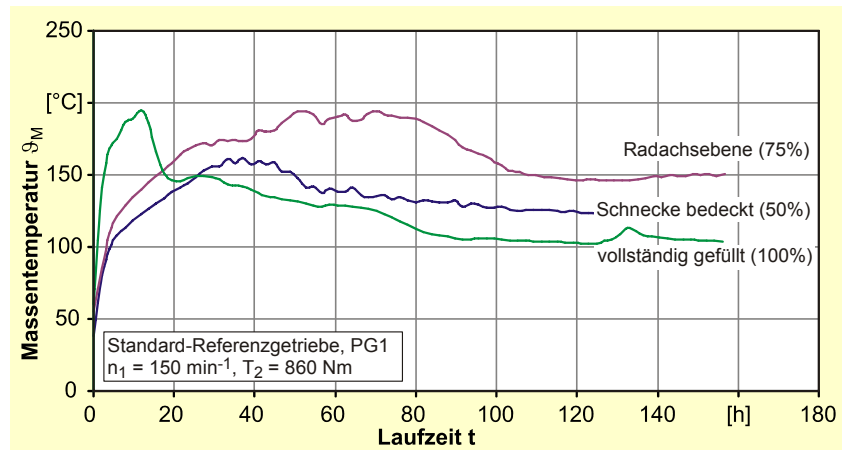
### 5.3 Versuche zur Radmassentemperatur

Zur Bestimmung der Radmassentemperatur wird die Temperatur im Inneren eines Radzahns gemessen. Dazu wird ein Temperatursensor in der Zahnmitte des Radzahns auf Höhe des Wälzkreises angebracht. Das Messsignal wird berührungslos nach Außen übertragen, kontinuierlich aufgezeichnet und der Maximalwert pro Umdrehung ausgewertet. Die Berücksichtigung der Radmassentemperatur in der Verschleißtragfähigkeit erfolgt auf Grundlage dieser Messungen.

Es zeigt sich, dass das thermische Verhalten fettgeschmierter Schneckengetriebe deutlich vom bekannten Verhalten bei Öl-Tauchschmierung abweicht. So erfolgt im Gegensatz zur Schmierung mit Öl keine Durchmischung des Schmierstoffs im Getriebegehäuse. Der Wärmetransport findet daher nicht mehr hauptsächlich über erzwungene Konvektion in einem nahezu ideal gerührten Behälter, sondern verstärkt über Wärmeleitung statt. Als unmittelbare Folge davon wirken sich Unstetigkeiten wie nachfließendes Fett direkt auf den Gang der Massentemperatur aus.

#### 5.3.1 Zeitlicher Verlauf der Radmassentemperatur

Bild 44 zeigt den Gang der Massentemperaturen über der Versuchslaufzeit für drei verschiedene Füllhöhen des Fetts PG1 bei der höchsten untersuchten Last und Drehzahl. Der Radsatz war zum Zeitpunkt des Versuchs vollständig eingelaufen. Auch nach langer Versuchslaufzeit ergeben sich unabhängig von der Füllhöhe teils erhebliche Schwankungen der Radmassentemperatur. Die maximalen Massentemperaturen aller drei



**Bild 44:** zeitlicher Verlauf der Radmassentemperatur für unterschiedliche Füllhöhen mit PG1 ( $a = 100$  mm)

Versuche liegen dabei in einem Bereich, der das verwendete Fett irreversibel schädigt.

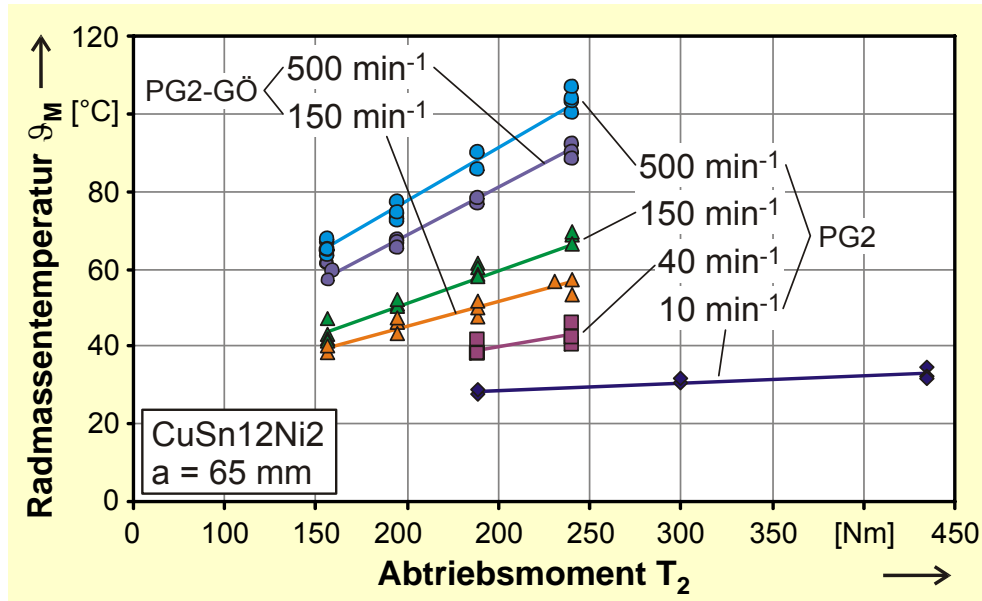
Das instationäre Fließverhalten der Fette führt dazu, dass die Messwerte für die Radmassentemperaturen teilweise erheblich streuen. Die maximalen Abweichungen vom Mittelwert betragen bei schadensfreiem Betrieb etwa  $24$  °C. Um diesen Einfluss zu berücksichtigen wird die Massentemperatur nach Eintreten eines konstanten Wirkungsgradniveaus über einen kompletten Versuchslauf gemittelt. Parallel führte eine über 2 Stunden Dauer oberhalb der maximalen Einsatztemperatur des Fetts nach Tabelle 4 liegende Massentemperatur zum Versuchsabbruch.

#### 5.3.2 Einflussfaktoren auf die Radmassentemperatur

Bild 45 zeigt die gemessene Radmassentemperatur aufgetragen über dem Abtriebsmoment für die Baugröße  $a = 65$  mm und Schmierung mit PG2 bzw. PG2-GÖ. Die Füllhöhe bei Fettschmierung beträgt dabei 75%, die Füllhöhe bei Ölschmierung beträgt 50% entsprechend den Angaben in Bild 35.

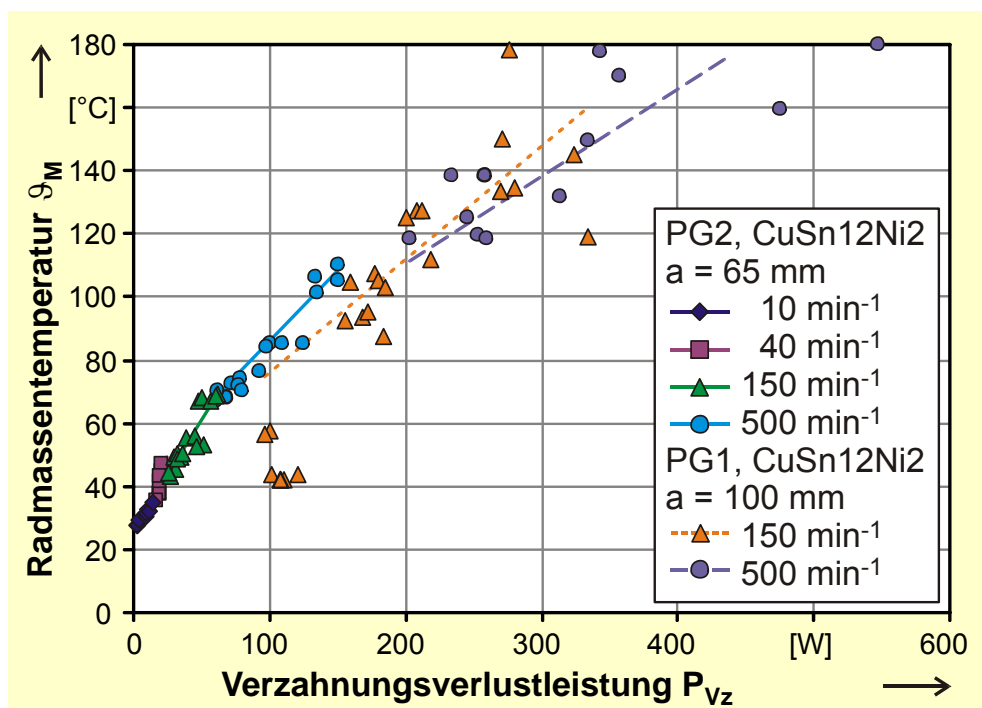
Die Messungen für alle weiteren Versuchsfette an den Schneckenprüfständen sind dem Anhang zu entnehmen. Für alle Drehzahlen kann ein näherungsweise linearer Verlauf über dem An-

triebsmoment festgestellt werden. Die Massentemperaturen bei Fettschmierung liegen bei gleichem Abtriebsmoment im Mittel ca. 15% über den Werten für Ölschmierung.



**Bild 45:** Radmassentemperaturen bei Schmierung mit PG2 und PG2-GÖ, (a = 65 mm)

Bild 46 zeigt die Radmassentemperatur für die Baugrößen a = 65 mm bei Schmierung mit PG2 und die Baugröße a = 100 mm bei Schmierung mit PG1, dargestellt über der Verzahnungsverlustleistung. Es ist zu erkennen, dass die Temperatur für beide Baugrößen bei geringen Drehzahlen stärker ansteigt als bei höheren Drehzahlen. Die erreichten Temperaturen liegen für die größere Baugröße deutlich höher als für die kleinere Baugrößen.

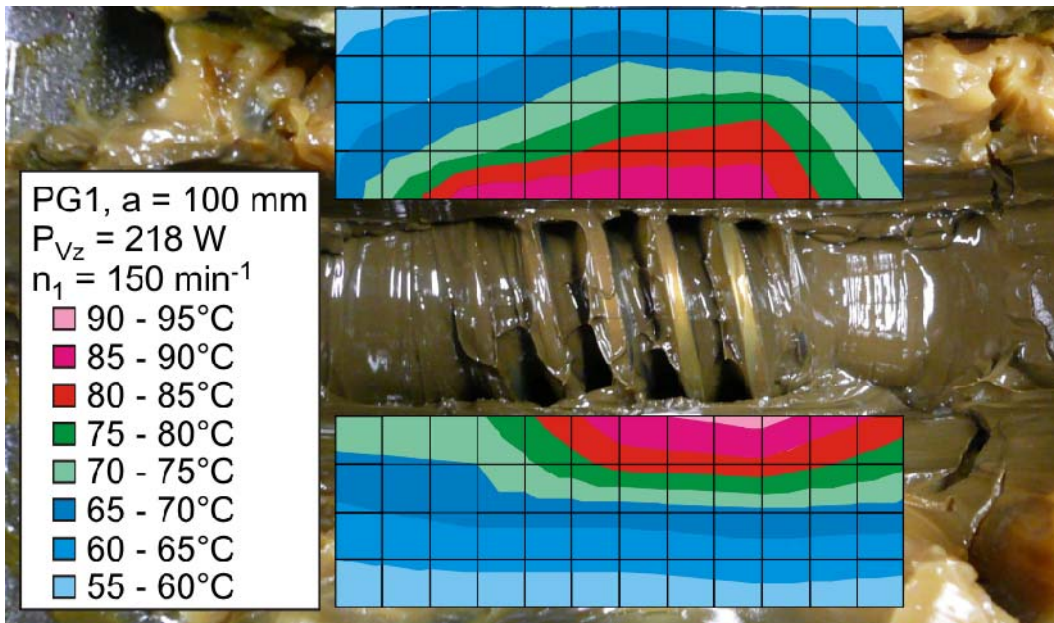


**Bild 46:** Radmassentemperaturen bei Schmierung mit PG2 (a = 65 mm) und PG1 (a = 100 mm)



### 5.3.3 Ausbildung der örtlichen Fetttemperatur im Getriebe

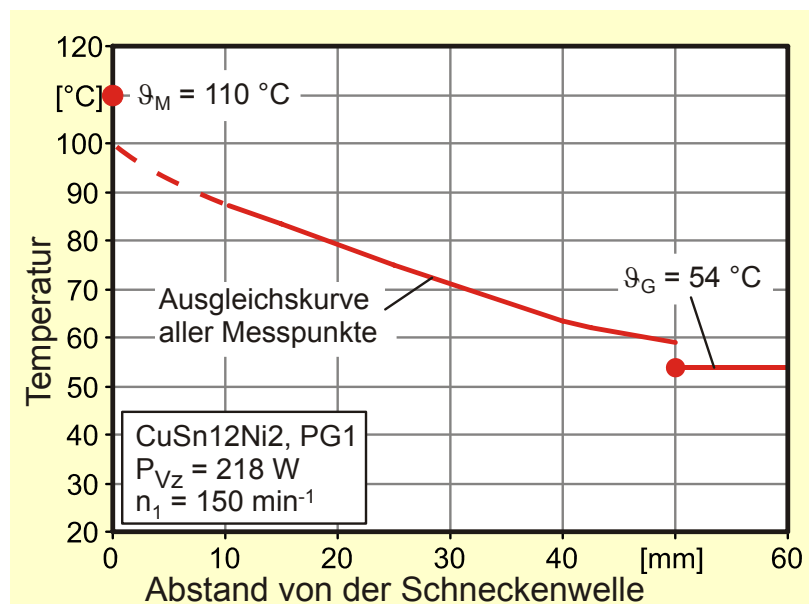
Im Gegensatz zu den Bedingungen in einem durch die Schnecke stetig umgerührten Ölsumpf ergibt sich für Schmierung mit Fett ein deutlich fallendes Temperaturprofil mit steigendem Abstand von der Schneckenwelle. Bild 47 zeigt beispielhaft ein derartiges Profil nach 72 h Laufzeit für eine Verzahnungsverlustleistung von 218 W bei einer Antriebsdrehzahl von  $n_1 = 150 \text{ min}^{-1}$  und Schmierung mit dem Fett PG1. Die Messpunkte wurden mit berührender Temperaturmessung in einem Messraster von je 10 mm Abstand ermittelt.



**Bild 47:** örtliche Verteilung der Fetttemperatur ( $P_{Vz} = 218 \text{ W}$ ,  $n_1 = 150 \text{ min}^{-1}$ )

Bild 48 zeigt das Temperaturprofil mit steigendem Abstand von der Schneckenwelle. Die Ausgleichskurve ergibt sich aus den Mittelwerten der einzelnen Messreihen. Zusätzlich sind die Massentemperatur des Schneckenrades und die Gehäusetemperatur an den beiden Endpositionen aufgetragen. Das Profil weist die typische Charakteristik eines Temperaturprofils für Wärmeleitung mit geringen Temperatursprüngen an den Grenzflächen auf.

Es zeigt sich deutlich, dass innerhalb des Fettsumpfs keine einheitliche Temperatur vorliegt, die mit den Bedingungen bei Ölsumpfschmierung vergleichbar wäre. Um eine Schädigung des Fetts durch die auftretenden Temperaturen wirkungsvoll zu verhindern, wird daher empfohlen, die Massentemperatur des Rades als Grenztemperatur zu verwenden.



**Bild 48:** Ausgleichskurve aus Einzelmessungen am Standardreferenzgetriebe in der Radachsebene



### 5.3.4 Interpretation der Ergebnisse zur Massentemperatur

Die Fließeigenschaften der Fette führen dazu, dass anstelle einer Wärmeabfuhr der Verzahnungsverlustleistung an das Gehäuse überwiegend durch Konvektion Wärmeleitung durch die Bauteile des Getriebes vorherrscht. Die Wärmeleitfähigkeit der Versuchsfette erwies sich nach eigenen Messungen als etwa so groß wie die von Luft, daher findet der Wärmetransport größtenteils über die metallischen Bauteile im Getriebe, d.h. über Wellen und Lager, statt. Dieser gegenüber Ölschmierung geänderte Wärmetransportmechanismus resultiert in gegenüber Ölschmierung deutlich höheren Massentemperaturen.

Weiter wurden erhebliche Schwankungen der Massentemperaturen festgestellt, die auf ein instationäres Nachfließverhalten der Fette zurückzuführen sind. Abstreifen von Fett, Zurücktropfen von Fett in die Verzahnung sowie Einschlüsse von Luft im Fett stören das thermische Gleichgewicht bei ansonsten stationären Betriebsbedingungen und führen zu Schwankungen der Massentemperaturen.

Versuche mit unterschiedlichen Baugrößen belegen eine Abhängigkeit der Radmassentemperatur von der Verzahnungsverlustleistung, wobei die Temperaturen bei geringen Antriebsdrehzahlen schneller mit der Verzahnungsverlustleistung steigen als bei höheren Antriebsdrehzahlen. Instationäre Prozesse wie ein Nachtropfen des Fetts laufen bei höheren Drehzahlen auch auf Grund der dort auftretenden höheren Massentemperaturen beschleunigt ab. Gleichzeitig werden Anteile des Fetts, die sich in Bewegung befinden, stärker umgewälzt. Es ist anzunehmen, dass dadurch die Überhöhung der Radmassentemperatur durch Störstellen mit steigender Antriebsdrehzahl insgesamt abnimmt.

Innerhalb des Fettsumpfs bildet sich auf Grund der geringen Wärmeleitfähigkeit ein starkes Temperaturprofil aus. Fett in enger räumlicher Nähe zur Verzahnung wird deutlich stärker thermisch beansprucht als Fett mit einem größeren Abstand zum Zahnkontakt. Diese Beobachtung macht es notwendig, die Radmassentemperatur als Maximalwert und nicht eine mittlere Sumpftemperatur ähnlich wie bei Öl-Tauchschmierung bei der Auswahl des Schmierstoffs sowie der Einsatzdauer zu berücksichtigen.

Der Vergleich der Radmassentemperaturen bei gleicher Verlustleistung zeigt weiter, dass zwischen den einzelnen Fetten kein Unterschied hinsichtlich der auftretenden Massentemperaturen festzustellen ist. Dies deckt sich mit den Messwerten zur Wärmeleitfähigkeit der Fette.

## 5.4 Betriebsverschleiß

Der Betriebsverschleiß  $\Delta m_B$  charakterisiert den Verschleiß, der bei bestimmten Betriebsbedingungen innerhalb einer definierten Laufzeit auftritt. Für den Anwender stellt er damit eine für die Einschätzung des auftretenden Verschleißes leicht anzuwendende Kenngröße dar. Die Übertragung der Ergebnisse auf beliebige Betriebsbedingungen erfolgt anhand der Verschleißintensität in Abschnitt 6.2.

Die Auswertung des Betriebsverschleißes  $\Delta m_B$  erfolgt anhand der Differenz von Messungen der Radmasse vor und nach jedem Versuchslauf mit (Gl. 12).

$$\Delta m_B = \frac{m_{\text{vorVersuch}} - m_{\text{nachVersuch}}}{t} \cdot 1000 \quad (\text{Gl. 12})$$

$\Delta m_B$	:	Betriebsverschleiß	[mg/h]
$m$	:	Radmasse vor/nach dem Versuch	[g]
$t$	:	Versuchslaufzeit	[h]

Die Umrechnung auf den Abtrag im Normalschnitt  $\delta_{Wn}$  erfolgt bei bekannter Flankenfläche  $A_{Fl}$  und Dichte des Radwerkstoffs  $\rho_{Rad}$  mit (Gl. 13).

$$\delta_{Wn} = \frac{\Delta m}{A_{Fl} \cdot \rho_{Rad}} \quad (\text{Gl. 13})$$

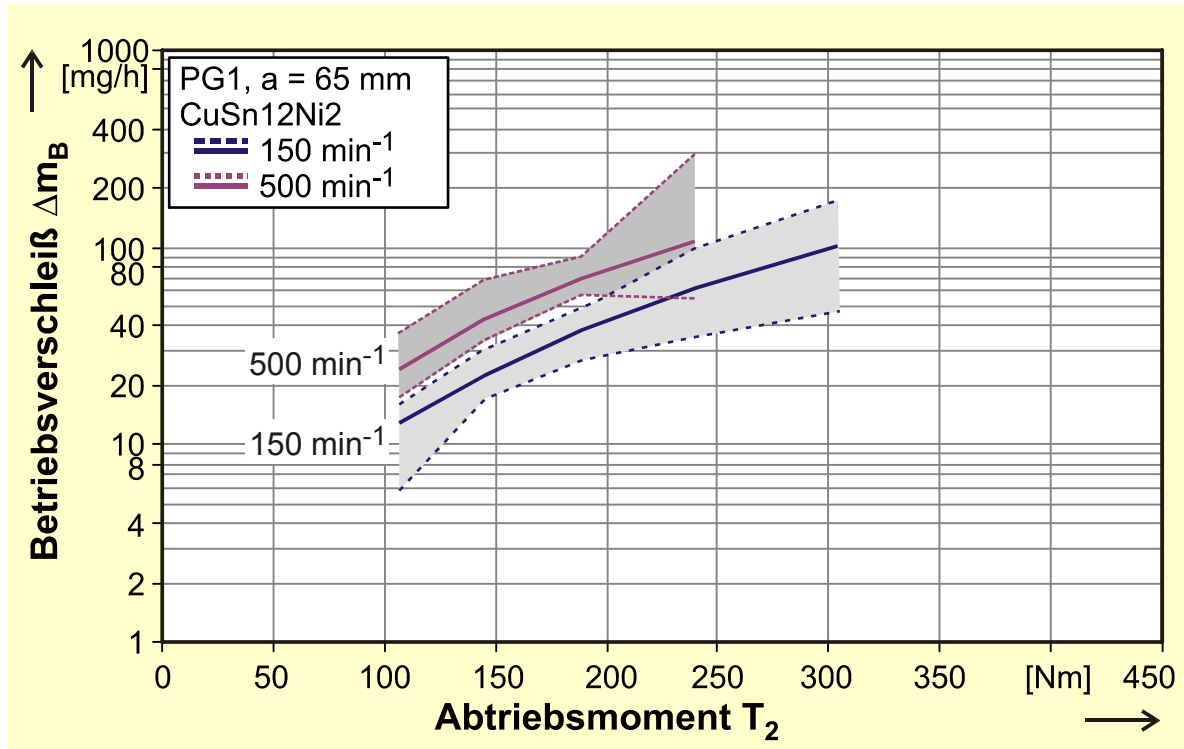
$\delta_{Wn}$	:	Abtrag im Normalschnitt	[mm]
$\Delta m$	:	Masseverlust	[mg]
$A_{Fl}$	:	Fläche der Radflanke nach Tabelle 7	[mm <sup>2</sup> ]
$\rho_{Rad}$	:	Dichte des Radwerkstoffs nach Tabelle 11	[mg/mm <sup>3</sup> ]

Die Ergebnisse der Laststufentests werden für die verschiedenen Baugrößen und Versuchsfette in einem Diagramm über dem Abtriebsmoment dargestellt. Darin sind die in den Laststufentest gewonnenen Ergebnisse für die einzelnen Antriebsdrehzahlen innerhalb der untersuchten Antriebsdrehzahlen im Bereich  $n_1 = 2 \text{ min}^{-1}$  bis  $500 \text{ min}^{-1}$  dargestellt. Die aufgebrachten Abtriebsmomente entsprechen Hertzschen Pressungen von  $\sigma_{Hm} \approx 300$  bis  $600 \text{ N/mm}^2$  bei Bronzerädern bzw.  $\sigma_{Hm} \approx 450$  bis  $700 \text{ N/mm}^2$  bei Schneckenrädern aus Sphäroguss.

Die Versuchsergebnisse werden aus Gründen der Übersichtlichkeit durch die jeweilige Ausgleichskurve angegeben. Zur Abschätzung des Streubereichs ist zusätzlich das Streuband angegeben.

## 5.4.1 Schmierstoffeinfluss

Bild 49 zeigt den Betriebsverschleiß  $\Delta m_B$  für das Fett PG1 in Baugröße  $a = 65$  mm bei den Antriebsdrehzahlen  $n_1 = 150$  und  $500$   $\text{min}^{-1}$ .



**Bild 49:** Betriebsverschleiß für Versuche mit PG1, Baugröße  $a = 65$  mm

Die Bilder auf den folgenden Seiten zeigen die entsprechenden Versuchsergebnisse für alle untersuchten Versuchsfette in den jeweiligen Baugrößen. Allen untersuchten Fetten sind folgende Zusammenhänge gemeinsam:

- Der Betriebsverschleiß steigt mit steigendem Abtriebsmoment, d.h. steigender Hertzscher Pressung.
- Der Betriebsverschleiß steigt mit steigender Antriebsdrehzahl. Bezogen auf die Laufzeit steigt damit der Verschleiß.
- Die Streuung des Betriebsverschleißes bei Fettschmierung ist insgesamt hoch (maximal Faktor 4 um den Mittelwert). Sie ist für Antriebsdrehzahlen  $n_1 < 150 \text{ min}^{-1}$  deutlich geringer als für Drehzahlen  $n_1 \geq 150 \text{ min}^{-1}$ .

Ein Einfluss der unterschiedlichen verwendeten Prüfstände eines Achsabstandes kann insofern ausgeschlossen werden, als einzelne Reproduktionsversuche mit gleichen Versuchsbedingungen an beiden Prüfständen nahezu identische Ergebnisse brachten. Eine Unschärfe besteht jedoch in der stark unterschiedlichen Zahl von Lastwechseln innerhalb der 25 Stunden Laufzeit pro Laststufe. Um diesem Effekt zu begegnen, wurden die Laststufen bei Antriebsdrehzahl  $n_1 \leq 40 \text{ min}^{-1}$  auf 50 h Versuchslaufzeit ausgedehnt.

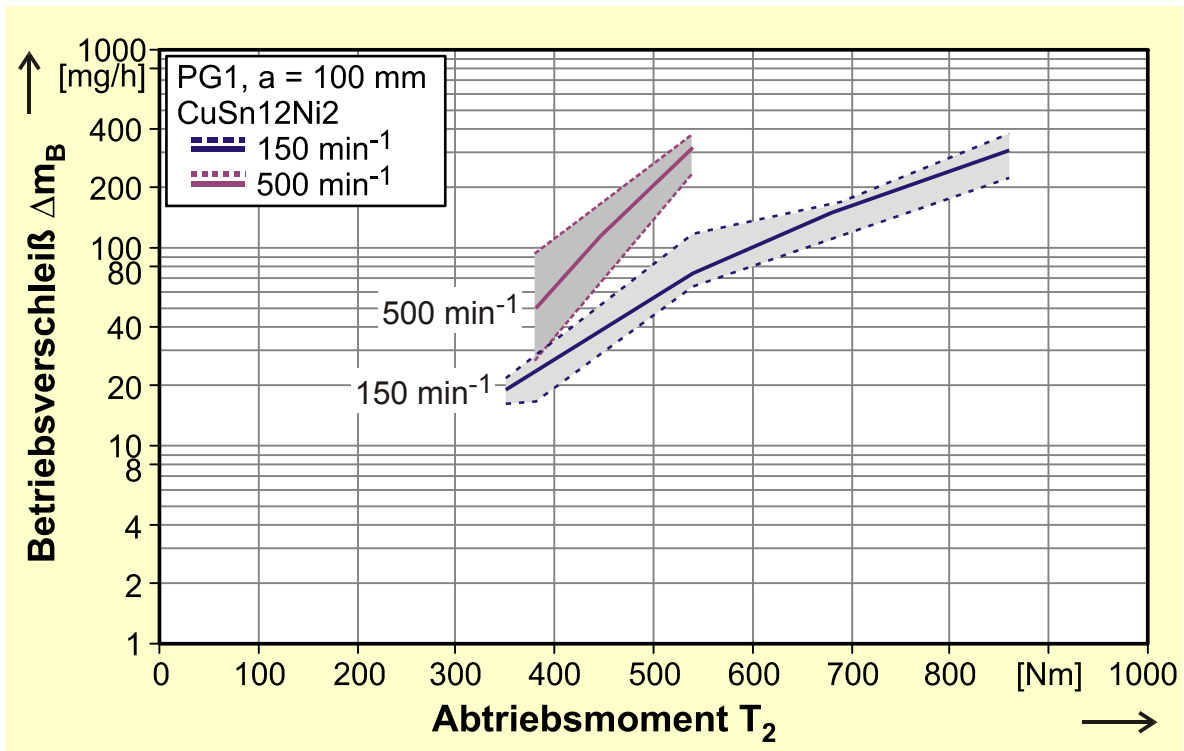


Bild 50: Betriebsverschleiß für Versuche mit PG1, Baugröße a = 100 mm

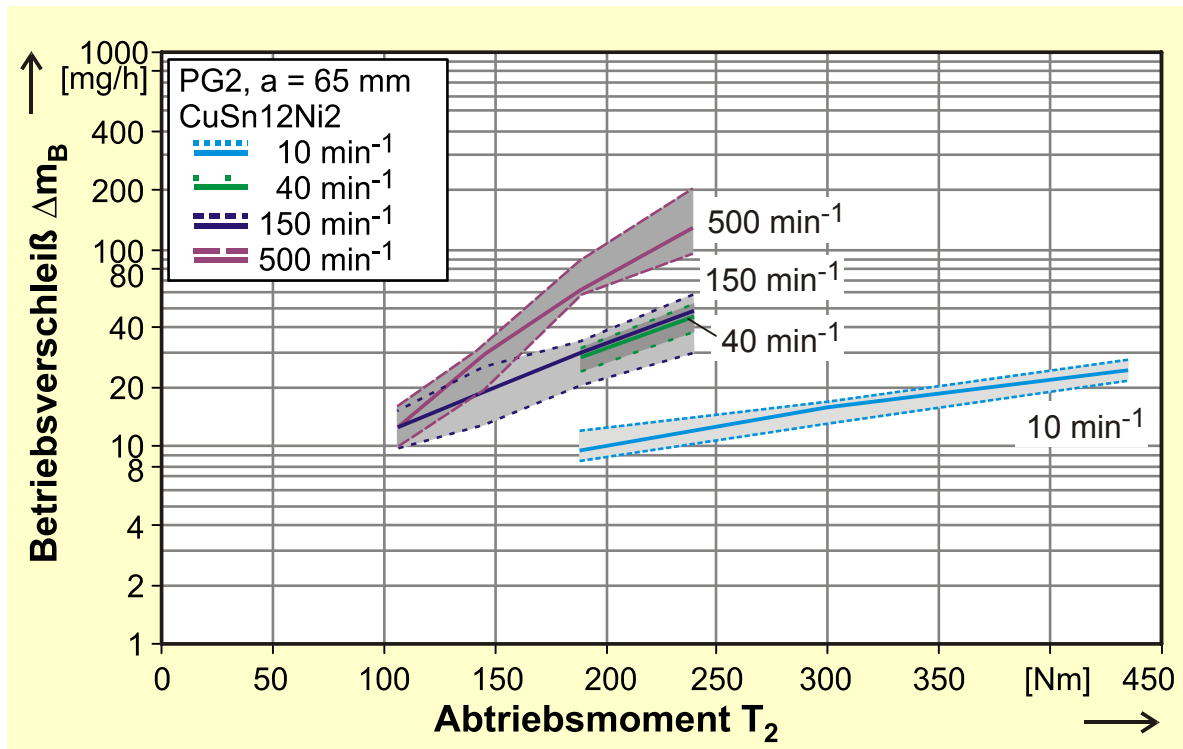


Bild 51: Betriebsverschleiß für Versuche mit PG2, Baugröße a = 65 mm

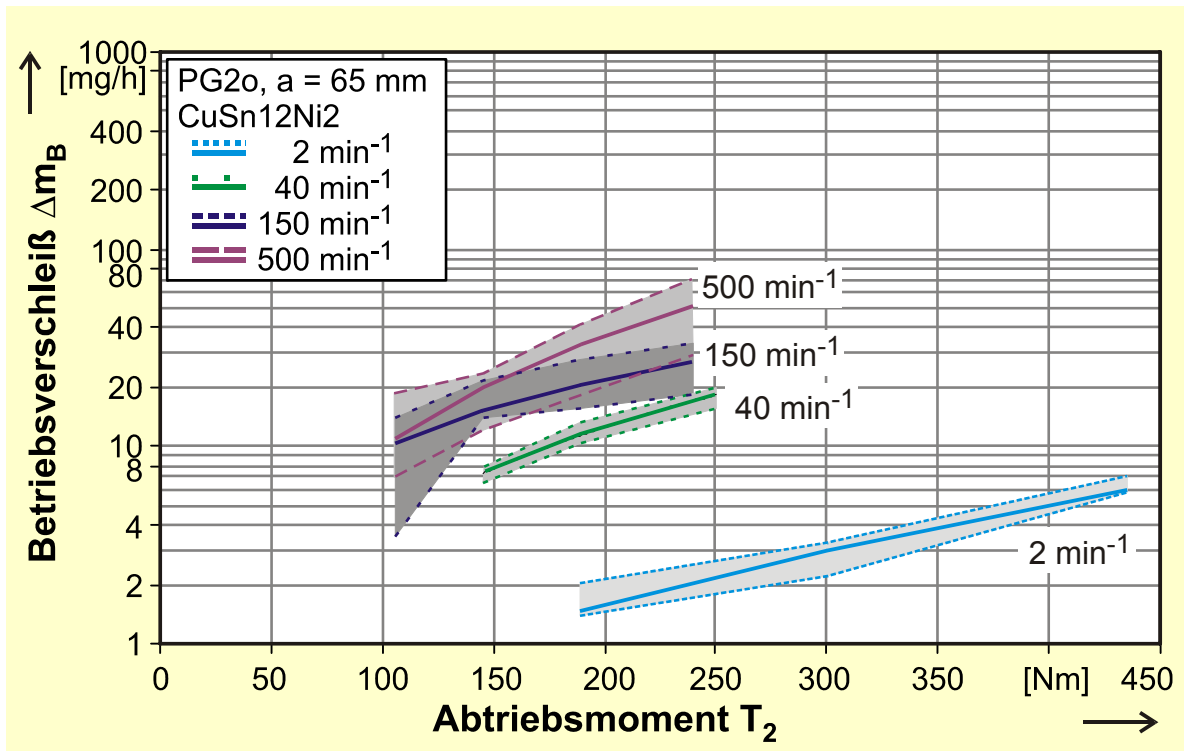


Bild 52: Betriebsverschleiß für Versuche mit PG20, Baugröße a = 65 mm

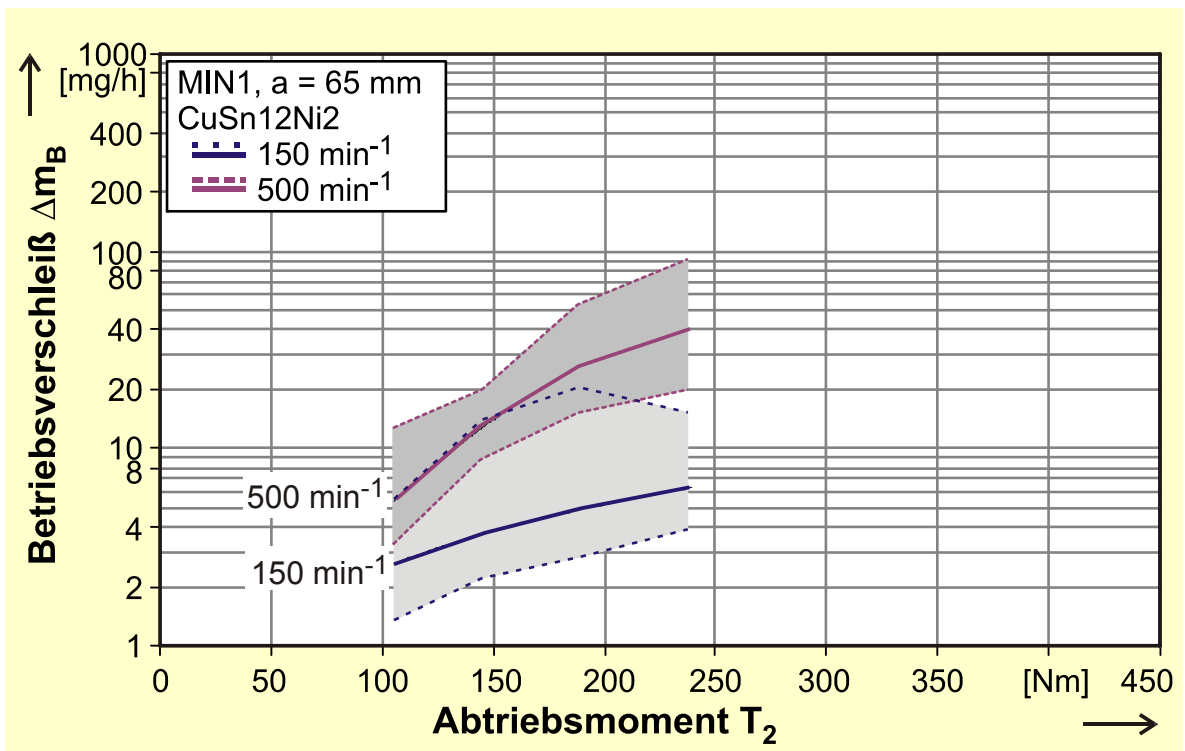


Bild 53: Betriebsverschleiß für Versuche mit MIN1, Baugröße a = 65 mm

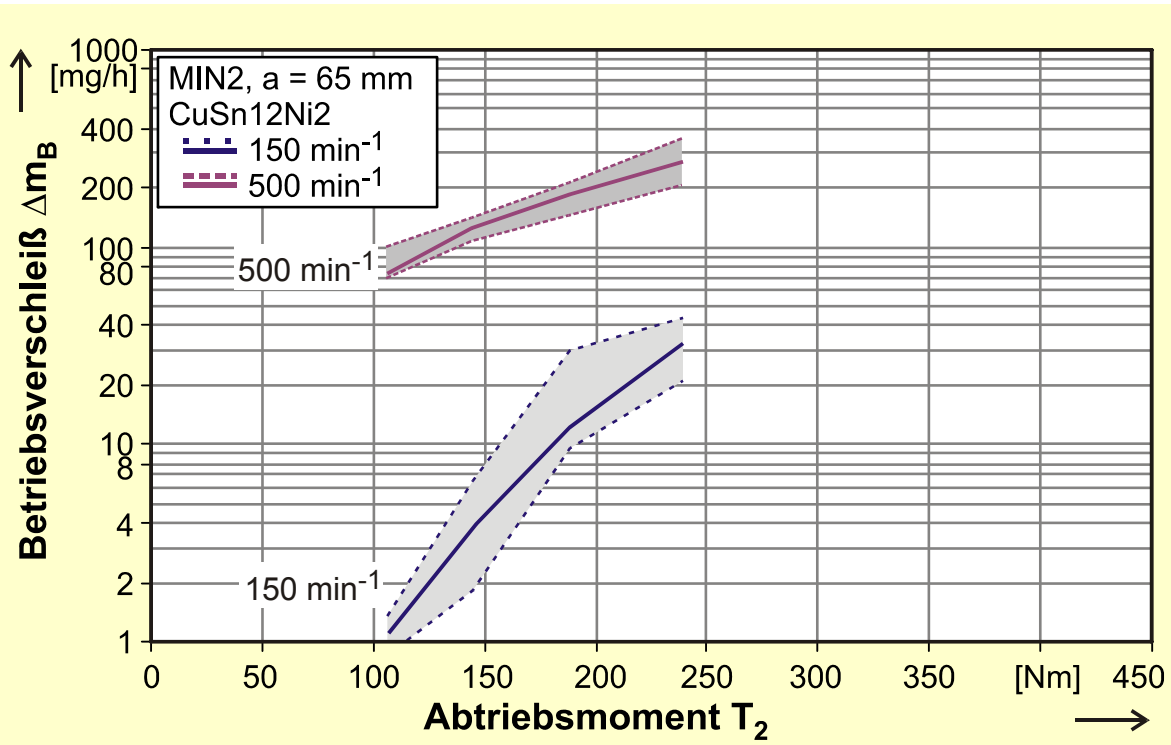


Bild 54: Betriebsverschleiß für Versuche mit MIN2, Baugröße a = 65 mm

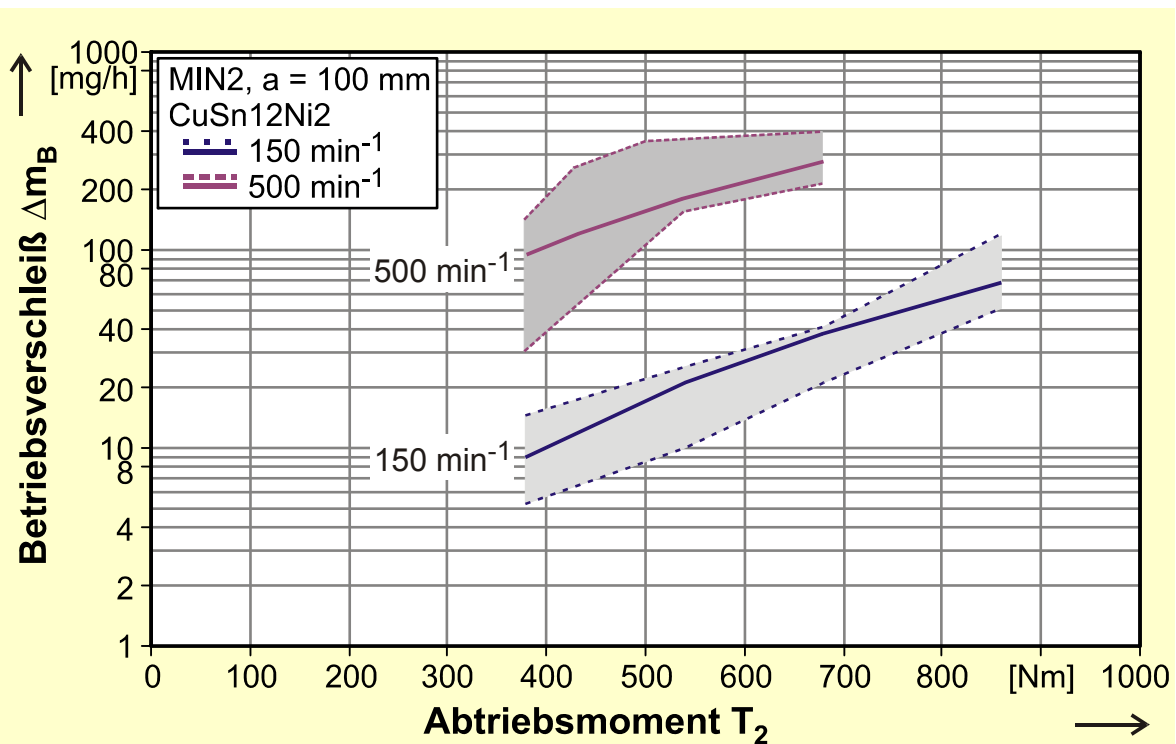


Bild 55: Betriebsverschleiß für Versuche mit MIN2, Baugröße a = 100 mm

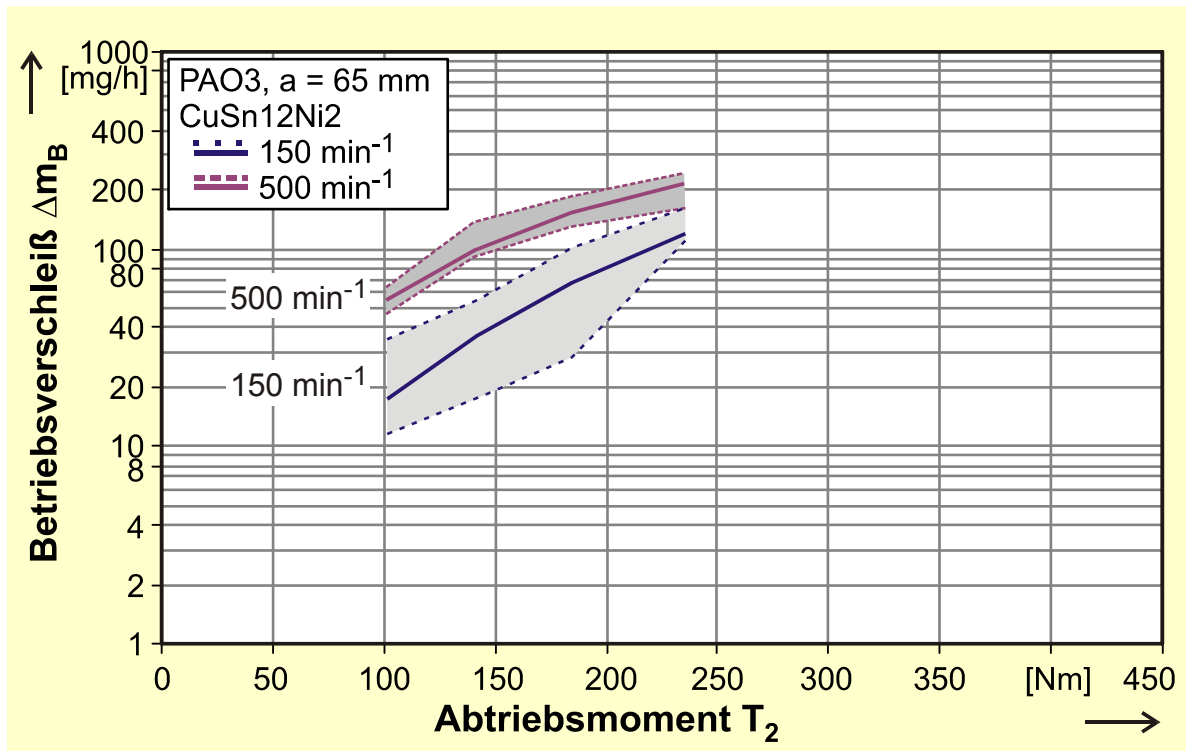


Bild 56: Betriebsverschleiß für Versuche mit PAO3, Baugröße a = 65 mm

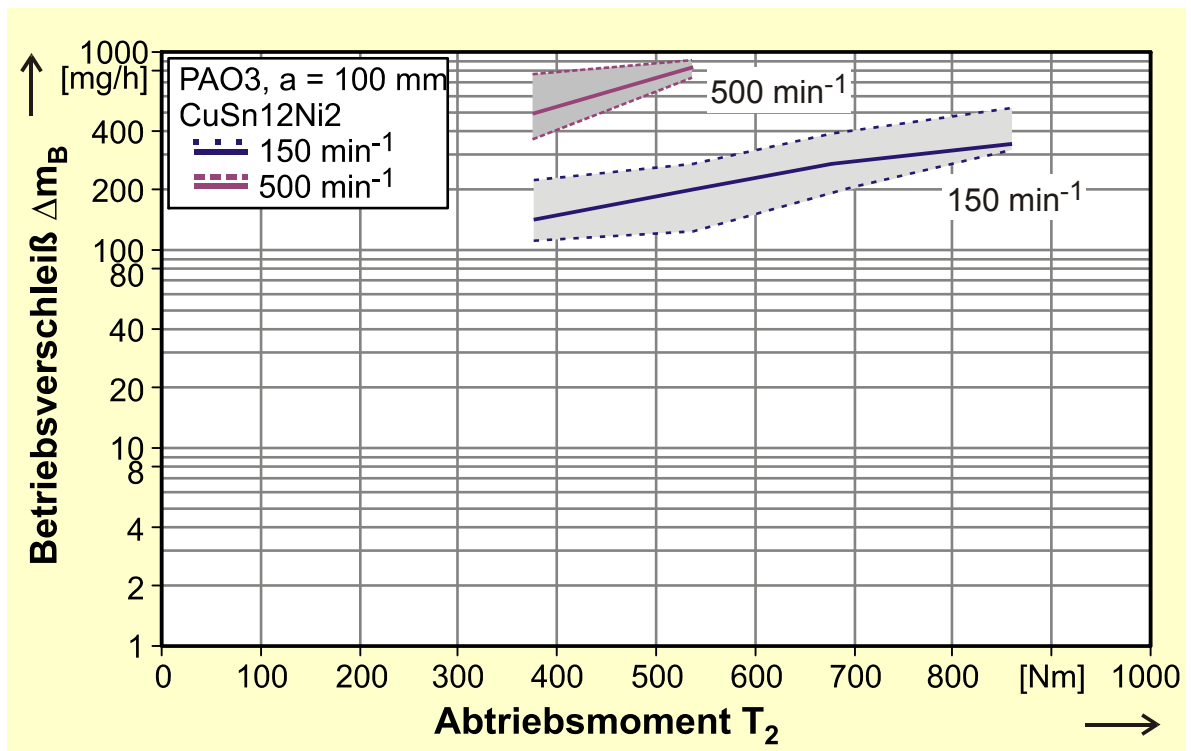


Bild 57: Betriebsverschleiß für Versuche mit PAO3, Baugröße a = 100 mm

### 5.4.2 Einflussfaktoren auf den Betriebsverschleiß

Die experimentell ermittelten Einflussparameter auf den Betriebsverschleiß entsprechen den für Öl bekannten und abgesicherten Zusammenhängen. An dieser Stelle wird daher nur eine beispielhafte Auswertung der Einflussfaktoren Drehzahl, Last und Baugröße auf den Betriebsverschleiß, d.h. den abrasiven Abtrag pro Stunden Laufzeit, aufgeführt.

Bild 58 zeigt den Einfluss der Drehzahl für das Fett PG2 in Form des auf eine Antriebsdrehzahl von  $n_1 = 150 \text{ min}^{-1}$  bezogenen Betriebsverschleißes für die Baugröße  $a = 65 \text{ mm}$ . Es zeigt sich, dass der Betriebsverschleiß mit der Drehzahl steigt. Für die Antriebsdrehzahl  $n_1 = 500 \text{ min}^{-1}$  steigt der Betriebsverschleiß überproportional an, während er für die geringeren Antriebsdrehzahlen  $n_1 = 10$  und  $40 \text{ min}^{-1}$  ein konstantes Verhältnis zum Bezugswert aufweist. Anders als bei Ölschmierung führt eine Vervielfachung der Geschwindigkeit im Bereich höherer Drehzahlen (z.B. von  $n_1 = 150$  auf  $500 \text{ min}^{-1}$ ) nicht zu einer proportionalen Vervielfachung des Betriebsverschleißes. Dies bedeutet, dass ein weiterer begrenzender Einflussfaktor existiert. Betrachtet man die Radmassentemperaturen (vgl. Abschnitt 5.3.2) bei  $n_1 = 500 \text{ min}^{-1}$ , so liegt nahe, dass der Schmierstoff hier bereits an seiner thermischen Grenze eingesetzt wird.

Bild 59 zeigt den Einfluss der Last auf den Betriebsverschleiß für das Fett MIN1, wiederum in der Baugröße  $a = 65 \text{ mm}$ . Der Betriebsverschleiß wird dazu auf den Wert bei einem Abtriebsmoment von  $T_2 = 106 \text{ Nm}$  bezogen. Es zeigt sich, dass bei der geringeren Drehzahl  $n_1 = 150 \text{ min}^{-1}$  der Betriebsverschleiß deutlich schneller steigt als bei Drehzahl  $n_1 = 500 \text{ min}^{-1}$ . Gegenüber dem Einfluss der Last auf den Betriebsverschleiß ist der Einfluss der Drehzahl von nachrangiger Bedeutung.

Bild 60 zeigt den Einfluss der Baugröße auf den Betriebsverschleiß für das Fett MIN2. Als Bezugswert dienen die Werte in Baugröße  $a = 65 \text{ mm}$  bei gleicher rechnerischer Hertzscher Pressung im Zahnkontakt. Für eine Hertzsche Pressung von  $\sigma_{\text{Hm}} = 450 \text{ N/mm}^2$  ist kein Vergleich möglich, da die Verzahnung der Baugröße  $a = 100 \text{ mm}$  hier jeweils einen Fressschaden aufwies. Für die niedrige Antriebsdrehzahl  $n_1 = 150 \text{ min}^{-1}$  ist der Anstieg des Betriebsverschleißes über der Hertzschen Pressung wie schon in Baugröße  $a = 65 \text{ mm}$  (vgl. Bild 59) deutlich stärker ausgeprägt als für die höhere Antriebsdrehzahl  $n_1 = 500 \text{ min}^{-1}$ .

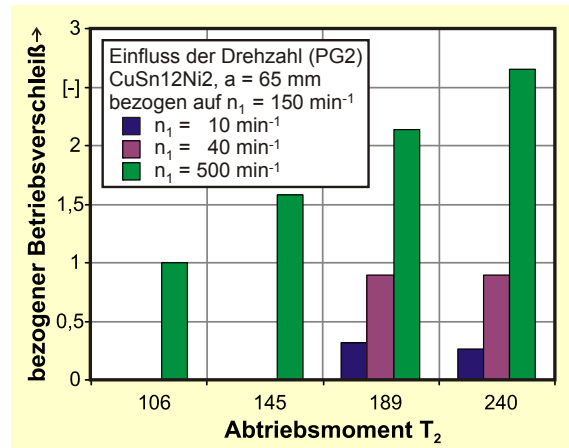


Bild 58: Drehzahleinfluss (PG2)

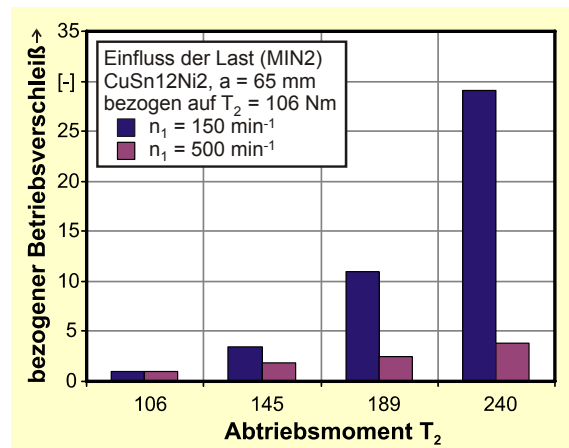


Bild 59: Lasteinfluss (MIN2)

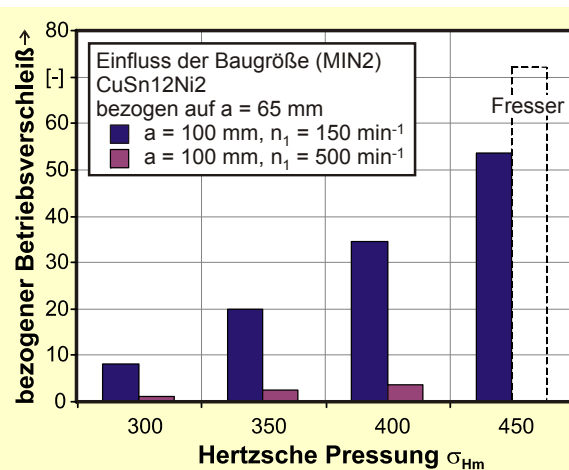


Bild 60: Baugrößeneinfluss (MIN2)



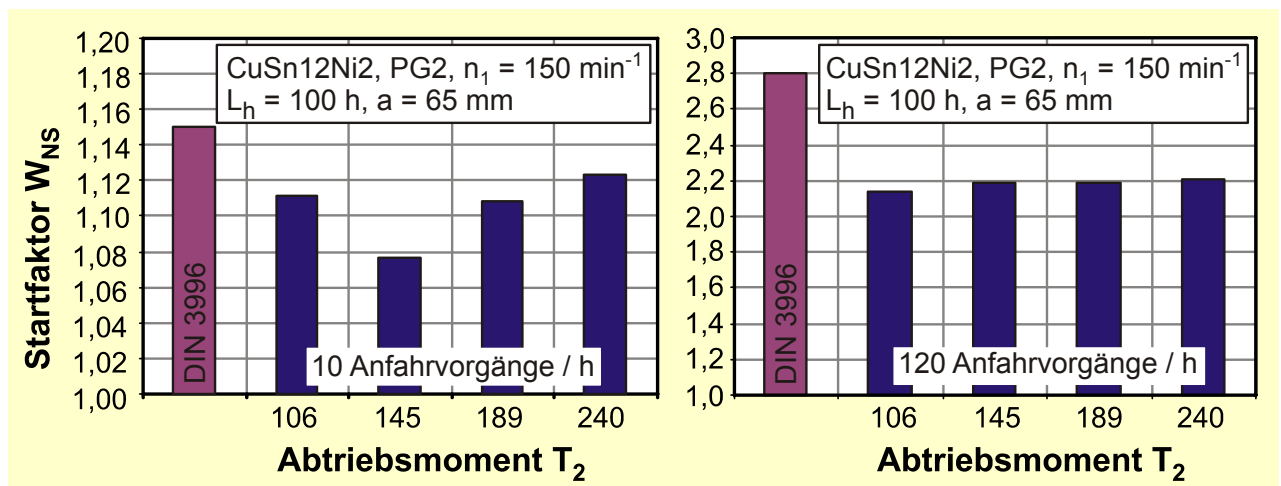
### 5.4.3 Berücksichtigung von Aussetzbetrieb

Nach [D11] wird mit (Gl. 14) die Zahl der Anlaufvorgänge über den Startfaktor  $W_{NS}$  berücksichtigt. Dieser hängt nur von der Anzahl der Anlaufvorgänge pro Stunde  $N_S$  ab und wirkt proportional auf die Verschleißintensität  $J_W$ . Damit wird der Umstand berücksichtigt, dass während des Anlaufs für die Schmierfilmbildung ungünstige Bedingungen herrschen und daher gegenüber Dauerlauf ( $W_{NS} = 1,0$ ) erhöhter Verschleiß auftritt.

$$W_{NS} = 1 + x_{NS} \cdot N_S \quad (\text{Gl. 14})$$

$W_{NS}$	:	Startfaktor	[-]
$x_{NS}$	:	Faktor, nach [D11]: 0,015	[-]
$N_S$	:	Anzahl der Anlaufvorgänge pro Stunde	[-]

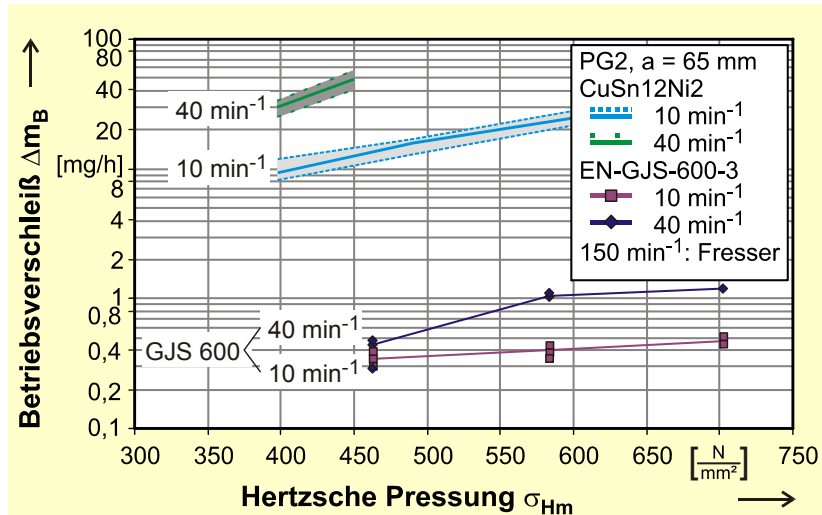
Bild 61 zeigt die Ergebnisse von Versuchen zum Startfaktor mit zwei verschiedenen Zahlen der Anlaufvorgänge pro Stunde  $N_S = 10$  und  $120$  bei einer Laufzeit von jeweils  $100$  h und Antriebsdrehzahl  $n_1 = 150 \text{ min}^{-1}$  in den verschiedenen Laststufen. Es ist zu erkennen, dass der Startfaktor niedriger liegt als nach [D11] für Ölschmierung angegeben. Auf Grund der Versuchsergebnisse lässt sich der Faktor  $x_{NS}$  für die Schmierung mit Fett PG2 mit  $0,010$  angeben.



**Bild 61:** Berücksichtigung von Anfahrvorgängen

### 5.4.4 Einfluss der Werkstoffpaarung

Die für Fettschmierung typischen, relativ geringen Antriebsdrehzahlen legen nahe, dass anstelle der Werkstoffpaarung 16MnCr5E/CuSn12Ni2 die Verwendung von Rädern aus Sphäroguss EN-GJS-600-3 in Kombination mit vergüteten Schnecken aus 42CrMo4 eine mögliche Option sein kann. Bild 62 zeigt dazu den Vergleich des Betriebsverschleißes bei einer Antriebsdrehzahl  $n_1 = 10$  und  $40 \text{ min}^{-1}$  und Schmierung mit PG2 über der mittleren Hertzchen Pressung  $\sigma_{Hm}$ . Diese ist aufgrund der unterschiedlichen Werkstoffkombinationen bei gleichen Laststufen verschieden. Anders als bei den Versuchen mit Standardbronze wurden nur wenige Versuche durchgeführt, so dass die Messergebnisse vollständig eingezeichnet sind. Bei  $n_1 = 150 \text{ min}^{-1}$  erfolgte bereits in der niedrigsten Laststufe ein Fressen der Verzahnung.

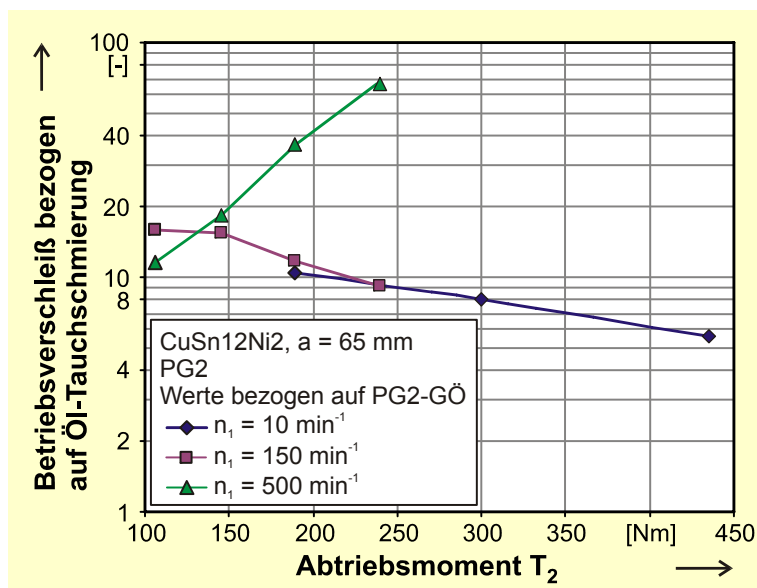


**Bild 62:** Einfluss der Werkstoffpaarung auf den Betriebsverschleiß,  $a = 65$  mm, Schmierung mit PG2

Es zeigt sich, dass der Betriebsverschleiß für Räder aus GJS 600 bei gleicher mittlerer Hertzischer Pressung  $\sigma_{Hm}$  mehr als eine Größenordnung niedriger liegt als für Räder aus Bronze.

#### 5.4.5 Vergleich mit Ölschmierung

Bild 63 zeigt den Unterschied im Betriebsverschleiß zwischen Öl-Tauchschmierung und Fettschmierung anhand der Schmierstoffe PG2-GÖ und PG2 für die Baugröße  $a = 65$  mm und Räder aus Bronze. Dazu werden die Werte des Betriebsverschleißes für PG2 auf die Werte des Öls PG2-GÖ bezogen. Für geringe Antriebsdrehzahlen  $n_1 = 10$  und  $150$  min<sup>-1</sup> liegt der Betriebsverschleiß für Fett etwa um den Faktor 10 über den Werten für Ölschmierung. Mit steigendem Abtriebsmoment  $T_2$  sinkt dabei die Überhöhung gegenüber Ölschmierung tendenziell ab. Für die Antriebsdrehzahl  $n_1 = 500$  min<sup>-1</sup> steigen die Werte hingegen mit steigendem Abtriebsmoment stark an.



**Bild 63:** Betriebsverschleiß – Einfluss der Schmierstoffart,  $a = 65$  mm, Räder aus Bronze

Bild 45 zeigt dazu die jeweiligen gemessenen Massentemperaturen. Dort ist zu erkennen, dass die Massentemperaturen bei Fettschmierung etwa 15% oberhalb der Werte bei Ölschmierung liegen. Es ist zu vermuten, dass bei Schmierung mit Öl die gegenüber Fett bessere Wärmeabfuhr aus dem Kontakt neben einer geringeren mittleren Massentemperatur auch für eine niedrigere Zahnkontakttemperatur sorgt. Beim Fett treten also im Zahnkontakt stärkere Temperaturspitzen auf, was besonders bei höheren Drehzahlen ( $n_1 = 500 \text{ min}^{-1}$ ) zu einem gegenüber Tauchschmierung mit Öl stark überhöhtem Betriebsverschleiß führt. Dieser Effekt ist umso bedeutsamer, je höher die Zahneingriffsfrequenz, d.h. die Antriebsdrehzahl der Verzahnung, ist.

#### 5.4.6 Interpretation der Ergebnisse zum Betriebsverschleiß

Der Betriebsverschleiß steigt mit steigender Drehzahl, Last und Baugröße. Für den Betriebsverschleiß bei Fettschmierung gelten danach die gleichen grundlegenden Charakteristiken wie für Ölschmierung. Dies lässt sich mit vergleichbaren Mechanismen im Schmierfilmaufbau zwischen Ölen und Fetten erklären.

Der Vergleich mit Ölschmierung zeigt, dass mit den Fetten unterhalb einer Antriebsdrehzahl von ca.  $n_1 = 150 \text{ min}^{-1}$  insgesamt etwa um den Faktor 10 höhere Werte für den Betriebsverschleiß zu erwarten sind. Dieses Verhältnis fällt außerdem mit sinkender Antriebsdrehzahl. Der Effekt der gegenüber Ölschmierung höheren Massentemperatur fettgeschmierter Schneckengetriebe wirkt sich demzufolge durch eine Erhöhung des Betriebsverschleißes aus. Ein maßgeblicher Effekt des im Fett gespeicherten Bronzeabriebs ist dabei zu vermuten, aber auch in Dauerversuchen nach langer Laufzeit nicht quantifizierbar.

Die mit steigender Antriebsdrehzahl ab ca.  $n_1 = 150 \text{ min}^{-1}$  steigende Streuung des Betriebsverschleißes ist offensichtlich ebenfalls ein Resultat steigender Massentemperaturen (vgl. Abschnitt 6.2.2). Zwar haben instationäre Effekte des Fetts bei höheren Drehzahlen einen geringeren Einfluss auf die Überhöhungen der mittleren Massentemperatur gegenüber den Extremwerten, die Temperaturen liegen jedoch insgesamt höher. Vermutlich führt dies zu Inhomogenitäten des Fetts und kleiner Abweichungen in der Fettverteilung, die zu stärker schwankenden Verschleißwerten führen.

Die günstigsten Werte für den Betriebsverschleiß lassen sich bei niedrigen Antriebsdrehzahlen mit den beiden Fetten auf Mineralölbasis mit Lithium- bzw. Calcium-Komplex-Verdicker (MIN1 bzw. MIN2) erreichen, für höhere Drehzahlen mit den Fetten auf Polyglykolbasis mit Lithium- bzw. Lithium-Komplex-Verdicker (PG1 bzw. PG2). Das Potential von Polyglykol-Grundölen kommt demnach erst bei höheren Drehzahlen zum Tragen – hier sorgen die geringeren Reibungszahlen (vgl. Abschnitt 5.5.2) für niedrigere Verlustleistungen und damit geringere Massentemperaturen.

Bei Aussetzbetrieb weisen Fette gegenüber Ölen ein besseres Verschleißverhalten auf. Dies lässt sich mit dem Vorhandensein des Verdickers erklären, der bereits vor dem Aufbau eines tragenden Schmierfilms für eine weitgehende Trennung der Oberflächen sorgt.

Die alternative Werkstoffpaarung vergütete Schnecke/Rad aus Sphäroguss weist erwartungsgemäß auf Grund der höheren Festigkeit des Radwerkstoffs einen erheblich geringeren Betriebsverschleiß als die Paarung Einsatzstahl/Bronze auf.

## 5.5 Wirkungsgraduntersuchungen an Schneckengetrieben

Aus der Messung der Antriebsleistung  $P_1$  und der Abtriebsleistung  $P_2$  des Prüfgetriebes wird nach (Gl. 15) für die in Abschnitt 5.1 dargestellten Versuchsbedingungen die Gesamtverlustleistung  $P_V$  berechnet sowie der Gesamtwirkungsgrad  $\eta_{ges}$  bestimmt.

$$P_V = P_1 - P_2 = P_1 \cdot (1 - \eta_{ges}) = (n_1 \cdot T_1 - n_2 \cdot T_2) \cdot \frac{2\pi}{60} \quad (\text{Gl. 15})$$

$P_V$	:	Gesamtverlustleistung	[W]
$P_1$	:	Antriebsleistung	[W]
$P_2$	:	Abtriebsleistung	[W]
$\eta_{ges}$	:	Gesamtwirkungsgrad	[-]
$T_1$	:	Antriebsmoment	[Nm]
$T_2$	:	Abtriebsmoment	[Nm]
$n_1$	:	Antriebsdrehzahl	[min <sup>-1</sup> ]
$n_2$	:	Abtriebsdrehzahl	[min <sup>-1</sup> ]

Die Gesamtverlustleistung  $P_V$  von Schneckengetrieben lässt sich nach [D11] mit (Gl. 16) aus den einzelnen Verlustanteilen berechnen.

$$P_V = P_{Vz} + P_{V0} + P_{VLP} + P_{VD} \quad (\text{Gl. 16})$$

$P_V$	:	Gesamtverlustleistung	[W]
$P_{Vz}$	:	Verzahnungsverlustleistung	[W]
$P_{V0}$	:	Leerlaufverlustleistung	[W]
$P_{VLP}$	:	lastabhängige Lagerverlustleistung	[W]
$P_{VD}$	:	Dichtungsverlustleistung	[W]

Die Verzahnungsverlustleistung  $P_{Vz}$  bei treibender Schnecke lässt sich mit (Gl. 17) nach [D11] berechnen. Damit wird auch der Verzahnungswirkungsgrad  $\eta_z$  bestimmt.

$$P_{Vz} = \frac{T_2 \cdot n_1}{i} \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \left( \frac{1}{\eta_z} - 1 \right) \quad (\text{Gl. 17})$$

$P_{Vz}$	:	Verzahnungsverlustleistung	[W]
$T_2$	:	Abtriebsmoment	[Nm]
$n_1$	:	Antriebsdrehzahl	[min <sup>-1</sup> ]
$i$	:	Übersetzung	[-]
$\eta_z$	:	Verzahnungswirkungsgrad	[-]

Die lastabhängige Lagerverlustleistung  $P_{VDL}$  wird nach dem Rechenverfahren des Wälzlagerherstellers [S8] für die real verbauten Wälzlager berechnet.

Sofern berührende Dichtungen vorhanden sind, wird die Dichtungsverlustleistung  $P_{VD}$  nach Niemann [N4] für die reale Wellengeometrie und einen Schmierungskennwert von  $\lambda_L = 1$  (dickflüssiges Öl) berechnet.

Die Leerlaufverlustleistung  $P_{V0}$  lässt sich nach [N1] nicht allgemeingültig mit einer einfachen Näherungsformel beschreiben. Schwierigkeiten bereitet dabei insbesondere der Einfluss des

Schmierstoffs sowie der Einfluss von Baugröße und Füllhöhe. Daher werden für alle in den Schneckenprüfständen verwendeten Schmierstoffe Leerlaufmessungen vorgenommen.

### 5.5.1 Leerlaufverluste

Die Leerlaufverluste von Schneckengetrieben werden nach ISO 14179-2 [I1] mit (Gl. 18) unter Berücksichtigung der Grundölviskosität angegeben. Für den üblichen Bereich der Viskosität von Ölen für Schneckengetriebe um ISO VG 220 entspricht (Gl. 18) der Angabe in [D11].

$$P_{V0} = a \cdot \left( \frac{n_1}{60} \right)^{\frac{4}{3}} \cdot \left( \frac{v_{40}}{1,83} + 90 \right) \cdot 10^{-4} \quad (\text{Gl. 18})$$

$P_{V0}$	:	Leerlaufverlustleistung	[W]
$a$	:	Achsabstand	[mm]
$n_1$	:	Antriebsdrehzahl	[min <sup>-1</sup> ]
$v_{40}$	:	kinematische Viskosität des Schmierstoffs bei 40 °C	[mm <sup>2</sup> /s]

Die Messung der Leerlaufverlustmomente erfolgt bei entkoppeltem Abtrieb durch wiederholte Messungen des Antriebsmoments bei verschiedenen Antriebsdrehzahlen und Massetemperaturen zwischen 25 und 40 °C. Die Füllhöhe beträgt 75 % entsprechend der Definition in Abschnitt 4.2.2.

Bild 64 zeigt beispielhaft den Verlauf des Leerlaufverlustmoments für die Füllhöhe 100% über der Laufzeit in der Baugröße  $a = 100$  mm für das Fett MIN2 und eine Antriebsdrehzahl von  $n_1 = 500$  min<sup>-1</sup>. Es ist deutlich zu erkennen, dass sich die Leerlaufverluste erst nach einer gewissen Laufzeit (ca. 20 Minuten) auf einem Niveau einpendeln. Die anfänglichen Verluste sind deutlich größer und darauf zurückzuführen, dass sich die Verzahnung zunächst freigraben und das Fett einen stabilen Verteilungszustand im Gehäuse erreichen muss. Außerdem ist mit Blick auf die Seifenmatrix der untersuchten Fette davon auszugehen, dass insbesondere zu Beginn des Laufs die Seife verstärkt zerschert werden muss, bis sich eine annähernd konstante Konsistenz des Fetts ausbildet. Auch nach längerer Laufzeit sind vereinzelt deutliche Änderungen im Wert des Verlustmoments zu erkennen (z.B.  $t = 78$  min), die vermutlich auf Ungleichmäßigkeiten in der Fettverteilung bzw. -Förderung zurückzuführen sind. Bei den Messungen der Leerlaufverluste treten daher relativ große Schwankungen auf. Für Drehzahlen unterhalb  $n_1 = 500$  min<sup>-1</sup> liegt die Schwankung bei etwa  $\pm 20$  %, oberhalb von  $n_1 = 500$  min<sup>-1</sup> bei etwa  $\pm 30$  %.

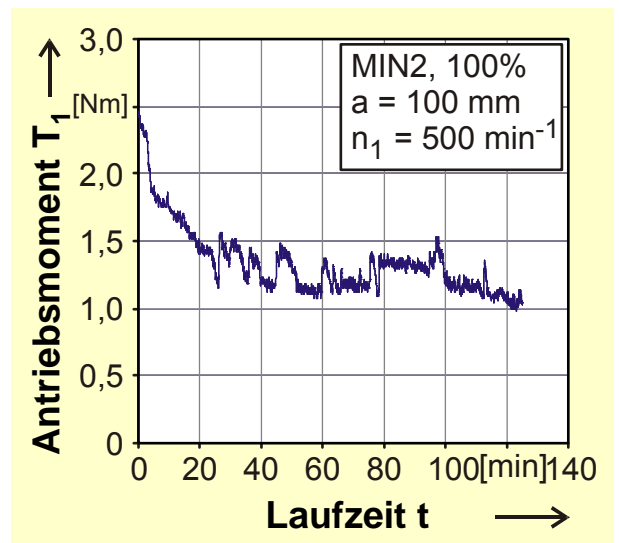


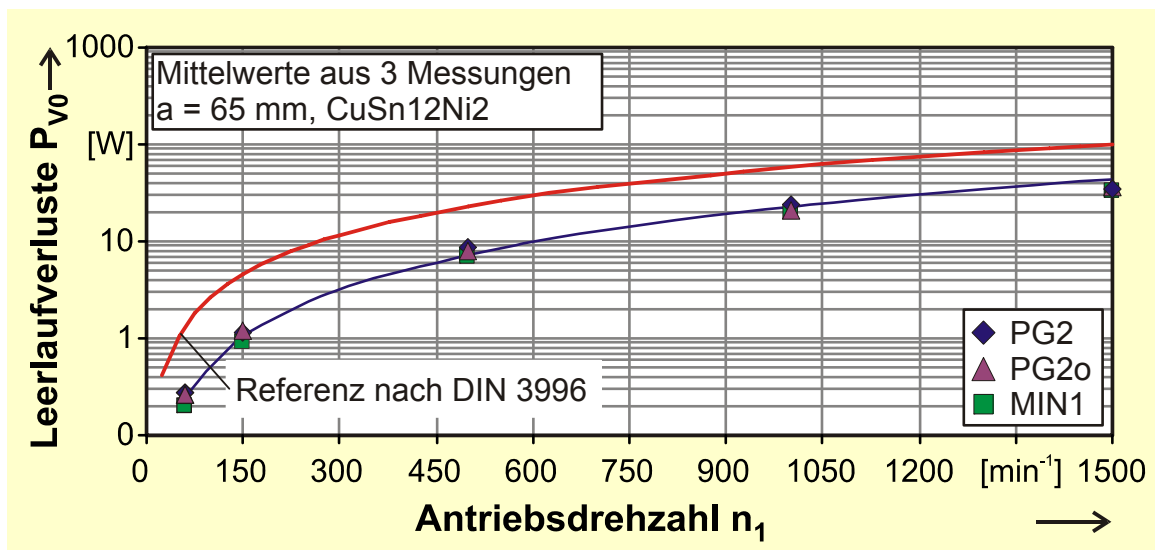
Bild 64: zeitlicher Verlauf der Leerlaufverluste

Die derart gemessenen Leerlaufverlustleistungen enthalten neben den lastunabhängigen Lagerverlusten auch eventuelle Dichtungs- und Ventilationsverluste, die Quetsch- und Walkverluste aus der Bewegung des Schmierstoffs sowie geringe Anteile der Verzahnungsverlustleistung. Für die Auswertung müssen die mit (Gl. 16) definierbaren Teile subtrahiert werden. In der Folge wer-

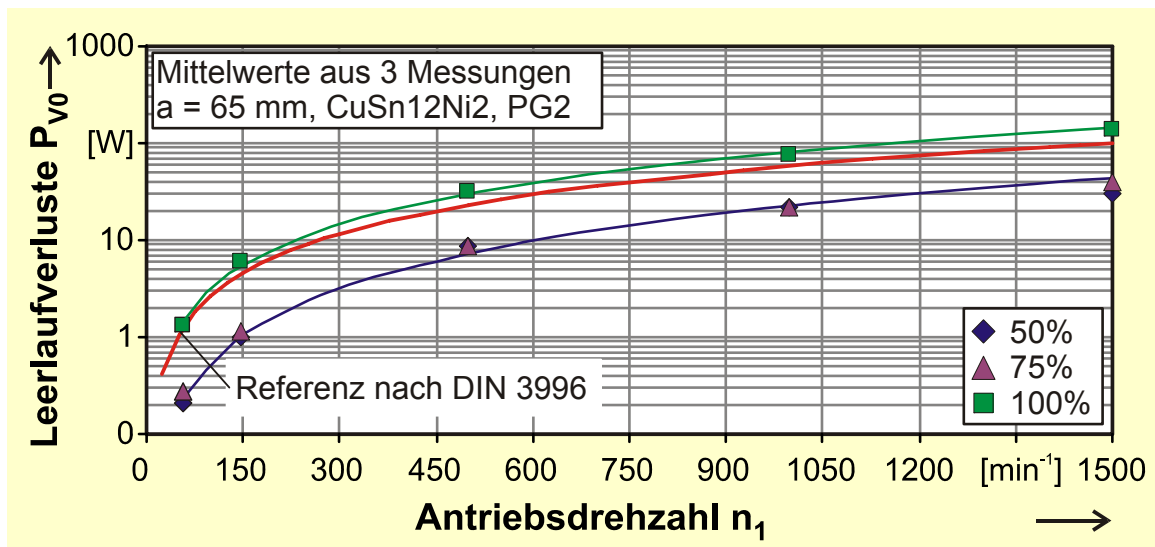
den diese Ergebnisse exemplarisch dargestellt und diskutiert. Nicht dargestellte Leerlaufverlustmessungen können dem Anhang entnommen werden.

Bild 65 zeigt die Leerlaufverluste der Fette mit gleicher Grundölviskosität ( $\nu_{40} = 220 \text{ mm}^2/\text{s}$ ) PG2, PG2o und MIN1 in Baugröße  $a = 65 \text{ mm}$  über der Antriebsdrehzahl. Diese weisen offensichtlich keine messbaren Unterschiede in der Verlustleistung auf. Die Grundölviskosität ist bei diesen Fetten demnach gegenüber Additivierung und Grundölart maßgeblich für die Höhe der Leerlaufverluste verantwortlich. Alle drei Fette liegen dabei unterhalb der Erwartungswerte nach [D11].

Bild 66 zeigt nun das Fett PG2 bei Variation der Füllhöhe im Getriebe. Es zeigt sich, dass zwischen vollständig gefülltem Getriebegehäuse mit Werten für die Leerlaufverluste oberhalb der Referenz nach [D11] und teilweise gefülltem Gehäuse mit Leerlaufverlusten unterhalb der Referenz unterschieden werden kann. Dies gilt in gleicher Weise für die Fette mit niedrigerer Grundölviskosität MIN2 und PG1.



**Bild 65:** Leerlaufverluste für die Fette PG2, PG2o und MIN1 ( $a = 65 \text{ mm}$ )



**Bild 66:** Leerlaufverluste für das Fett PG2 ( $a = 65 \text{ mm}$ ), verschiedene Füllhöhen

Ein davon abweichendes Verhalten weist in Baugröße  $a = 65 \text{ mm}$  nur das Fett PAO3 mit der höchsten Grundölviskosität ( $\nu_{40} = 446 \text{ mm}^2/\text{s}$ ) im Versuch auf. Bild 67 zeigt die entsprechenden

Leerlaufverluste. Diese lassen sich zwar auch nach der Füllhöhe unterscheiden, sie liegen jedoch auf vergleichsweise ähnlichem Niveau und lassen sich gut durch die Referenz nach [D11] beschreiben. Für höhere Grundölviskositäten und Fette mit Aluminium-Komplex-Verdicker scheint die Angabe in [D11] demnach Gültigkeit zu besitzen.

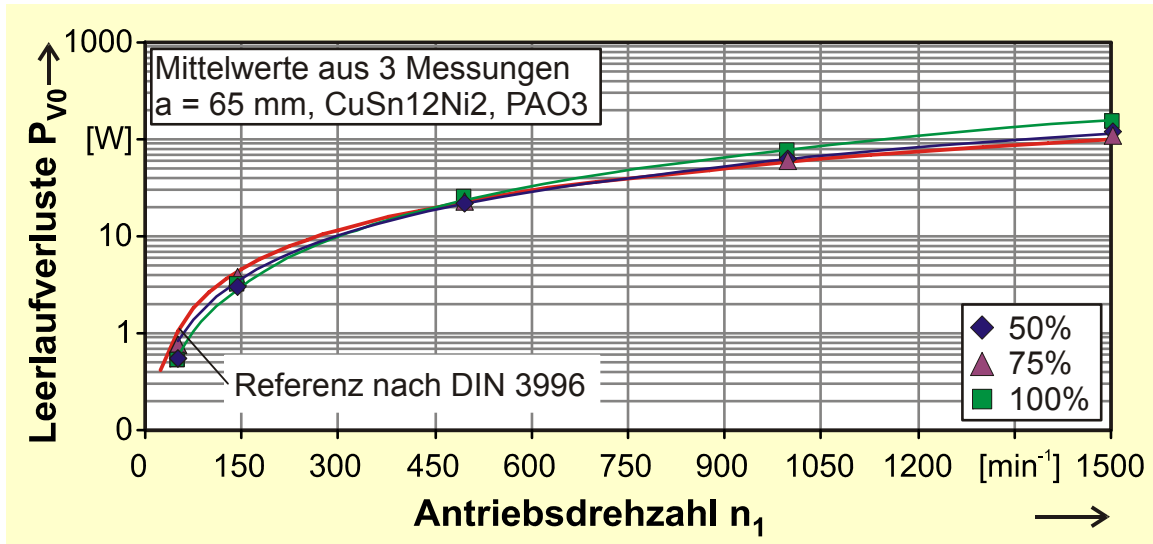


Bild 67: Leerlaufverluste für das Fett PAO3 (a = 65 mm), verschiedene Füllhöhen

Bild 68 zeigt die Leerlaufverluste über der Antriebsdrehzahl für das gleiche Fett PAO3 in der Baugröße a = 100 mm. Hier lassen sich die unterschiedlichen Füllungsgrade des Getriebegehäuses wieder gut unterscheiden. Bei teilweiser Füllung liegen die Leerlaufverluste unterhalb der Referenz, für vollständig gefülltes Gehäuse gleich (niedrige Drehzahl) oder darüber. Die Bedeutung des Effekts einer Zwangsumwälzung des Fetts im Getriebe bei vollständiger Füllung wächst demnach mit steigender Baugröße. Gleichzeitig bietet die Schmierung mit Fetten hoher Grundölviskosität und Aluminium-Komplex-Verdicker im Bereich geringer Antriebsdrehzahlen bei großen Baugrößen eine Möglichkeit zur Reduktion der Leerlaufverluste.

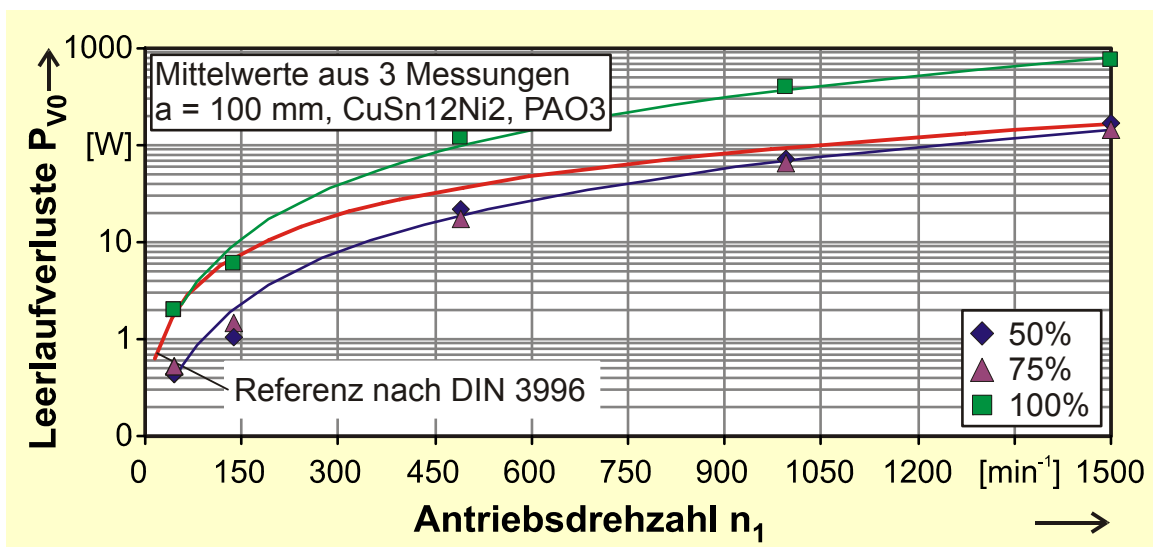


Bild 68: Leerlaufverluste für das Fett PAO3 (a = 100 mm), verschiedene Füllhöhen

Die beiden anderen in Baugröße  $a = 100$  mm untersuchten Fette weisen zwar bei sehr geringen Drehzahlen auch geringfügig bessere Leerlaufverluste auf als die Referenz nach [D11], sie liegen jedoch bei steigender Drehzahl oberhalb der Referenz. Die folgenden Bilder zeigen dies für die Fette PG1 (Bild 69) und MIN2 (Bild 70).

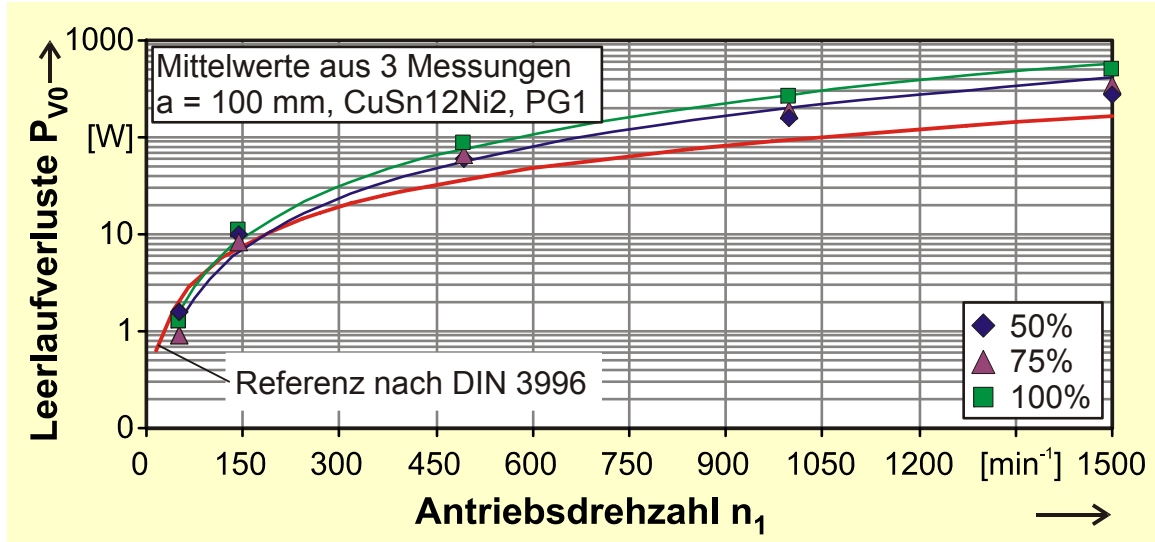


Bild 69: Leerlaufverluste für das Fett PG1 ( $a = 100$  mm), verschiedene Füllhöhen

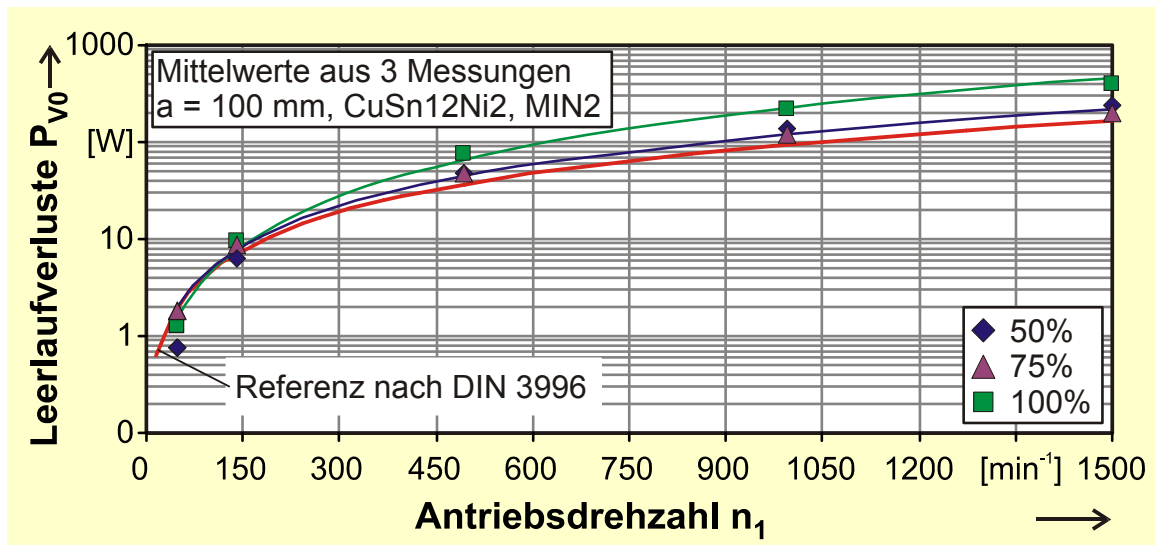


Bild 70: Leerlaufverluste für das Fett MIN2 ( $a = 100$  mm), verschiedene Füllhöhen

Die untersuchten Fette mit dünnflüssigerem Grundöl werden leichter verdrängt und zeigen eine Neigung, auf Grund des Stoffverhaltens von Fetten (Fließgrenze) in der verdrängten Position zu verharren. Dieser Effekt wirkt verringernd auf die Leerlaufverluste. Die tendenziell geringeren Leerlaufverluste von dünnflüssigen Ölen sind von Wirkungsgraduntersuchungen verschiedener Getriebe hinreichend bekannt. Gleichzeitig besitzt der Verdicker im Fett einen Einfluss auf die Leerlaufverluste, so dass auch das Fett mit Aluminium-Komplex-Verdicker und hoher Grundölviskosität sehr günstige Leerlaufverluste besonders in der größeren Baugröße aufweist.



Der Einfluss von Baugröße und Füllhöhe lässt sich nicht in ausreichender Genauigkeit in einem formelmäßigen Zusammenhang angeben. Daher werden für die einzelnen Fette in beiden Baugrößen und für die verschiedenen Füllhöhen getrennte Näherungslösungen angegeben. Die zugrundeliegende Ansatzfunktion zeigt (Gl. 19).

$$P_{V0} = A \cdot (n_1)^B \quad \text{(Gl. 19)}$$

$P_{V0}$	:	Leerlaufverlustleistung	[W]
$n_1$	:	Antriebsdrehzahl	[min <sup>-1</sup> ]
A, B	:	dimensionsloser Parameter	[-]

Tabelle 15 zeigt die Näherungsgleichungen für diesen Ansatz.

**Tabelle 15:** Näherungslösungen für alle Fette, Baugrößen und Füllhöhen

		a = 65 mm		a = 100 mm	
		A	B	A	B
		$\nu_{40}$ [mm <sup>2</sup> /s]			
<b>Teilweise gefülltes Gehäuse</b>					
PG1	131	0,004	1,2673	0,0008	1,7894
PG2/PG2o/MIN1	220	0,0003	1,6136	k.A.	
MIN2	120	0,0039	1,3093	0,0059	1,1422
PAO3	446	0,0018	1,4982	0,0002	1,8151
<b>Vollständig gefülltes Gehäuse</b>					
PG1	131	0,0045	1,4122	0,0009	1,8116
PG2/PG2o/MIN1	220	0,0043	1,4194	k.A.	
MIN2	120	0,0024	1,4661	0,0012	1,7408
PAO3	446	0,0005	1,7142	0,0007	1,8928

Mit Hilfe der Ergebnisse lässt sich außerdem ein Ansatz formulieren, der im Bereich der Grundölviskosität von  $\nu_{40} = 120$  bis  $446$  mm<sup>2</sup>/s Gültigkeit besitzt und auch die Grundölviskosität mit einbezieht. Dieser Ansatz (Gl. 20) gilt jedoch nur für die Baugröße  $a = 65$  mm und teilweise gefülltes Gehäuse.

$$P_{V0} = 4,046 \cdot 10^{-5} \cdot n_1^{1,458} \cdot \nu_{40}^{0,659} \quad \text{(Gl. 20)}$$

$P_{V0}$	:	Leerlaufverlustleistung	[W]
$n_1$	:	Antriebsdrehzahl	[min <sup>-1</sup> ]
$\nu_{40}$	:	kinematische Viskosität des Schmierstoffs bei 40 °C	[mm <sup>2</sup> /s]

Eine Berechnung der Leerlaufverluste von Fetten der NLGI-Klasse 2 auf Grundlage der Viskosität des Grundöls kann dabei nur eine einfache Näherung darstellen.

Die graphische Gegenüberstellung der Messwerte und der nach (Gl. 20) berechneten Werte zeigt Bild 71. Die Übereinstimmung ist für den zugrunde liegenden Bereich der Grundölviskosität ausreichend gut, insbesondere gilt dies im Bereich der schneckengetriebentypischen Viskositäten  $v_{40} = 220 - 460 \text{ mm}^2/\text{s}$ .

Ein maßgeblicher Einfluss auf die Leerlaufverlustleistung ist die Füllhöhe des Fettes im Getriebegehäuse. Sofern ein Freigraben der Verzahnung stattfinden kann, d.h. das Gehäuse nicht vollständig gefüllt ist und daher keine Zwangsumwälzung erfolgt, sind die Leerlaufverluste ausgesprochen gering. Bild 72 zeigt dazu den Vergleich der gemessenen Leerlaufverluste aller Drehzahlen mit der Berechnung nach ISO 14179-2 [I1], dargestellt als relativen Verlustfaktor  $Y_{V0,rel}$ . Die relativen Leerlaufverluste werden dabei neben der Baugröße maßgeblich durch die Füllhöhe beeinflusst.

Während für eine teilweise Füllung des Gehäuses in der Baugröße  $a = 65 \text{ mm}$  deutlich geringere Verluste als nach [I1] berechnet auftreten, liegen die relativen Verluste für die Baugröße  $a = 100 \text{ mm}$  deutlich oberhalb der Berechnungsergebnisse. Eine Ausnahme bildet das Fett PAO3, das in der Berechnung aufgrund seiner hohen Grundölviskosität deutlich zu hoch berechnet wird.

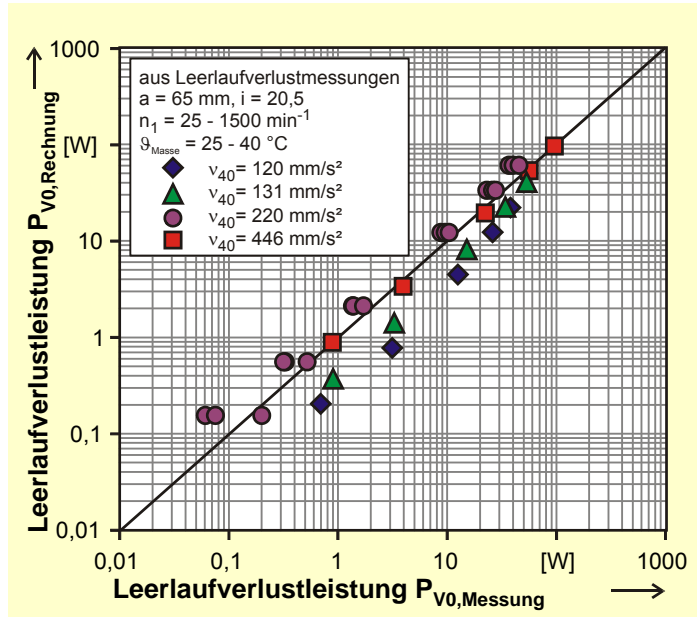


Bild 71: Gegenüberstellung (Gl. 20) mit Messwerten

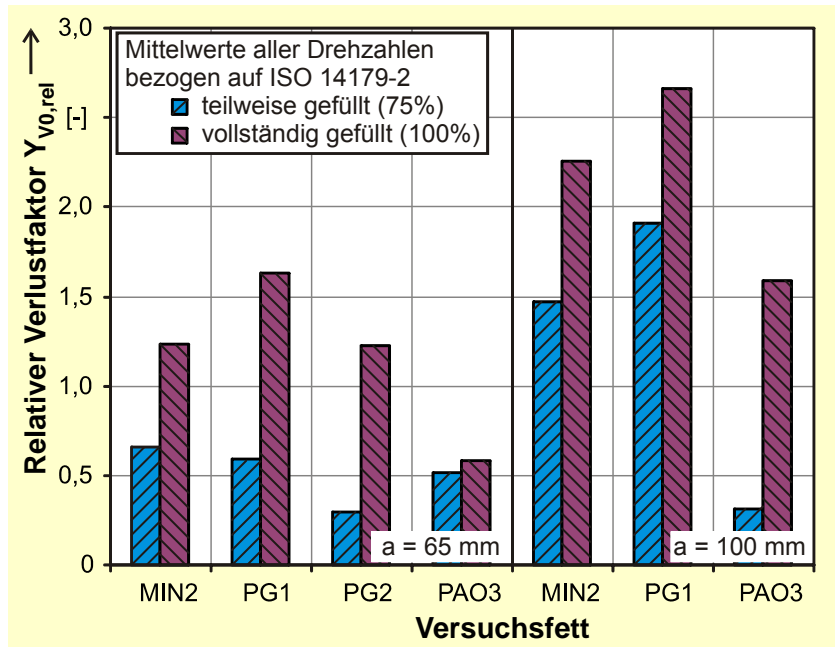
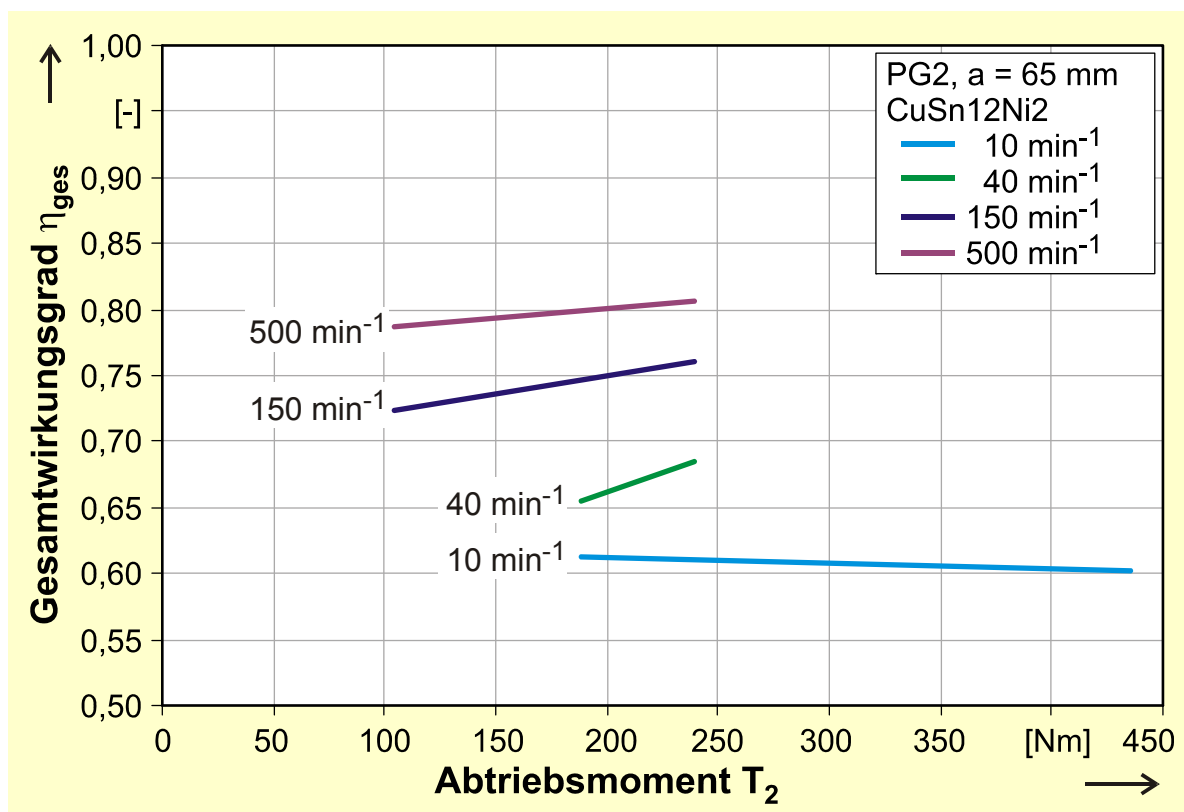


Bild 72: relative Leerlaufverluste in Bezug auf ISO 14179-2 in Abhängigkeit von der Füllhöhe für die Baugrößen  $a = 65 \text{ mm}$  (links) und  $a = 100 \text{ mm}$  (rechts)

### 5.5.2 Ergebnisse der Laststufentests

Der Gesamtwirkungsgrad der Getriebe wird aus den Messungen des Antriebs- und Abtriebsdrehmomentes nach (Gl. 15) berechnet. Mit (Gl. 16) und (Gl. 17) lässt sich daraus der Verzahnungswirkungsgrad bestimmen. Alle Versuche wurden in Laststufentests durchgeführt und mit einem Fettsumpf geschmiert, der bis zur Achsmittle des oben liegenden Schneckenrades reicht. Die Versuche werden an jeweils drei Radsätzen durchgeführt und je Laststufe zweimal wiederholt.

Bild 73 zeigt beispielhaft die Ergebnisse für das Fett PG2 in der Baugröße  $a = 65 \text{ mm}$  für alle Drehzahlen  $n_1 = 10, 40, 150$  und  $500 \text{ min}^{-1}$ . Es zeigt sich ein ansteigender Wirkungsgrad mit steigendem Abtriebsmoment und steigender Antriebsdrehzahl. Der maximal erreichbare Wirkungsgrad liegt bei  $\eta_{\text{ges}} = 0,81$  für  $n_1 = 500 \text{ min}^{-1}$ .



**Bild 73:** Gesamtwirkungsgrad für das Fett PG2, Baugröße  $a = 65 \text{ mm}$

Bild 74 bis Bild 78 auf den folgenden Seiten zeigen die jeweiligen Versuchsergebnisse für alle Fette und Baugrößen. Dabei lassen sich folgende Gemeinsamkeiten feststellen:

- Der Wirkungsgrad steigt mit Drehzahl und Baugröße (vgl. Abschnitt 2.5). Fette zeigen insofern eine mit Öl vergleichbare Charakteristik.
- Die höchsten Wirkungsgrade in Baugröße  $a = 100 \text{ mm}$  von  $\eta_{\text{ges}} = 0,77$  wurden bei  $n_1 = 500 \text{ min}^{-1}$  mit dem Fett PG1 erzielt.
- Die höchsten Wirkungsgrade in Baugröße  $a = 65 \text{ mm}$  von  $\eta_{\text{ges}} = 0,82$  wurden bei  $n_1 = 500 \text{ min}^{-1}$  mit dem Fett PG2o erzielt.
- Mit Ausnahme des Fetts PAO3 und der Antriebsdrehzahl  $n_1 = 10 \text{ min}^{-1}$  des Fetts PG2 steigen die Wirkungsgrade bei steigender Last.

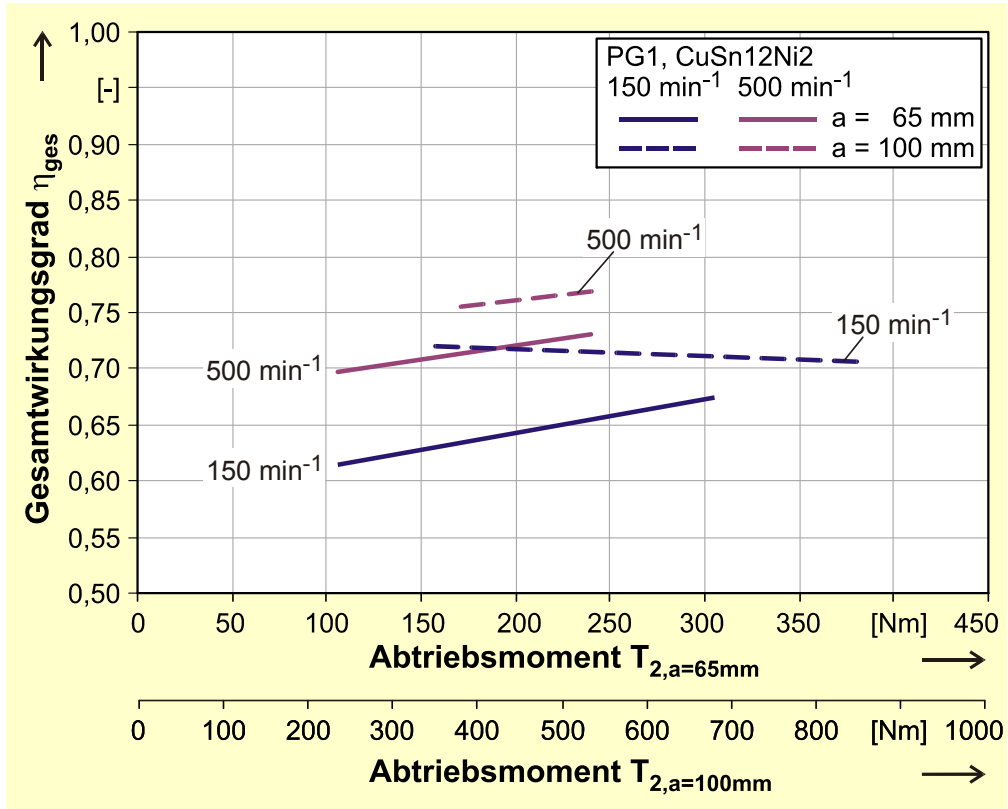


Bild 74: Gesamtwirkungsgrad für das Fett PG1, beide Baugrößen

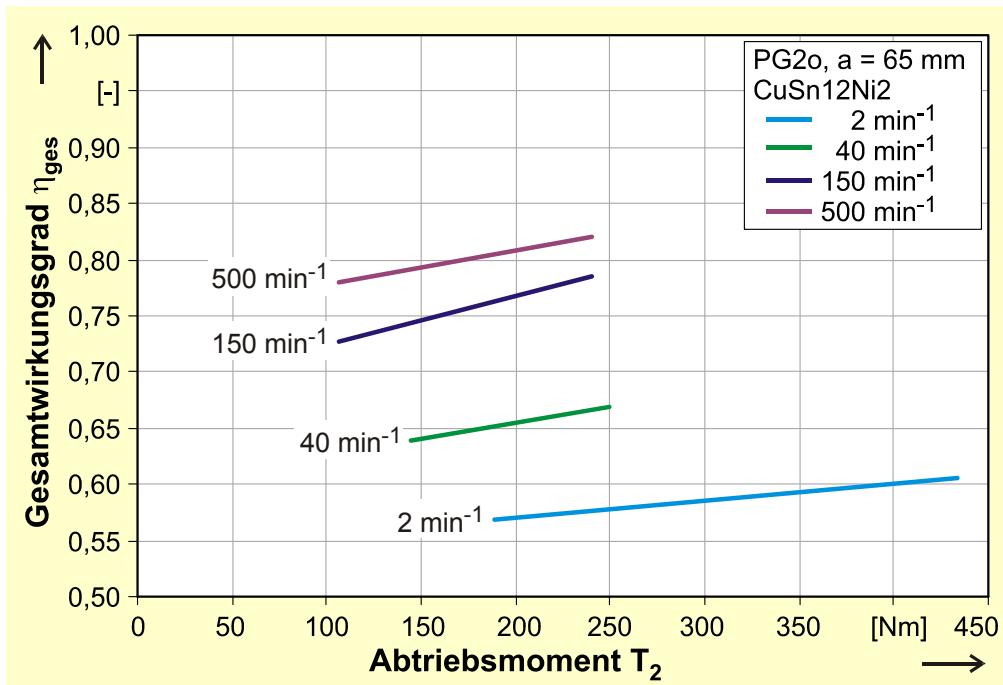


Bild 75: Gesamtwirkungsgrad für das Fett PG2o, Baugröße a = 65 mm

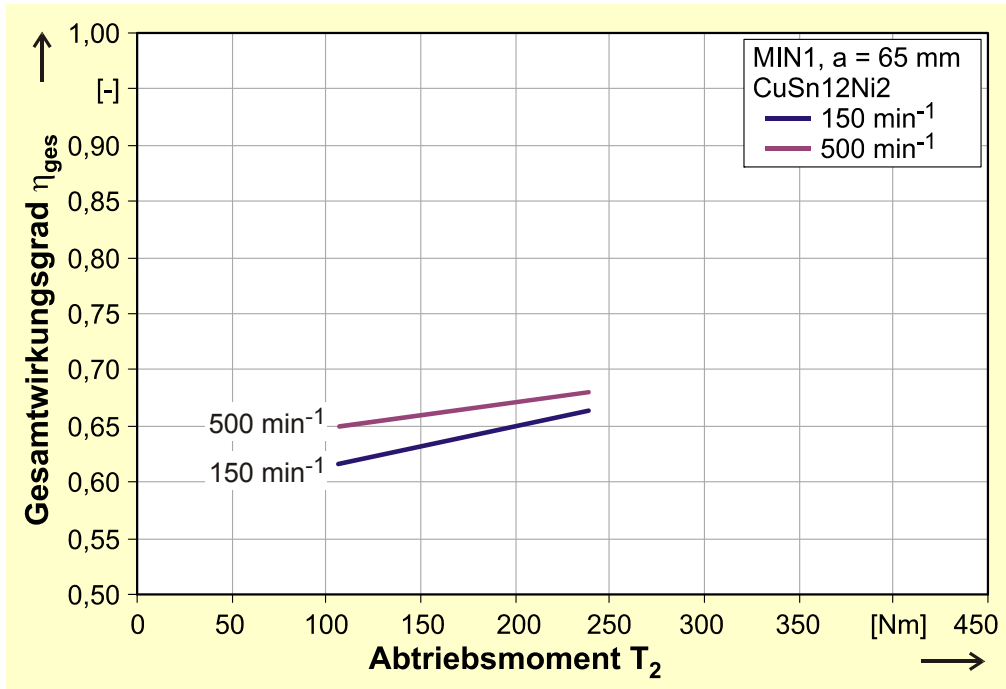


Bild 76: Gesamtwirkungsgrad für das Fett MIN1, Baugröße a = 65 mm

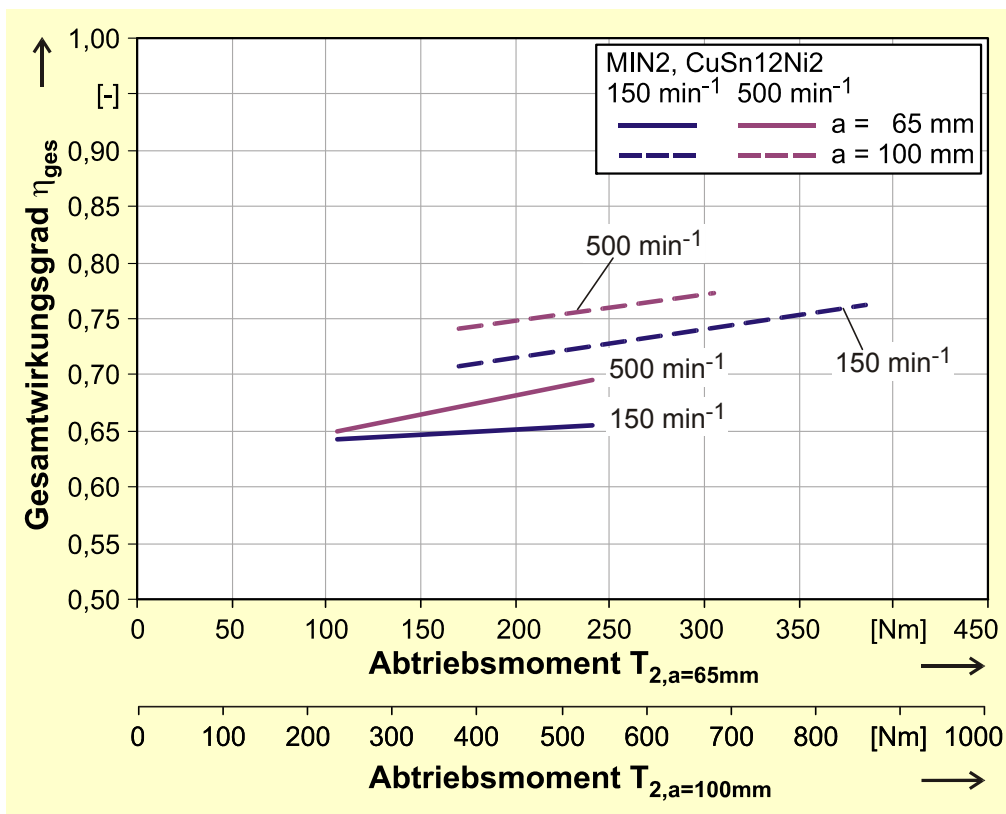
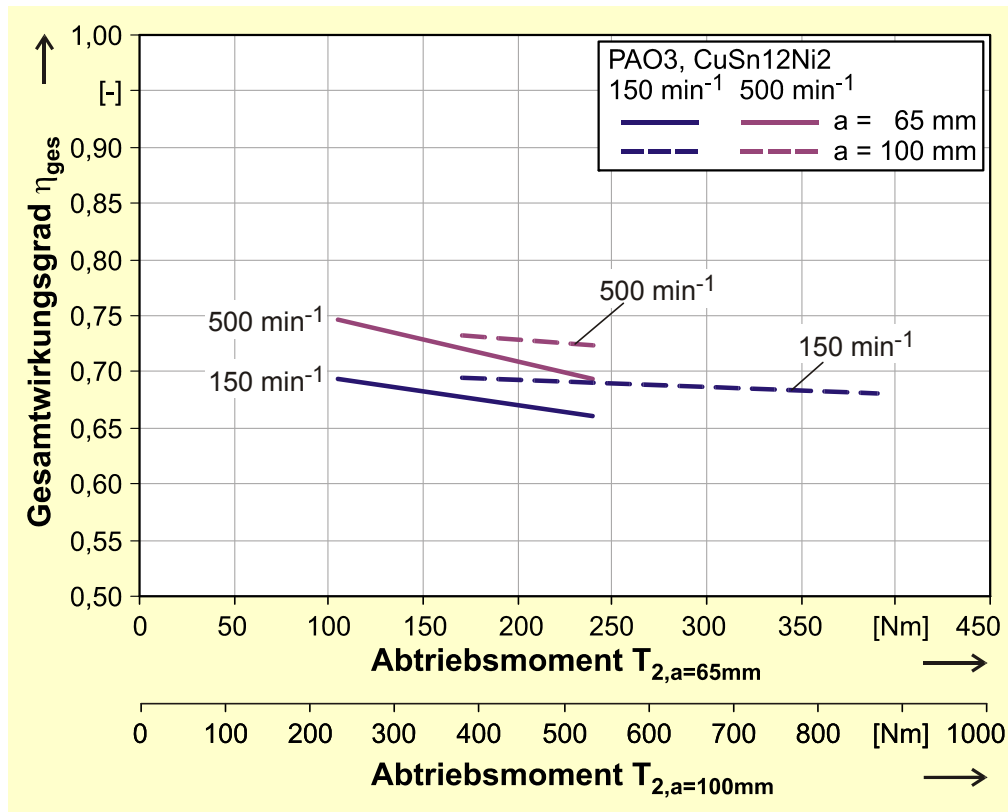


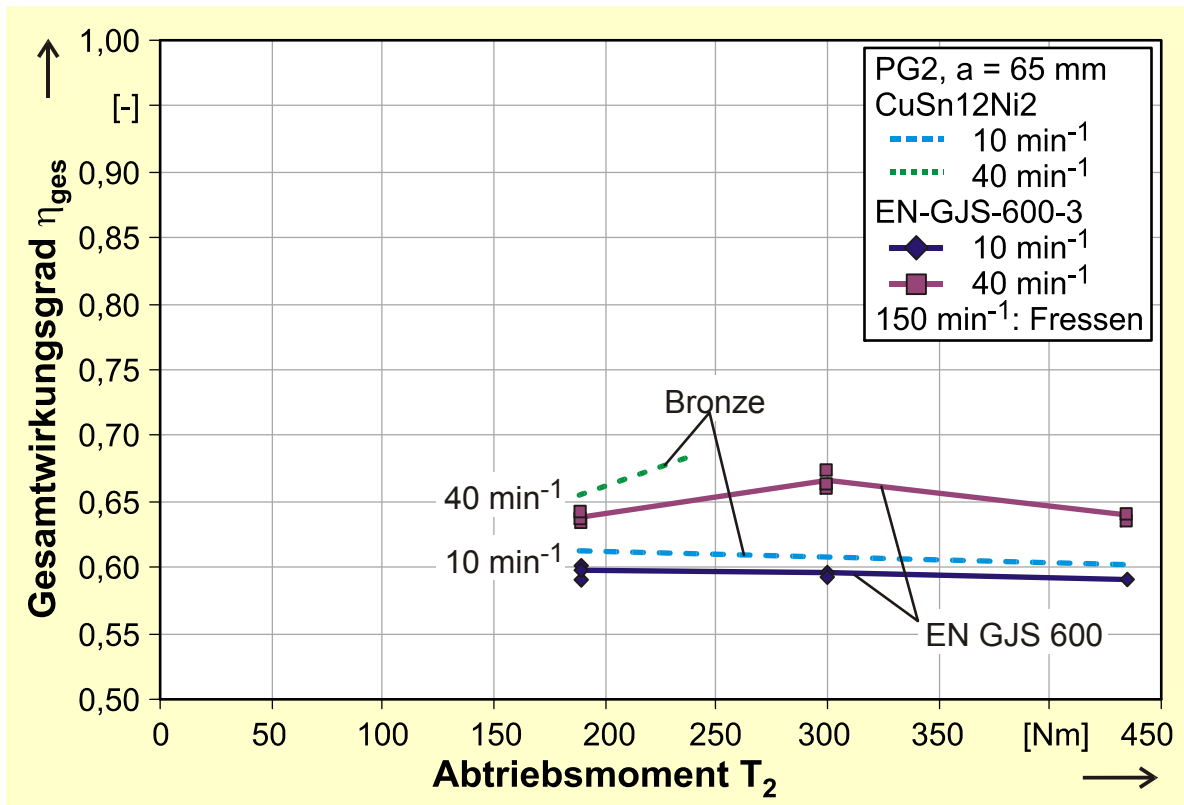
Bild 77: Gesamtwirkungsgrad für das Fett MIN2, beide Baugrößen



**Bild 78:** Gesamtwirkungsgrad für das Fett PAO3, beide Baugrößen

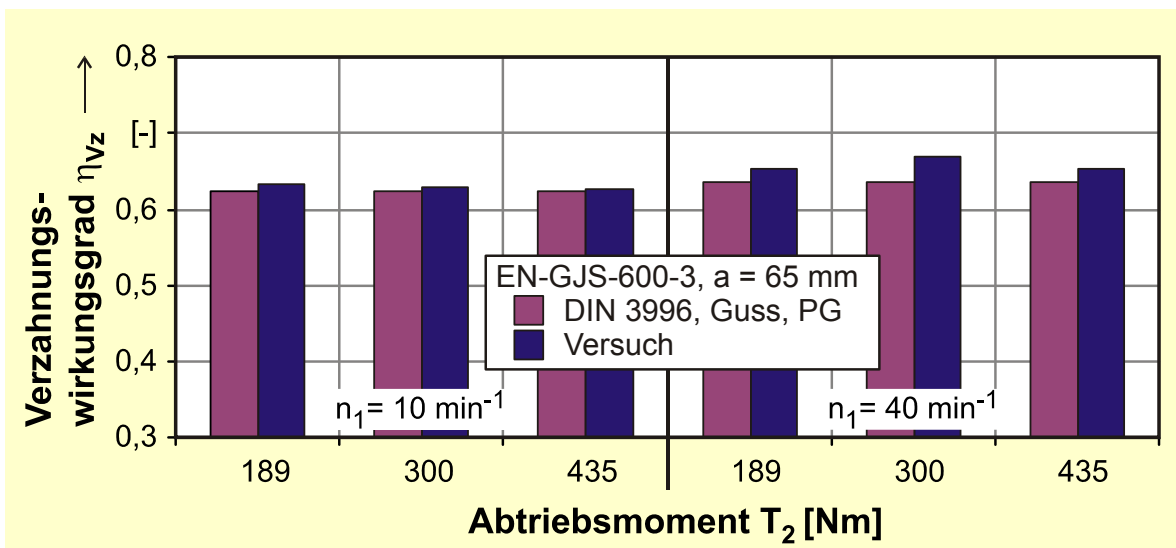
### 5.5.3 Einfluss der Werkstoffpaarung

Bild 79 zeigt den Einfluss der Werkstoffpaarung auf den Gesamtwirkungsgrad. Dazu werden Ergebnisse der Laststufentest der Werkstoffpaarung 16MnCr5E/CuSn12Ni2 mit Ergebnissen mit Rädern aus Sphäroguss EN-GJS-600-3 in Kombination mit vergüteten Schnecken aus 42CrMo4 verglichen. Die Darstellung erfolgt bei den Antriebsdrehzahlen  $n_1 = 10$  und  $40 \text{ min}^{-1}$  und Schmierung mit PG2 über dem Abtriebsmoment  $T_2$ . Anders als bei den Versuchen mit Standardbronze wurden nur wenige Versuche durchgeführt, so dass die Messergebnisse vollständig eingezeichnet sind. Die Räder aus Bronze weisen einen günstigeren Gesamtwirkungsgrad auf als die Räder aus Sphäroguss. Der Unterschied ist dabei deutlich geringer, als auf Grundlage von Erfahrungswerten zu erwarten.



**Bild 79:** Einfluss der Werkstoffpaarung auf den Gesamtwirkungsgrad,  $a = 65$  mm, Schmierung mit PG2

Bild 80 zeigt dazu den Vergleich der Verzahnungswirkungsgrade in den einzelnen Laststufen mit dem Erwartungswert für Gussräder nach [D11]. Es zeigt sich, dass der Verzahnungswirkungsgrad geringfügig höher liegt als für Räder aus Guss und Schmierung mit Polyglykol berechnet. Die Übereinstimmung ist insgesamt gut.



**Bild 80:** Verzahnungswirkungsgrad im Vergleich zur Referenz nach [D11]

### 5.5.4 Vergleich mit Ölschmierung

Der Einfluss von Drehzahl, Last und Baugröße auf den Wirkungsgrad entspricht dem bekannten Verhalten bei Ölschmierung mit den in Abschnitt 2.5 dargestellten Zusammenhängen und wird daher an dieser Stelle nicht erneut aufgeführt. Von Interesse ist jedoch der Vergleich der Wirkungsgrade bei Fettschmierung im Vergleich zu Öl-Tauchschmierung. Bild 81 zeigt dazu den Vergleich des Gesamtwirkungsgrades über dem Abtriebsmoment zwischen Öлтаuchschmierung mit dem Polyglykol PG2-GÖ und dem Fett PG2 für Räder aus Bronze in der Baugröße  $a = 65 \text{ mm}$ . Der Gesamtwirkungsgrad für Fettschmierung liegt erkennbar über dem Wert für Ölschmierung. Die Abweichung  $\Delta\eta_{Vz}$  beträgt maximal etwa 0,1 bei  $n_1 = 150 \text{ min}^{-1}$  und höchster Last.

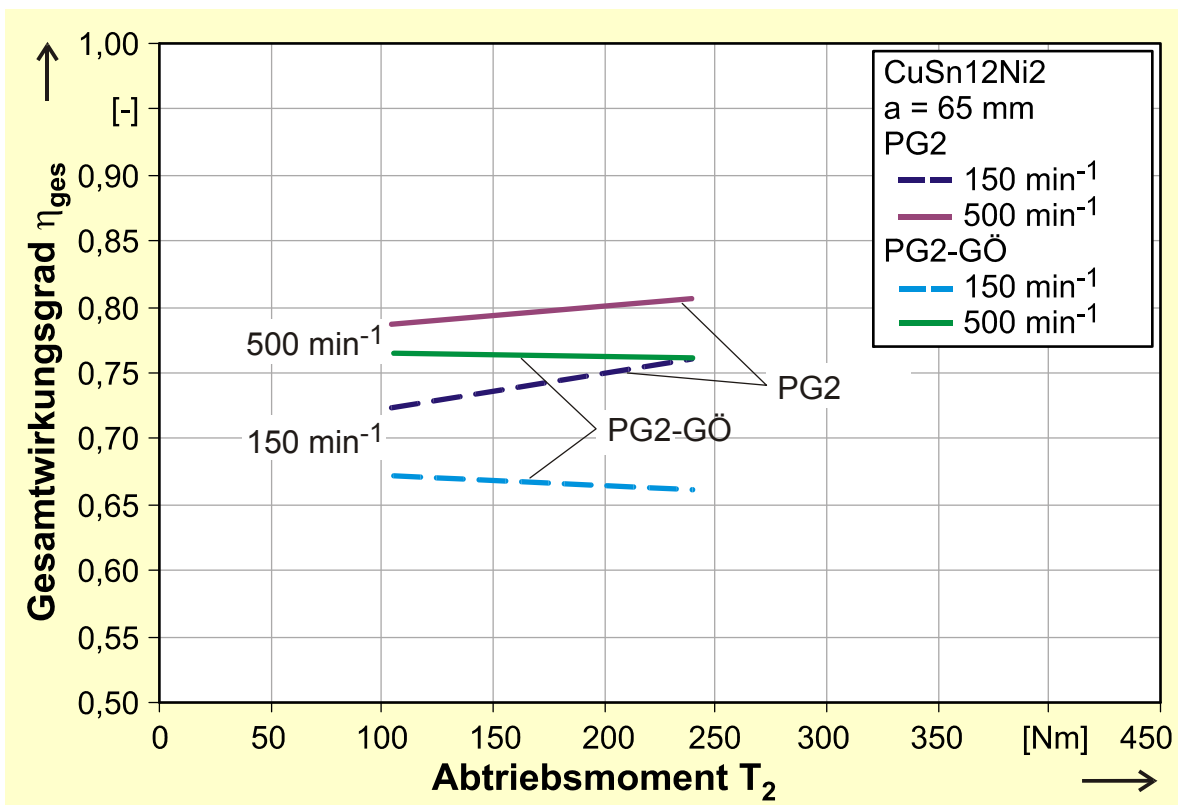


Bild 81: Vergleich mit Ölschmierung (PG2 und PG2-GÖ, Baugröße  $a = 65 \text{ mm}$ )

### 5.5.5 Interpretation der Ergebnisse zum Wirkungsgrad

Fettschmierung bietet eine Möglichkeit, die Leerlaufverluste eines Getriebes durch das Freigraben der Verzahnung wirkungsvoll zu reduzieren. Dabei ist zu beachten, dass auf Grund instationärer Effekte des Fetts (z.B. Nachtropfen) deutliche Schwankungen der Leerlaufverluste auch nach längerer Laufzeit auftreten.

Die Leerlaufverluste lassen sich anhand der Grundölviskosität bei gegebener Antriebsdrehzahl gut mit einer Näherungsformel darstellen, insofern ist ein erheblicher Einfluss dieser Materialeigenschaft auf die Leerlaufverluste gegeben. Der Einfluss des Verdickers erweist sich demgegenüber als nachrangig. Für die kleine Baugröße  $a = 65 \text{ mm}$  liegen die Leerlaufverluste niedriger als die Erwartungswerte für Ölschmierung, sofern das Gehäuse nur teilweise gefüllt ist. Die Zwangsumwälzung bei vollständiger Fettfüllung des Gehäuses sorgt für einen gegenteiligen Effekt. Für die größere Baugröße gilt dieser Zusammenhang nur für das Fett PAO3 mit der größten Grundöl-



viskosität  $\nu_{40} = 446 \text{ mm}^2/\text{s}$ . Die anderen Fette weisen mit geringfügigen Ausnahmen höhere Leerlaufverluste auf als die Erwartungswerte für Ölschmierung. Ein Einfluss der Temperatur kann auf Grund der bei kurzen Laufzeiten ohne nennenswerte Verlustleistung vergleichbaren Massentemperaturen und ähnlicher Betriebszeiten ausgeschlossen werden. Die Fette mit dünnerem Grundöl scheinen demnach eher in die Einflusszone der Verzahnung zurückzufließen und so die Leerlaufverluste zu erhöhen. In der größeren Baugröße wird dieser Effekt durch die Geometrie der Prüfverzahnung, die bei  $a = 100 \text{ mm}$  besser zugängliche Zahnspalten aufweist, begünstigt.

Der Wirkungsgrad fettgeschmierter Schneckengetriebe steigt mit Drehzahl, Last und Baugröße. Eine Ausnahme bilden das Fett PAO3 sowie das Fett PG2 bei der Antriebsdrehzahl  $n_1 = 10 \text{ min}^{-1}$ . Offensichtlich wird das nur gering additivierte, lebensmittelverträgliche Fett PAO3 bereits an der Grenze seiner Belastbarkeit betrieben, so dass bei weiterer Steigerung der Last ein Absinken des Wirkungsgrades erfolgt. Dafür spricht auch, dass dieser Effekt bei der höheren Antriebsdrehzahl und damit höheren Temperaturen jeweils stärker ausgeprägt ist. Für das Fett PG2 liegt die Abweichung im Bereich des wahrscheinlichen Messfehlers. Wie schon beim Betriebsverschleiß ist die Charakteristik bei Fettschmierung mit der bei Ölschmierung vergleichbar.

Der direkte Vergleich mit dem Grundöl des Fetts PG2 zeigt für die Baugröße  $a = 65 \text{ mm}$  insgesamt höhere Wirkungsgrade. Der Unterschied ist bei geringerer Drehzahl größer als bei höherer Drehzahl. Dementsprechend handelt es sich nicht um einen reinen Einfluss der für Fett niedrigeren Leerlaufverluste. Vielmehr weist das Fett insbesondere im Bereich niedriger Drehzahlen Vorteile im Wirkungsgrad gegenüber der Schmierung mit dem Grundöl auf.

Zwischen den Fetten auf Mineralölbasis MIN1 (Lithium-Komplex- Verdicker,  $\nu_{40} = 220 \text{ mm}^2/\text{s}$ ) und MIN2 (Calcium-Komplex-Verdicker,  $\nu_{40} = 220 \text{ mm}^2/\text{s}$ ) sind hinsichtlich des Wirkungsgrades keine signifikanten Unterschiede festzustellen. Beide Rezepturen sind dementsprechend, trotz deutlich unterschiedlicher Formulierung und Grundölviskosität, gleichwertig hinsichtlich des Wirkungsgradverhaltens.

Bei Verwendung der alternativen Werkstoffpaarung vergütete Schnecke/Rad aus Sphäroguss liegen die Wirkungsgrade leicht unterhalb der Werte für Schnecken aus Einsatzstahl und Räder aus Bronze. Dies ist wie bei der Schmierung mit Ölen auf die besseren Gleiteigenschaften von Bronze zurückzuführen. Die Abweichungen der Gussräder zum Erwartungswert nach DIN 3996 [D11] zeigen eine gute Übereinstimmung. Die Ähnlichkeit zum Verhalten bei Ölschmierung ist demnach bei Gussrädern größer.

## 5.6 Versuche am Drei-Scheiben-Prüfstand

### 5.6.1 Versuchsumfang

Die Versuche am Drei-Scheiben-Prüfstand dienen der Untersuchung der lokalen Reibungszahlen bei unterschiedlichen virtuellen Antriebsdrehzahlen  $n_{1S}$  und Flankenbeanspruchungen  $\sigma_{Hm}$ . Tabelle 16 zeigt die Versuchsmatrix einschließlich der Zielrichtung der Untersuchungen. Es wurden dazu Musterschmierstoffe mit gezielt variierten Eigenschaften sowie marktgängige Schmierstoffe untersucht. Die Versuche erlauben systematische Aussagen zum Einfluss der Konsistenz, der Grundölviskosität, der Grundölart, des Schmierstoffs und der Additivierung sowie einen Vergleich mit den Reibungszahlen bei Ölschmierung. Der Vergleich der marktgängigen Fette erlaubt die qualitative Bewertung der zu erwartenden Verlustleistung einer großen Anzahl von repräsentativen Fetten.

**Tabelle 16:** Versuchsmatrix am Drei-Scheiben-Prüfstand

Musterschmierstoffe		Scheibe aus 100Cr6, $Ra_1 = 0,22 \mu m$ Walzen aus CuSn12Ni2, $Ra_2 = 0,2 - 0,3 \mu m$			
Virtuelle Drehzahl $n_{1S}$	Hertzsche Pressung $p_H$	NLGI-Klasse			Ziel der Untersuchung
$[min^{-1}]$	$[N/mm^2]$	2	0-000	-	
150/ 250/ 500	200/ 300	PG1	PG1-00	PG1-GÖ	Einfluss des Verdickeranteils
		PG1V	PG1V-00	PG1-GÖ	Einfluss des Verdickeranteils/ Einfluss der Grundölviskosität
150/ 500	200/ 300	PG2		PG2-GÖ	Einfluss des Verdickeranteils
		PG2o			Einfluss der Additivierung
		MIN1		MIN1-GÖ	Einfluss des Verdickeranteils/ Einfluss der Grundölart
Marktgängige Schmierstoffe		Scheibe aus 100Cr6, $Ra_1 = 0,22 \mu m$ Walzen aus CuSn12Ni2, $Ra_2 = 0,2 - 0,3 \mu m$			
150/ 250/ 500	200/ 300	PG3	PG3-00		Einfluss des Verdickeranteils/ qualitativer Vergleich
		MIN2	MIN2-0	MIN2-GÖ	
			MIN3-000	MIN3-GÖ	
		MIN4		MIN4-GÖ	
			MIN5-00	MIN5-GÖ	
		MIN6		MIN6-GÖ	
		PAO1	PAO1-00	PAO1-GÖ	
			PAO2-00	PAO2-GÖ	
		PAO3			
PAO4		PAO4-GÖ			

### 5.6.2 Versuchsablauf

Die Betriebsbedingungen werden gemäß Tabelle 17 so gewählt, dass sie direkt mit den Ergebnissen am Schneckengetriebeprüfstand der Baugröße  $a = 100$  mm verglichen werden können. Die Versuche werden vollfaktoriell für drei virtuelle Schneckendrehzahlen  $n_{1S}$ , zwei Hertzsche Pressungen  $p_H$  und vier Schwenkwinkel  $\beta$  für insgesamt 32 Versuchsschmierstoffe durchgeführt. Jeder Messpunkt wird zur statistischen Absicherung viermal gültig wiederholt. Die Laufzeit pro Messpunkt beträgt  $t = 90$  s.

**Tabelle 17:** Betriebsbedingungen am Drei-Scheiben-Prüfstand

Schwenkwinkel	$\beta$	[°]	50	85	95	130
Versuchsmatrix	vollfaktoriell, je 4 gültige Wiederholungen					
reduzierter E-Modul	$E_{red}$	[N/mm <sup>2</sup> ]	150622			
Sumpftemperatur bei Schmierung mit Öl/Fließfett	$\vartheta_{\text{Öl}}$	[°C]	30-42			
Massentemperatur	$\vartheta_{Masse}$	[°C]	38-44			

Die Versuche mit Ölen und Fließfetten werden im Tauchschmierverfahren durchgeführt, dabei wird die Temperatur im Ölsumpf  $\vartheta_S$  so geregelt, dass sich eine quasistationäre Massentemperatur von  $\vartheta_{Masse} = 40^\circ\text{C}$  einstellt. Bei Schmierung mit Fetten der NLGI-Klasse 2 wird direkt vor der Kontaktfläche ein Fettreservoir angebracht, so dass für die Versuchsdauer Vollschmierung vorliegt. Bei dieser Art der Schmierung kann keine Regelung der Fetttemperatur erfolgen, allerdings wird der Prüfstand vor Beginn der Versuche bei den späteren Versuchsbedingungen betrieben und so bis in einen Bereich der Massentemperatur von  $\vartheta_{Masse} = 38 - 44^\circ\text{C}$  vorgewärmt. Die verwendeten Prüfschmierstoffe werden vor Beginn der Versuchsreihen für zwei Stunden am Prüfstand beansprucht, um die besonders in der Anfangsphase des Betriebs stark ausgeprägte Schädigung der Seifenfibrillen reproduzierbar zu simulieren.

## 5.7 Reibungszahluntersuchungen am Drei-Scheiben-Prüfstand

### 5.7.1 Einfluss der Drehzahl

Bild 82 zeigt den Verlauf der lokalen Reibungszahlen über der Flankenbreite für Schmierung mit dem Fett PG1V bei einer Hertzschen Pressung von  $p_H = 300 \text{ N/mm}^2$  und einer Mittenrauheit  $R_a = 0,2 \mu\text{m}$ . Der Verlauf über der Flanke bestätigt die in Abschnitt 3.4 aufgeführten Berechnungsergebnisse. Der Einfluss der Geschwindigkeit ist deutlich erkennbar und zeigt ein Absinken der lokalen Reibungszahlen mit steigender Drehzahl und damit verbesserten EHD-Bedingungen.

Nach [N4] lässt sich aus dem Verhältnis von Schmierfilmdicke  $h$  zum Mittelwert der Mittenrauheit  $R_a$  zweier Oberflächen, dargestellt als spezifische Schmierfilmdicke  $\lambda$ , eine Aussage zum Reibungszustand einer Wälzpaarung nach Stribeck [S12] treffen.

Bild 83 zeigt die Reibungszahlen aus Bild 82, dargestellt über der spezifischen Schmierfilmdicke  $\lambda$  für das Fett PG1V. Die Schmierfilmdicke  $h$  wird nach (Gl. 1) aus den Versuchsparametern am Drei-Scheiben-Prüfstand berechnet. Der Verlauf aller drei Drehzahlen sinkt mit steigender spezifischer Schmierfilmdicke und liegt im Bereich unterhalb  $\lambda = 0,5$ . Trotz möglicher Unschärfen durch die Anwendung einer auf Öl bezogenen Gleichung liegen die Messwerte im Bereich von Grenz-/Mischreibung und zeigen die dafür typische fallende Charakteristik. Die niedrigen Werte für  $\lambda$  sind darauf zurückzuführen, dass die tribologisch maßgebliche Summengeschwindigkeit normal zur Berührlinie nahe  $v_{\Sigma n} = 0 \text{ m/s}$  liegt.

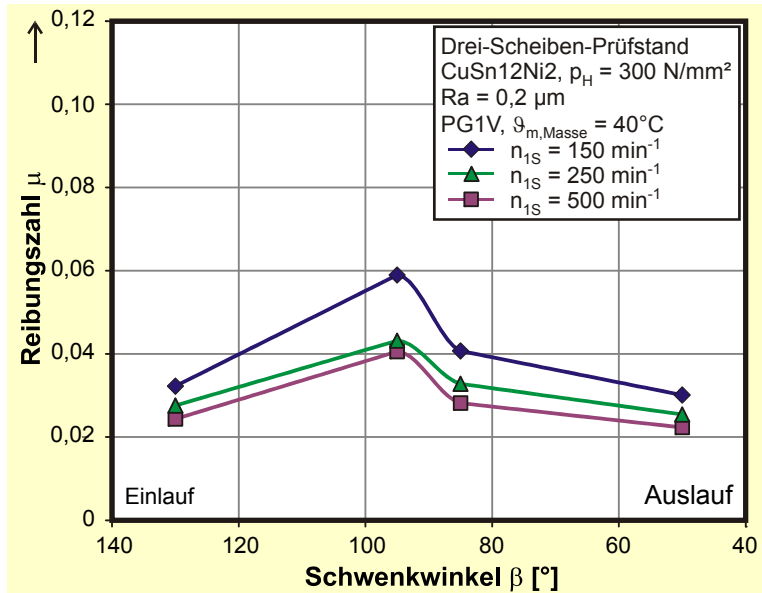


Bild 82: Einfluss der Geschwindigkeit, PG1V

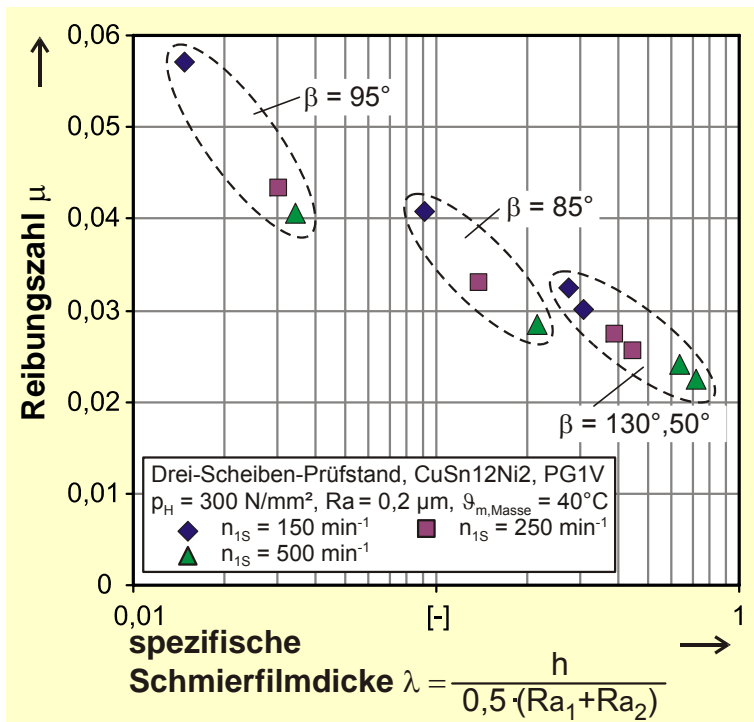


Bild 83: Einordnung in der Stribeckkurve, PG1V

### 5.7.2 Einfluss der Hertzschen Pressung

Bild 84 zeigt den Einfluss der Hertzschen Pressung  $p_H$  auf die lokalen Reibungszahlen  $\mu$  anhand des Verlaufs auf der idealisierten Berührlinie für das Fett PG1V bei simulierter Antriebsdrehzahl  $n_{1S} = 150 \text{ min}^{-1}$ . Die beiden dargestellten Hertzschen Pressungen liegen bei Werten von  $p_H = 200$  und  $300 \text{ N/mm}^2$ . Beide Kurven zeigen den typischen Verlauf mit einem lokalen Maximum der Reibungszahl  $\mu$  bei  $\beta = 90^\circ$ . Der Einfluss der Hertzschen Pressung ist am Punkt der minimalen Summengeschwindigkeit normal zur Berührlinie  $v_{\Sigma n}$  maximal und im Vergleich zum Einfluss der Drehzahl (vgl. Abschnitt 5.7.2) eher gering.

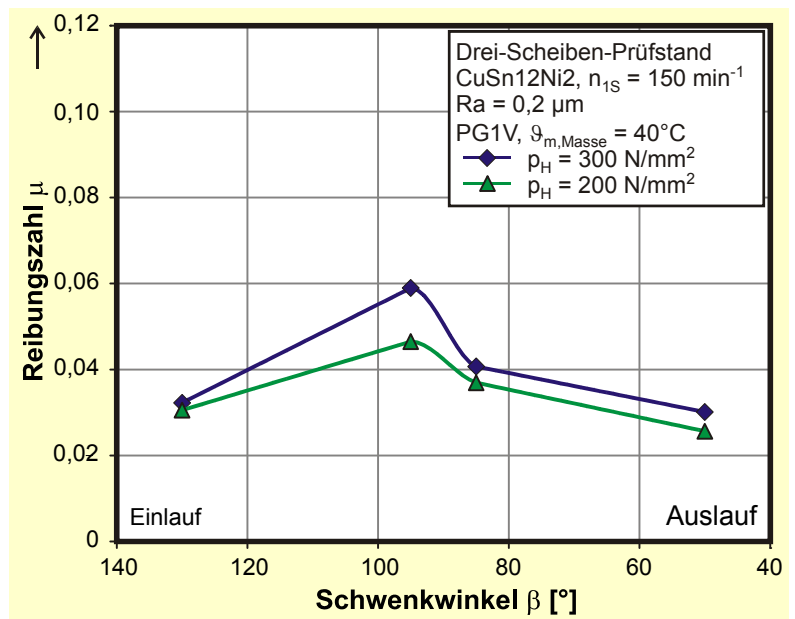


Bild 84: Einfluss der Hertzschen Pressung, PG1V

### 5.7.3 Einfluss der Grundölviskosität

Bild 85 zeigt den Einfluss der Grundölviskosität  $\nu_{40}$  anhand der Reibungszahlen über der Flanke für die beiden Polyglykol-Fette PG1 ( $\nu_{40} = 131 \text{ mm}^2/\text{s}$ ) und PG1V ( $\nu_{40} = 507 \text{ mm}^2/\text{s}$ ) bei zwei simulierten Antriebsdrehzahlen  $n_{1S} = 150$  und  $500 \text{ min}^{-1}$ . Im Bereich des simulierten Einlaufs und Auslaufs liegen bei jeweils gleicher Drehzahl annähernd gleiche Reibungszahlen vor, während sich die Reibungszahlen im Punkt minimaler Summengeschwindigkeit normal zur Berührlinie deutlich unterscheiden. Der Einfluss der Grundölviskosität ist im Bereich der Flankenmitte, d.h. bei ungünstigeren EHD-Bedingungen, stärker ausgeprägt als im Bereich besserer Bedingungen in Ein- und Auslauf.

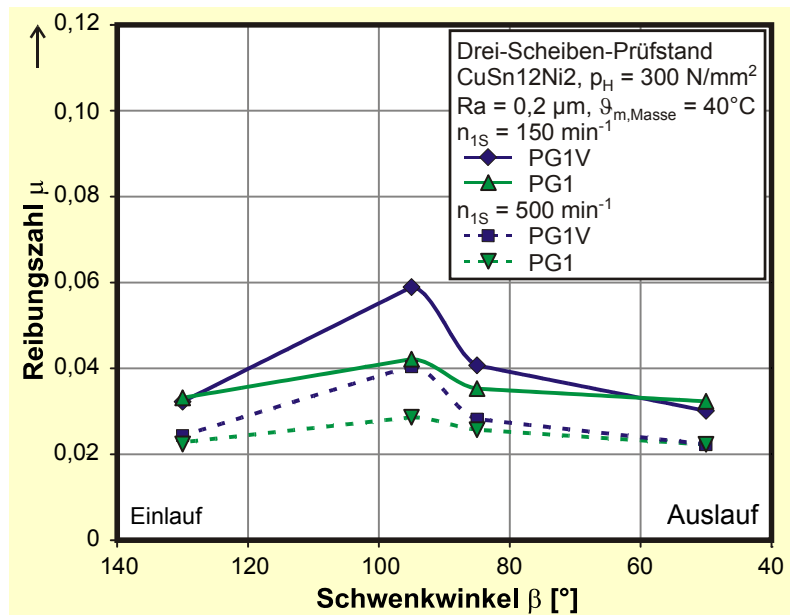


Bild 85: Einfluss der Grundölviskosität, PG1 und PG1V

### 5.7.4 Einfluss des Verdickeranteils (Konsistenz)

Bild 86 zeigt lokale Reibungszahlen  $\mu$  auf der idealisierten Berührlinie für das Grundöl PG1-GÖ sowie die korrespondierenden Fette mit Lithium-Verdicker für unterschiedliche Seifenanteile  $x_{\text{Seife}}$ . Die Seifenanteile entsprechen einer Steigerung der Konsistenz des Schmierstoffs über das Fließfett der NLGI-Klasse 00 PG1-00 (Seifenanteil  $x_{\text{Seife}} = 2,5\%$ ) hin zu dem Fett PG1 ( $x_{\text{Seife}} = 8\%$ ) der NLGI-Klasse 2. Es ist zu erkennen, dass das konsistente Fett PG1V in Hinblick auf die Reibungszahl ein mit dem Grundöl PG1V-GÖ vergleichbares Verhalten zeigt, während das Fließfett PG1V-00 höhere Reibungszahlen aufweist. Dieses Verhalten lässt sich nicht bei allen Fetten, die als Fließfett und konsistentes Fett untersucht wurden, beobachten.

Bild 87 zeigt Reibungszahlen  $\mu$  auf der idealisierten Berührlinie für das Grundöl PAO1-GÖ, das Fließfett PAO1-00 ( $x_{\text{Seife}} = 5,5\%$ ) sowie das konsistente Fett PAO1 ( $x_{\text{Seife}} = 14\%$ ). Als Verdicker wurde jeweils Lithium-Seife verwendet. Auch hier zeigt sich die größere Ähnlichkeit zwischen Grundöl und Fett der NLGI-Klasse 2, insbesondere im Bereich von Ein- und Auslauf. Das Grundöl PAO1-GÖ liegt im Niveau insgesamt darüber.

Die Versuche am Drei-Scheiben-Prüfstand deuten demnach auf eine prinzipielle Ähnlichkeit im Reibungszahlniveau von Grundöl und Fetten der NLGI-Klasse 2 mit Lithium-Verdicker hin. Das Reibungszahlniveau entsprechender Fließfette liegt oberhalb des Niveaus von Grundöl und konsistentem Fett. Dieses Verhalten bestätigt sich auch für höhere Drehzahlen, wobei hier der Unterschied der Reibungszahlen insgesamt abnimmt. Ausnahmen bestehen bei den Fetten MIN2 (Calcium-Komplex-Verdicker) und PAO2 (Aluminium-Komplex-Verdicker), bei denen die Fließfette ein Reibungszahlniveau ähnlich dem des jeweiligen Grundöls zeigen (vgl. Abschnitt 6.3.7).

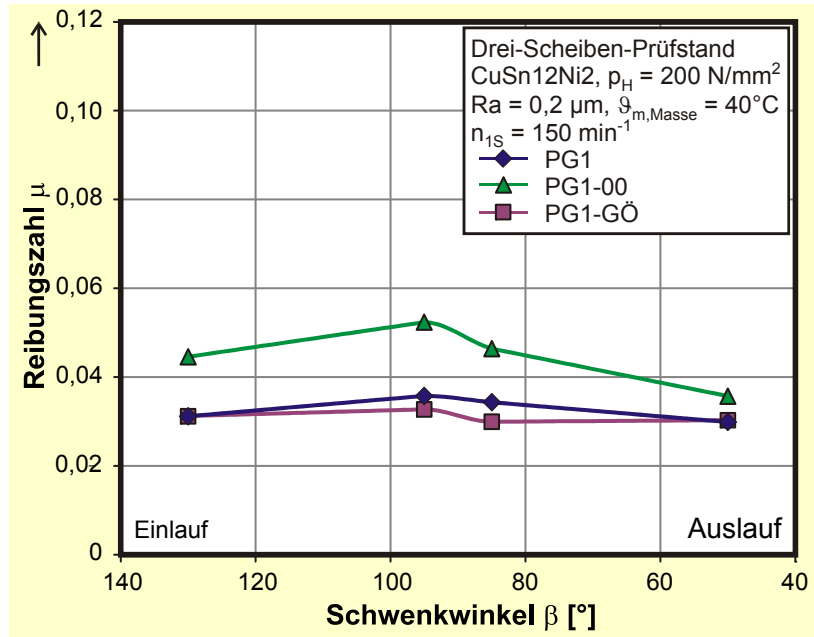


Bild 86: Einfluss der Konsistenz, PG1, PG1-00 und PG1-GÖ

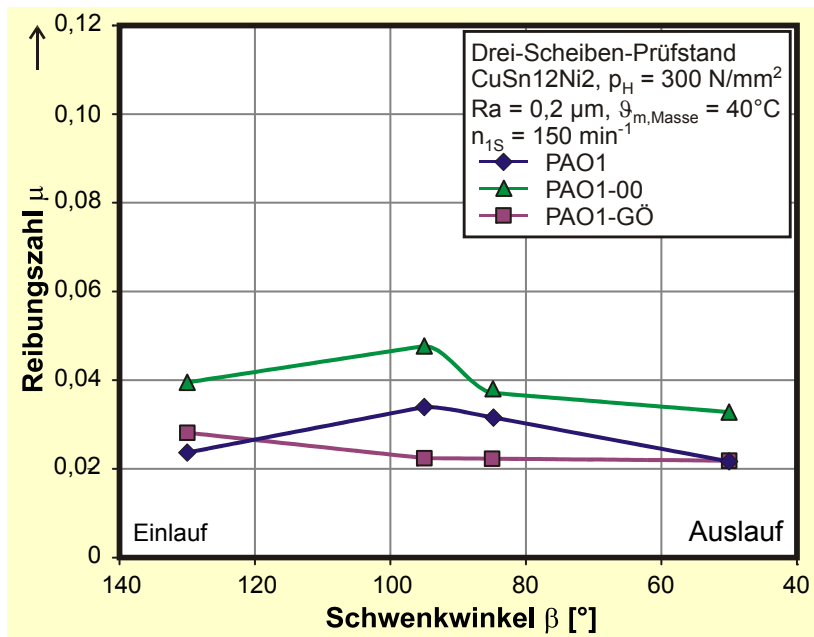
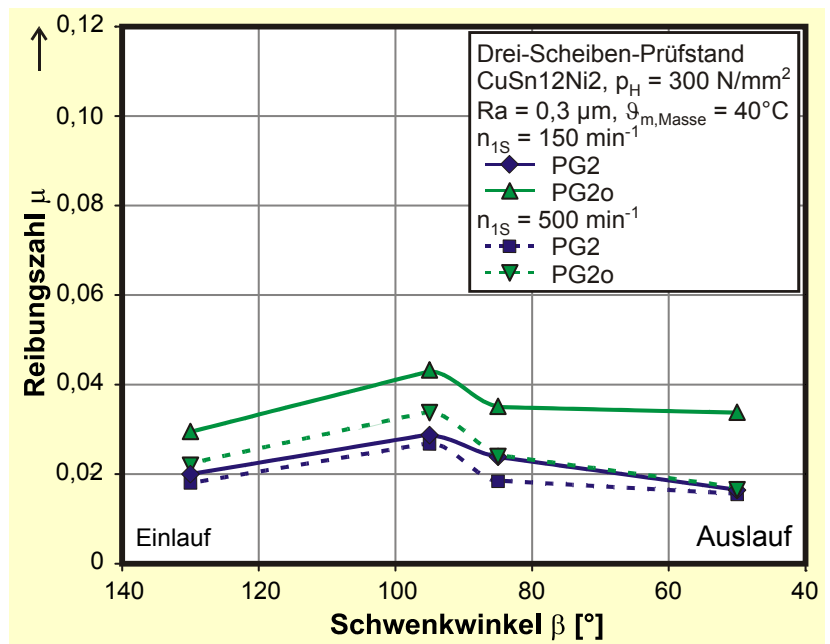


Bild 87: Einfluss der Konsistenz, PAO1, PAO1-00 und PAO1-GÖ

### 5.7.5 Einfluss einer Additivierung

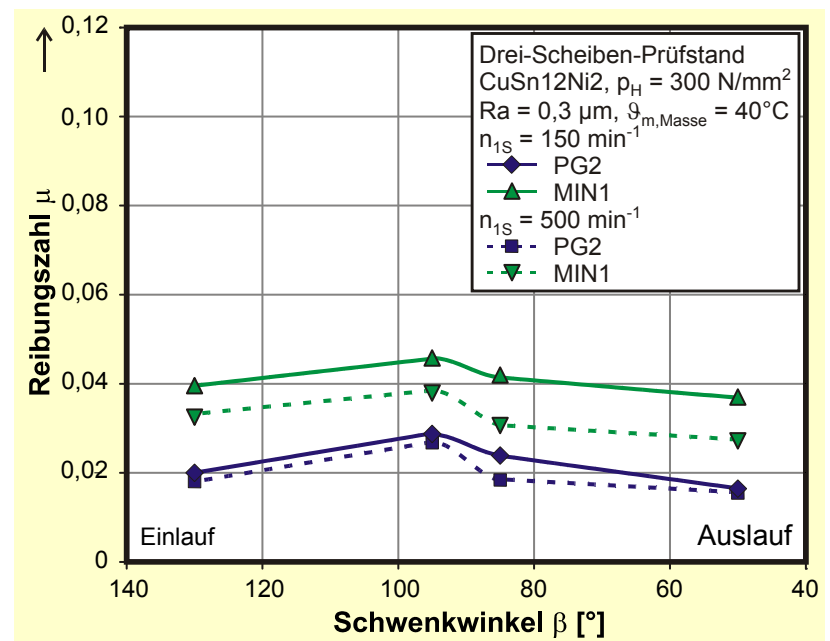
Bild 88 zeigt den Vergleich der lokalen Reibungszahlen  $\mu$  auf der idealisierten Berührlinie für das Fett PG2 sowie das Fette PG2o mit gleicher Rezeptur ohne Additivierung bei einer Hertzschen Pressung von  $p_H = 300 \text{ N/mm}^2$  und zwei Antriebsdrehzahlen  $n_{1S} = 150$  und  $500 \text{ min}^{-1}$ . Es wird sichtbar, dass die Additivierung einen deutlichen Einfluss auf die Reibungszahlen hat. Das unadditivierte Fett PG2o weist ein insgesamt höheres Reibungszahlenniveau auf als das additivierte Fett PG2. Gleichzeitig hat eine Steigerung der Drehzahl auf PG2 einen geringeren Einfluss als auf PG2o. Das Additiv verbessert demnach das Verhalten im Geschwindigkeitsbereich schlechter EHD-Bedingungen (Mischreibungsgebiet).



**Bild 88:** Einfluss einer Additivierung, PG2 und PG2o

### 5.7.6 Einfluss der Grundölart

Bild 89 zeigt den Vergleich lokaler Reibungszahlen  $\mu$  für die Fette MIN1 und PG2 bei den zwei Drehzahlen  $n_{1S} = 150$  und  $500 \text{ min}^{-1}$  und einer Hertzschen Pressung von  $p_H = 300 \text{ N/mm}^2$ . Beide Fette weisen gleiche Additivierung, Grundölviskosität und Verdicker auf und unterscheiden sich damit nur maßgeblich in der Grundölart. Der Vergleich der Reibungszahlenniveaus zeigt für beide simulierte Drehzahlen deutlich geringere Reibungszahlen des Fetts auf Polyglykolbasis gegenüber dem Fett auf Mineralölbasis. Damit bestätigen sich die Beobachtungen bei Schmierung mit Ölen, wonach Polyglykole deutliche Reibungszahlvorteile bringen können (vgl. Versuche zum Gesamtwirkungsgrad an Schneckenprüfständen in Abschnitt 5.5).



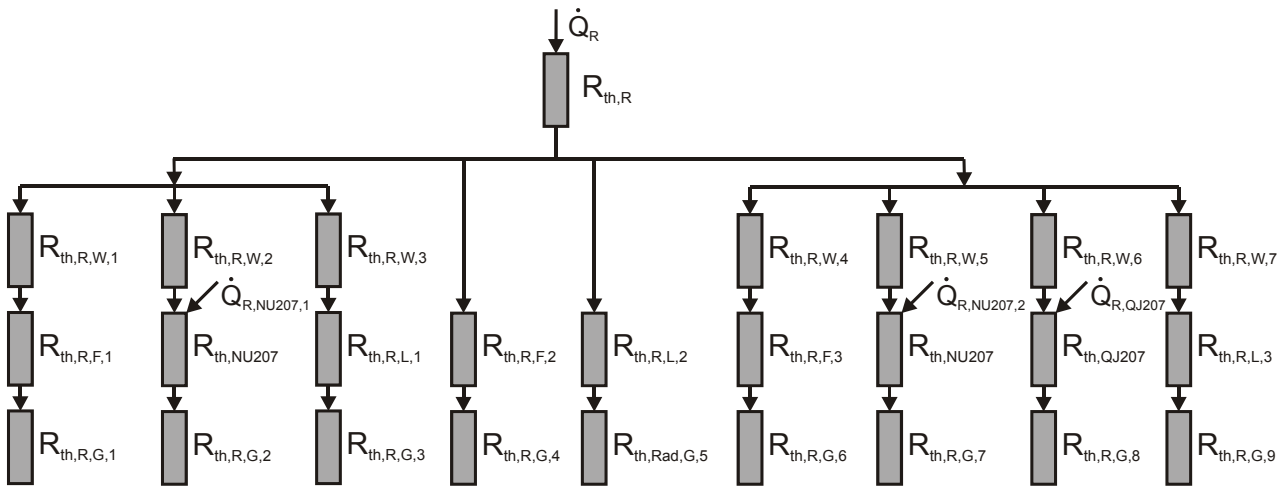
**Bild 89:** Einfluss der Grundölart, PG2 und MIN1

bei Schmierung mit Ölen, wonach Polyglykole deutliche Reibungszahlvorteile bringen können (vgl. Versuche zum Gesamtwirkungsgrad an Schneckenprüfständen in Abschnitt 5.5).









**Bild 91:** Widerstandsmodell für die Schneckenradseite

Beide Modelle stellen jeweils den nach außen gerichteten Wärmestrom aus dem Zahnkontakt (oben) dar, der über den Verzahnungspartner auf die beiden Seiten der Welle und von dort über Fett, Lager oder Luft auf das Gehäuse übertragen wird. Zusätzliche Wärmeströme werden durch die Verlustleistung der Lager erzeugt. Als Wärmetransportmechanismus innerhalb des Getriebes wird Wärmeleitung angenommen, an der Außenseite des Gehäuses zusätzlich Strahlung. Dazu werden die einzelnen Bauteile als in Reihe oder parallel geschaltete thermische Widerstände aufgefasst.

Die Komplexität des Getriebes wird damit auf ein eindimensionales Wärmeleitungsproblem reduziert. Dabei wird angenommen, dass der Wärmestrom beim Passieren der einzelnen Bauteilgrenzen unterschiedlich große Widerstände überwinden muss. Diese sind größtenteils Wärmeleitwiderstände. Dem Wärmeübergang geschuldete Widerstände nehmen bei enganliegenden Bauteilen nach Polifke [P5] sehr kleine Werte an und können daher vernachlässigt werden. Die beim Wärmeübergang in das Fett zu erwartende Wärmeübergangszahl  $\alpha_L$  ist vermutlich erheblich. Sie wird jedoch wegen des hohen Wärmeleitwiderstands des Fetts und dem damit bereits geringen Anteil des Fetts an der Wärmeleitung vernachlässigt.

Der thermische Wärmeleitwiderstand  $R_{th}$  eines Bauteils, das sich durch eine Platte beschreiben lässt (z.B. das Gehäuse), wird mit (Gl. 21) beschrieben. Zylinderförmige Bauteile (z.B. die Wellen) werden mit (Gl. 22) beschrieben.

Für Platte:

$$R_{th} = \frac{T_i - T_a}{\dot{Q}} = \frac{s}{\lambda_L \cdot A} \quad (\text{Gl. 21})$$

Für Zylinder:

$$R_{th} = \frac{1}{\lambda_L \cdot 2 \cdot \pi \cdot l_Z} \cdot \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) \quad (\text{Gl. 22})$$

$R_{th}$	: thermischer Wärmeleitwiderstand	[K/W]
$\partial Q/\partial t$	: Wärmestrom	[W]
s	: Wanddicke	[m]
A	: Fläche der Platte	[m <sup>2</sup> ]
$T_{i/a}$	: Temperatur am Bauteil i bzw. a	[°C]
$\lambda_L$	: Wärmeleitfähigkeitskoeffizient	[W/(mK)]

(Gl. 23) zeigt die Gleichung für den thermischen Widerstand der Wellen in Fett bzw. Luft. Diese werden über das Ersatzmodell eines Zylinders in einem Quader berechnet.

$$\text{Für Zylinder in Quader: } R_{th} = \frac{\ln(1,08 \cdot \frac{l_Q}{2 \cdot r_1})}{\lambda_L \cdot 2 \cdot \pi \cdot l_Z} \quad (\text{Gl. 23})$$

$R_{th}$	:	thermischer Wärmeleitwiderstand	[K/W]
$\partial Q/\partial t$	:	Wärmestrom	[W]
$T_{i/a}$	:	Temperatur am Bauteil i bzw. a	[°C]
$l_Z$	:	Länge des Zylinders	[m]
$r_2/r_1$	:	Radius des Zylinders (1: Innen, 2:Außen)	[m]
$l_Q$	:	Seitenlänge des Quaders	[m]
$\lambda_L$	:	Wärmeleitfähigkeitskoeffizient	[W/(mK)]

Für die thermische Modellierung fettgeschmierter Schneckengetriebe ist die Kenntnis des Wärmeleitkoeffizienten  $\lambda_L$  der Werkstoffe und des Fetts nötig. Die Werte der metallischen Werkstoffe sind in Tabelle 10 aufgeführt. Für die Fette standen diese Werte nicht zur Verfügung und wurden daher mit einem eigenen stationär messenden Versuchsaufbau bestimmt. Dieser ist im Anhang ausführlich beschrieben. Die gemessenen Werte liegen etwa eine Größenordnung niedriger als die Angaben für Öle. Die Fette weisen demnach eine Wärmeleitfähigkeit vergleichbar mit Luft auf.

Für die Versuchsfette werden derart die Wärmeleitfähigkeiten nach Tabelle 18 ermittelt. Die Werte liegen dabei in der gleichen Größenordnung wie die Wärmeleitfähigkeit von Luft. Diese Beobachtung lässt sich dadurch bestätigen, dass die Wandtemperaturen auf der Innenseite des Getriebegehäuses während des Einlaufs annähernd gleiche Temperaturen aufweisen, egal ob sie über Luft oder über Fett mit der Wärmequelle in Verbindung stehen. Außerdem zeigen Versuche mit Einlegeblechen, dass sich die Radmassentemperatur nicht erkennbar ändert, egal ob nur Fett oder Luft und Fett zwischen Radkörpern und Gehäuse vorhanden sind.

Aus den einzelnen Gliedern lässt sich durch Reihen- und Parallelschaltung der Gesamtwiderstand der beiden Stränge Schnecke und Schneckenrad berechnen. Die Berechnung der Gesamtwiderstände der Lager erfolgt nach Schleich [S1].

Die Grundlage eines ausreichend genauen Modells zur Beschreibung der Wärmetransportvorgänge im Getriebe ist eine Differenzierung der Gesamtverlustleistung nach den Bestandteilen (Gl. 16). Da die Verluste aus der Walkarbeit des Fettes im Rahmen dieser Arbeit nicht räumlich eingegrenzt werden können, werden alle Verluste mit Ausnahme der Lagerverluste dem Zahnkontakt zugeordnet. Die Lagerverluste werden nach SKF [S8] berechnet und an der jeweiligen Lagerstelle über ein vereinfachtes Modell in das Wärmewiderstandsmodell integriert. [G3]

Ausgehend vom Zentrum des Zahnkontakts fließen die einzelnen Wärmeströme über die Wellen nach außen zu den entsprechenden Positionen am Gehäuse. Die jeweiligen Widerstände werden

**Tabelle 18:** Wärmeleitfähigkeit der Versuchsfette

Fett	Wärmeleitfähigkeit $\lambda_L$ [W/(mK)]
PG1	0,02381 <sup>5</sup>
PG2	0,02381
PG2o	0,02416
MIN1	0,02318
MIN2	0,02278
PAO3	0,02197
Öl [L1]	0,13 - 0,15

<sup>5</sup> Das Fett PG1 stand zum Zeitpunkt der Messungen nicht mehr in ausreichender Menge zur Verfügung. Die Berechnung erfolgt daher näherungsweise mit dem Wert des Fettes PG2

nach den Gleichungen (Gl. 21) und (Gl. 22) berechnet. Findet ein Wärmeübergang nicht eindimensional statt, wie dies bei den Fett- oder Luftschichten der Fall ist, so wird ein resultierender Wärmestrom gebildet. Dafür finden Formfaktoren wie in (Gl. 23) Anwendung. So setzt sich beispielsweise der Gesamtwiderstand, der über die Schneckenwelle und das Fett an das Gehäuse geht, aus den in Reihe geschalteten thermischen Widerständen des Rades, eines Teils der Schneckenwelle und dem Fett zusammen. Wichtig sind dabei die Koppelbedingungen zwischen den einzelnen Bauteilen. Diese stellen sicher, dass die Kontakttemperaturen sowie die ein- bzw. austretenden Wärmeströme identisch sind [P5].

Die Aufteilung der Wärmeströme erfolgt auf Grund von experimentellen Untersuchungen bei definierten Betriebsbedingungen und einer großen Zahl einzelner Temperaturmessstellen. Für jede der in Bild 90 und Bild 91 dargestellten Wärmetransportwege an das Gehäuse werden die Wärmeströme mit Hilfe der Temperaturdifferenzen und der thermischen Widerstände berechnet.

Die Berechnung der einzelnen Wärmeströme erfolgt mit (Gl. 24) relativ zueinander, wobei die Aufteilung der einzelnen Bestandteile für alle Betriebszustände als konstant angenommen wird. Derart können in Abhängigkeit von der Verlustleistung die auftretenden Wärmeströme in den jeweiligen Bauteilen bestimmt werden. Dabei wird unterstellt, dass die thermischen Widerstände nicht von der Temperatur abhängen. Mit diesen Daten ist durch das Aufstellen einer Energiebilanz am differentiellen Element eine Berechnung der Temperatur an jeder Stelle des Getriebes möglich. Für die Berechnung einzelner Bauteile werden jeweils globale Bilanzen um die einzelnen Bauteile verwendet.

$$x_Q = \frac{\dot{Q}_x}{\dot{Q}_{ges}} \quad (\text{Gl. 24})$$

$x_Q$	:	Verhältnis der Wärmeströme	[-]
$\partial Q_x / \partial t$	:	Wärmestrom des betrachteten Bauteils	[W]
$\partial Q_{ges} / \partial t$	:	Gesamt-Wärmestrom	[W]

Mit bekannten thermischen Widerständen der einzelnen Bauteile wird nun ein stationäres, eindimensionales Modell aneinandergereihter Platten aufgebaut, welches die Berechnung der Temperatur erlaubt. Als Wärmequelle dient die Verlustleistung im Zahnkontakt, die durch die *Zahnkontakttemperatur* repräsentiert wird. Da mit der Anfangstemperatur der Bauteile lediglich eine zeitliche Randbedingung bekannt ist, wird eine instationäre Wärmebilanz um den Zahnkontakt aufgestellt. Wärmeabgabe in den Schmierstoff wird auf Grund des geringen Schmierstoffvolumens nicht berücksichtigt. Zusätzlich wird zur Vereinfachung eine Wärmeleitung zu Beginn der Betrachtung ausgeschlossen. Es wird zuerst der Aufwärmvorgang beendet, bevor die Wärme abtransportiert wird. Die Zahnkontakttemperatur nach Ende des Aufwärmvorgangs berechnet sich nach (Gl. 25).

$$T(t) = T_0 + \frac{V}{\rho_{Rad/Schnecke} \cdot c_{p,Rad/Schnecke}} \cdot \dot{\omega} \cdot t \quad (\text{Gl. 25})$$

$T(t), T_0$	:	Temperatur im Zahnkontakt des Bauteils / - zum Zeitpunkt 0	[°C]
$V$	:	Volumen der Kontaktpartner	[m <sup>3</sup> ]
$\rho$	:	Dichte des Werkstoffs nach Tabelle 11	[kg/m <sup>3</sup> ]
$c_p$	:	spezifische Wärmekapazität nach Tabelle 11	[J/(kgK)]
$\partial \omega / \partial t$	:	Wärmequellendichte	[W/m <sup>3</sup> ]
$t$	:	Zeit	[s]

Mit Vorgabe der Temperaturen zu Beginn und zum Ende des Aufwärmvorgangs als Randbedingungen ergeben sich für Schnecke und Rad jeweils unterschiedliche Kontakttemperaturen. Nach [P5] lässt sich für zwei halbunendliche Körper die Kontakttemperatur mit (Gl. 26) ermitteln.

$$T_{\text{Zahnkontakt}} = \frac{T_{\text{Kontakt,Rad}} \cdot \rho_{\text{Rad}} \cdot c_{p,\text{Rad}} + T_{\text{Kontakt,Schnecke}} \cdot \rho_{\text{Schnecke}} \cdot c_{p,\text{Schnecke}}}{\rho_{\text{Rad}} \cdot c_{p,\text{Rad}} + \rho_{\text{Schnecke}} \cdot c_{p,\text{Schnecke}}} \quad (\text{Gl. 26})$$

T	:	Temperatur	[°C]
$\rho$	:	Dichte des Werkstoffs nach Tabelle 11	[kg³/m³]
$c_p$	:	spezifische Wärmekapazität nach Tabelle 11	[J/(kgK)]

Die Wärme aus dem Zahnkontakt wird auf dem Weg an die Gehäuseaußenseite durch eine Reihe von *Bauteilen* transportiert und teilt sich entsprechend der thermischen Widerstände auf. Ausgehend von der Zahnkontakttemperatur kann für den stationären Fall durch Koppelung der Widerstände der einzelnen Bauteile die Temperatur an jeder beliebigen Stelle berechnet werden. Dazu wird mit (Gl. 27) eine globale Wärmebilanz vom Zahnkontakt bis zum jeweiligen Bauteil aufgestellt.

$$T_2 = T_1 + \dot{Q} \cdot R_{\text{th,ges}} \quad (\text{Gl. 27})$$

$T_2$	:	Temperatur im Bauteil	[°C]
$T_1$	:	Temperatur im Zahnkontakt	[°C]
$\partial Q_x / \partial t$	:	Wärmestrom des betrachteten Bauteils	[W]
$R_{\text{th,ges}}$	:	thermischer Gesamtwiderstand bis zum Bauteil	[K/W]

Die *Lager* stellen insofern eine Ausnahme dar, als für sie ein thermischer Widerstand berechnet werden kann, sie jedoch im Betrieb auch eigene Verlustwärme generieren. Diese wird in der Wärmebilanz um das Lager in (Gl. 28) berücksichtigt. Dabei wird auf Grund der geringen Kontaktfläche und der geringen Wärmeleitfähigkeit des Fetts im Vergleich zum Werkstoff Stahl kein Wärmetransport in das Fett berücksichtigt.

$$\frac{\partial E}{\partial t} = 0 = P_{\text{VL}} + \dot{Q}_{\lambda,\text{ein}} - \frac{T_{\text{Lager,i}} - T_{\text{Lager,a}}}{R_{\text{th,Lager}}} \quad (\text{Gl. 28})$$

E	:	Energie	[J]
$P_{\text{VL}}$	:	Lagerverlustleistung	[W]
$T_{\text{Lager,i/a}}$	:	Temperatur am Innenring bzw. Außenring	[°C]
$\partial Q_{\lambda,\text{ein}} / \partial t$	:	Wärmestrom in das Bauteil	[W]
$R_{\text{th,Lager}}$	:	thermischer Gesamtwiderstand des Lagers	[K/W]

Zur Berechnung der thermischen Verhältnisse am *Gehäuse* wird die Gehäusetemperatur vereinfachend als konstant angenommen. Es findet demnach keine Wärmeleitung in der Wand, sondern lediglich senkrecht durch die Wand statt. Außerdem wird der Wärmestrom an die innere Gehäusewand vereinfacht als Gesamtwärmestrom an bzw. durch eine Platte (mit einer Oberfläche identisch zur Fläche des Gehäuses) betrachtet. Für die mittlere Temperatur im Gehäuseinneren wird eine globale Wärmebilanz über alle vorhandenen Widerstandsstränge aufgestellt. Die mittlere Temperatur an der Gehäuseinnenseite wird analog (Gl. 27) berechnet. Für die Ermittlung der

Temperatur an der Gehäuseoberfläche werden die Wärmetransportvorgänge an einem differentiellen Element des Gehäuses betrachtet. Bei Berücksichtigung der Wärmeübertragung durch Leitung gilt (Gl. 29).

$$\frac{\partial E}{\partial t} = 0 = \dot{Q}_{\lambda,x} - \dot{Q}_{\lambda,x+\Delta x} = \dot{Q}_{\lambda,x} - \left( \dot{Q}_{\lambda,x} + \frac{\partial \dot{Q}_{\lambda,x}}{\partial x} \cdot \Delta x \right) = -\frac{\partial}{\partial x} \left( -\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) \quad (\text{Gl. 29})$$

E	:	Energie	[J]
$\partial Q/\partial x$	:	Wärmestrom	[W]
x	:	Ortskoordinate	[-]
T	:	Temperatur	[°C]

Die allgemeine Lösung für (Gl. 29) zeigt (Gl. 30):

$$T(x) = C_1 \cdot x + C_2 \quad (\text{Gl. 30})$$

T(x)	:	Temperatur an der Stelle x	[°C]
C <sub>1</sub> , C <sub>2</sub>	:	Konstanten	[-]
x	:	Ortskoordinate	[-]

Bei Berücksichtigung von Wärmeübertragung durch Konvektion und Wärmeleitung an die umgebende Luft und an das Fundament ergibt sich die Konstante C<sub>1</sub> nach (Gl. 32) sowie die Konstante C<sub>2</sub> nach (Gl. 32).

$$C_1 = -\frac{(a_\lambda \cdot \alpha_L + (1 - a_\lambda) \cdot \lambda_L) \cdot (T_i - T_\infty)}{\lambda_L + a_\lambda \cdot \alpha_L \cdot s + (1 - \alpha_L) \cdot \lambda_L \cdot s} \quad (\text{Gl. 31})$$

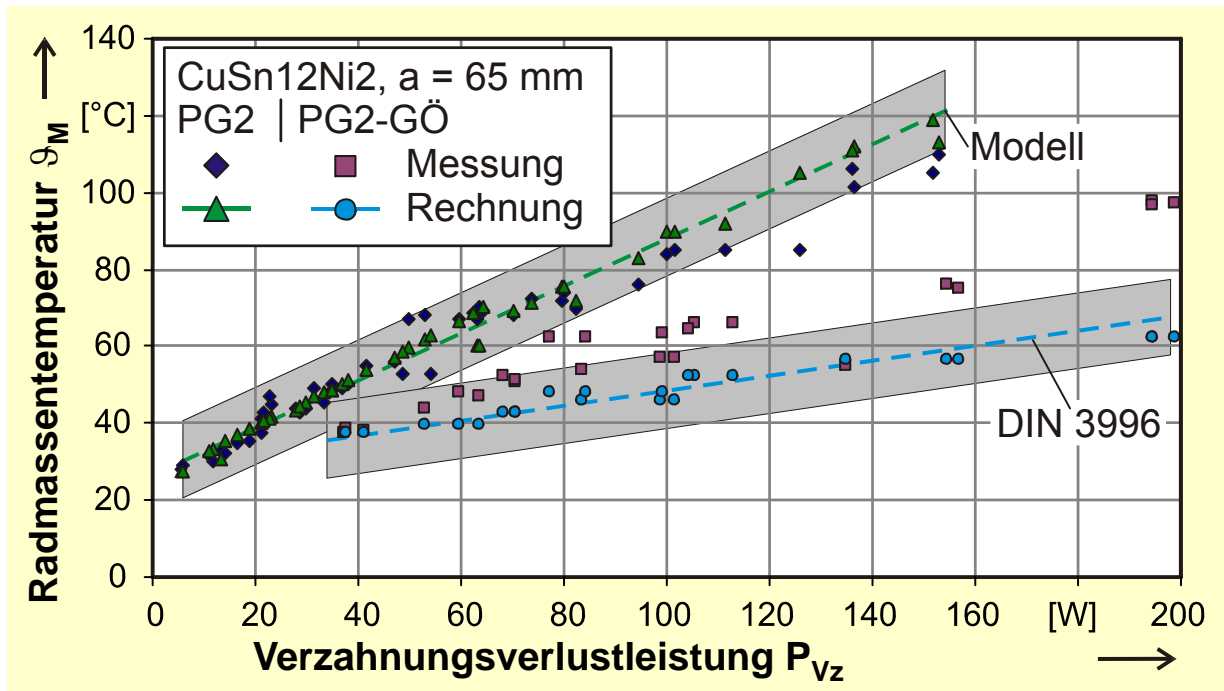
$$C_2 = T_i \quad (\text{Gl. 32})$$

C <sub>1</sub>	:	Konstanten	[-]
T <sub>i</sub>	:	Temperatur an der Gehäuseinnenseite	[°C]
T <sub>∞</sub>	:	Umgebungstemperatur	[°C]
a <sub>λ</sub>	:	Anteil des Wärmestroms in das Fundament	[-]
α <sub>L</sub>	:	Wärmeübergangskoeffizient Gehäuse-Fundament	[W/(m²K)]
λ <sub>L</sub>	:	Wärmeleitfähigkeitskoeffizient	[W/(mK)]
s	:	Dicke der Platte (der Gehäusewand)	[mm]

Mit Hilfe des Modells können so unter Vorgabe von Betriebsbedingungen und Geometrie die Temperaturen an jedem Element des Getriebes berechnet werden. Bild 92 zeigt beispielhaft die berechnete Radmassentemperatur im Vergleich zur gemessenen Radmassentemperatur für Versuche in Baugröße a = 65 mm und Schmierung mit PG2. Die Grenzen der Darstellung ergeben sich dabei aus den maximalen Werten der Verlustleistung und der entsprechenden Massentemperatur bei höchster Last und maximaler Antriebsdrehzahl. Es ist eine sehr gute Übereinstimmung zwischen der modellbasierten Berechnung und den Messwerten zu erkennen.

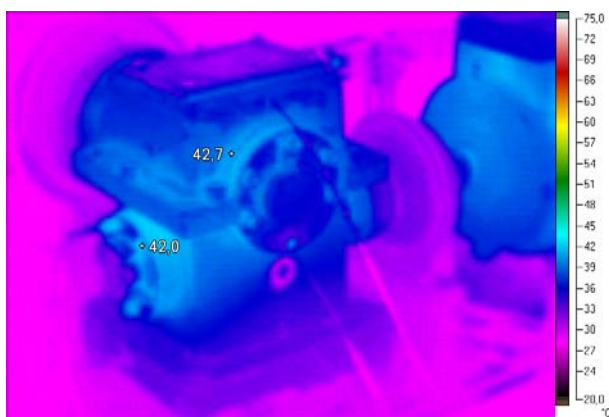
Bild 92 zeigt weiter die Gegenüberstellung von nach [D11] berechneter und der in den Laststufentests gemessenen Radmassentemperatur für Schmierung mit dem Grundöl PG2-GÖ. Es ist zu erkennen, dass die gemessenen Temperaturen bei Ölschmierung höher liegen als zu erwarten. Die in [D11] verwendeten Näherungsgleichungen sind mit einer Grenzabweichung von ±10 K an-

gegeben. Dieser Wert wird im Bereich höherer Verzahnungsverlustleistungen noch überschritten. Das eingezeichnete Streuband entspricht einer Abweichung von  $\pm 10$  K.

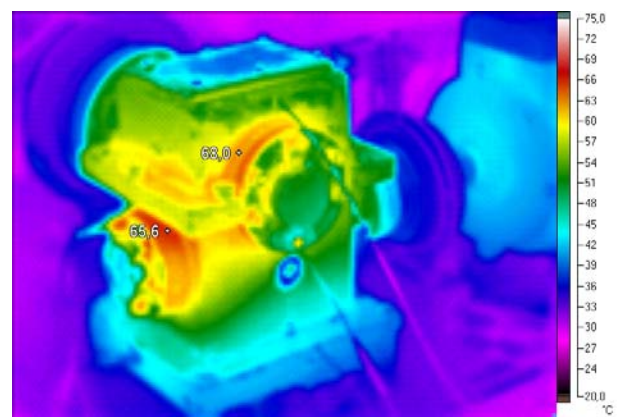


**Bild 92:** Vergleich zwischen der nach 6.1.1 berechneten und der gemessenen Radmassentemperatur

Bild 93 und Bild 94 zeigen die Infrarotaufnahme ( $\varepsilon = 0,95$ ) des Prüfgehäuses  $a = 65$  mm für die beiden Antriebsdrehzahlen  $n_1 = 150$  und  $500 \text{ min}^{-1}$  und Schmierung mit dem Fett PG1. Es ist deutlich sichtbar, dass das Gehäuse keine einheitliche Oberflächentemperatur aufweist, sondern die Temperatur im Bereich der Lager deutlich erhöht ist. Die Oberflächentemperaturen liegen jedoch auf dem Niveau der mit dem oben beschriebenen Modell berechneten mittleren Gehäusetemperaturen von  $\Theta_{G,m} = 34 \text{ °C}$  ( $n_1 = 150 \text{ min}^{-1}$ ) und  $51 \text{ °C}$  ( $n_1 = 500 \text{ min}^{-1}$ ).



**Bild 93:** IR-Aufnahme bei Schmierung mit PG1 ( $n_1 = 150 \text{ min}^{-1}$ ,  $T_2 = 106 \text{ Nm}$ )



**Bild 94:** IR-Aufnahme bei Schmierung mit PG1 ( $n_1 = 500 \text{ min}^{-1}$ ,  $T_2 = 106 \text{ Nm}$ )

### 6.1.2 Vereinfachter Berechnungsansatz für die Massentemperatur

Die Versuchsergebnisse zur Radmassentemperatur lassen sich durch eine empirische Näherungsformel darstellen, die starke Ähnlichkeiten mit den in [N1] angegebenen Zusammenhängen bei Öl-Einspritzschmierung ausweist. Dazu muss lediglich die Öl-Einspritztemperatur durch einen geeigneten drehzahlabhängigen Startwert ersetzt werden. Mit dieser Näherungsformel (Gl. 33) lassen sich die Messwerte bei Versuchsbedingungen im quasistationären Zustand gut nachbilden. Die Übertragbarkeit auf andere Baugrößen und Geometrien ist angesichts der insgesamt hohen Streuung kritisch zu betrachten. Innerhalb des Gültigkeitsbereichs kann die Näherungsformel durch eigene Messungen angepasst werden.

$$\vartheta_M = \vartheta_0 + 0,13 \cdot K_n \cdot K_{v40} \cdot K_S \cdot P_{Vz} \quad \text{(Gl. 33)}$$

$\vartheta_M$	:	Massentemperatur des Schneckenrades	[°C]
$\vartheta_0$	:	Starttemperatur	[°C]
$K_n$	:	Drehzahlfaktor nach (Gl. 34)	[-]
$K_n$	:	Viskositätsfaktor nach (Gl. 35)	[-]
$K_S$	:	Baugrößenfaktor nach (Gl. 36)(Gl. 37)	[-]
$P_{Vz}$	:	Verzahnungsverlustleistung	[W]

Dabei berechnet sich die Starttemperatur nach (Gl. 34):

$$\begin{aligned} \text{für } n_1 < 150 \text{ min}^{-1} : \vartheta_0 &= \vartheta_\infty \\ \text{für } n_1 \geq 150 \text{ min}^{-1} : \vartheta_0 &= \vartheta_\infty \cdot (1 + 0,0013 \cdot (n_1 - 150)) \end{aligned} \quad \text{(Gl. 34)}$$

$\vartheta_0$	:	Starttemperatur	[°C]
$\vartheta_\infty$	:	Umgebungstemperatur	[°C]
$n_1$	:	Antriebsdrehzahl	[min <sup>-1</sup> ]

Der Drehzahlfaktor  $K_n$  wird nach (Gl. 35) berechnet.

$$\begin{aligned} \text{für } n_1 < 150 \text{ min}^{-1} : K_n &= \left( \frac{i \cdot 72,5}{150} \right)^{0,35} \\ \text{für } n_1 \geq 150 \text{ min}^{-1} : K_n &= \left( \frac{i \cdot 72,5}{n_1} \right)^{0,35} \end{aligned} \quad \text{(Gl. 35)}$$

$K_n$	:	Drehzahlfaktor nach [D11]	[-]
$i$	:	Übersetzung	[-]
$n_1$	:	Antriebsdrehzahl	[min <sup>-1</sup> ]

Der Viskositätsfaktor wird mit (Gl. 36) auf die kinematische Grundölviskosität bei 40°C bezogen.

$$K_{v40} = \left( \frac{v_{40}}{90} \right)^{0,1} \quad \text{(Gl. 36)}$$

$K_{v40}$	:	Viskositätsfaktor	[-]
$v_{40}$	:	kinematische Viskosität bei 40 °C	[mm <sup>2</sup> /s]

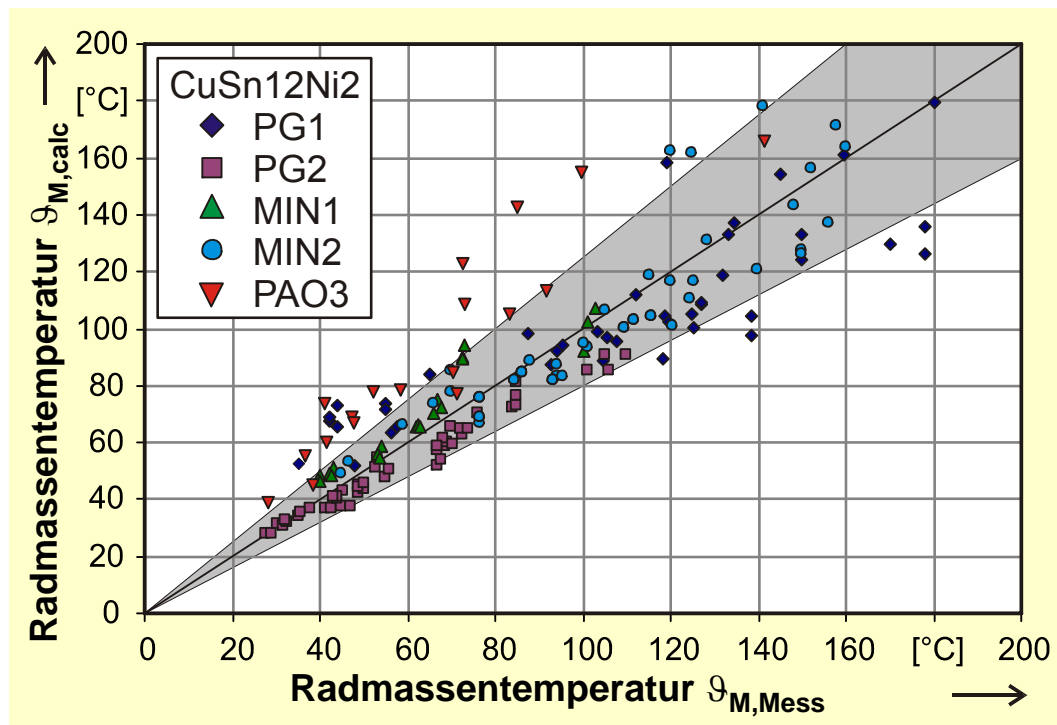


Der Baugrößenfaktor wird mit (Gl. 37) berechnet.

$$K_s = \left( \frac{160}{a} \right)^{0,6} \quad (\text{Gl. 37})$$

$K_s$	:	Baugrößenfaktor nach [D11]	[-]
$a$	:	Achsabstand	[mm]

Die Radmasstentemperaturen lassen sich mit Hilfe von (Gl. 33) berechnen und den Messwerten gegenüberstellen. Bild 95 zeigt diese Gegenüberstellung mit einem eingezeichneten Streuband von  $\pm 20\%$ . Das Phänomen steigender Streuung mit steigender Radmasstentemperatur führt dazu, dass ab einer Massentemperatur von ca.  $100\text{ }^\circ\text{C}$  mit Grenzabweichungen oberhalb von  $\pm 15\text{ K}$  gerechnet werden muss. Beim Fett PG1 wurden auch höhere Abweichungen beobachtet. Oberhalb einer fettspezifisch kritischen Temperatur (vgl. Abschnitt 6.1.3) sind die Abweichungen erheblich stärker. Für das Fett PAO3 ergeben sich abweichend davon rechnerisch höhere Massentemperaturen als gemessen. Ab einer Massentemperatur von ca.  $60\text{ }^\circ\text{C}$  verstärkt sich diese Tendenz. Diese beiden Fette besitzen die niedrigste (PG1) und höchste (PAO3) Grundölviskosität der untersuchten Fette. Demzufolge scheint die Näherungsformel (Gl. 33) für diese Bedingungen an die Grenzen ihrer Gültigkeit zu stoßen. Im schneckengetriebetypischen Bereich zwischen ca.  $131 \leq v_{40} \leq 446$  sind die Übereinstimmungen jedoch als gut zu betrachten.



**Bild 95:** Vergleich zwischen der nach 6.1.2 berechneten und der gemessenen Radmasstentemperatur

### 6.1.3 Berechnung der Temperatursicherheit

Eine Temperatursicherheit für fettgeschmierte Schneckengetriebe lässt sich in Anlehnung an das Vorgehen für Ölumpfschmierung nach [D11] mit (Gl. 38) formulieren. Darin tritt anstelle der Temperatur im Ölsumpf die Massentemperatur  $\vartheta_M$  als maßgebliche, den örtlich gebundenen Schmierstoff beanspruchende Temperatur. Höhere Temperaturen führen zu einem Absinken der Lebensdauer der Schmierstoffe und beanspruchen durch die gegenüber Ölen verstärkte Wärmeleitung verstärkt die eingesetzten Dichtelemente.

$$S_T = \frac{\vartheta_{M \text{ lim}}}{\vartheta_M} \geq S_{T \text{ lim}} \quad (\text{Gl. 38})$$

$S_T$	:	Temperatursicherheit	[-]
$S_{T \text{ lim}}$	:	Mindest-Temperatursicherheit	[-]
$\vartheta_{M \text{ lim}}$	:	zulässige Massentemperatur	[°C]
$\vartheta_M$	:	auftretende Massentemperatur	[°C]

Als Maximalwert für die zulässige Massentemperatur  $\vartheta_{M \text{ lim}}$  werden zwei Kriterien vorgeschlagen:

- Die maximale Gebrauchstemperatur des jeweiligen Fetts  $\vartheta_{F \text{ max}}$ , bis zu der ein Versagen der Schmierwirkung des Fetts durch Wärmeeinwirkung ausgeschlossen werden kann.
- Der Grenzwert der Massentemperatur  $\vartheta_{M, \text{ JW}}$ , ab der nach Versuchsergebnissen (vgl. Abschnitt 6.2.2) Abweichung der Verschleißintensität von mehr als  $\pm 100\%$  des Erwartungswerts auftreten können.

Tabelle 19 zeigt die zulässigen Massentemperaturen für die einzelnen Fette.

**Tabelle 19:** Grenztemperaturen

Fett	maximale Gebrauchstemperatur $\vartheta_{F \text{ max}}$ nach Tabelle 4 [°C]	Grenztemperatur $\vartheta_{M, \text{ JW}}$ für $\pm 100\%$ Schwankung [°C]
PG1	120	103
PG2	160	84
MIN1	160	67
MIN2	140	101
PAO3	160	105

Die auftretende Massentemperatur  $\vartheta_M$  wird aus einer vereinfachten thermodynamischen Modellierung nach Abschnitt 6.1.1 oder mit der Näherungslösung nach Abschnitt 6.1.2 bestimmt.

Die geforderte Mindest-Temperatursicherheit  $S_{T \text{ min}}$  richtet sich nach den Anforderungen des Einsatzfalls. In der Regel kann eine Mindest-Temperatursicherheit  $S_{T \text{ min}} = 1,1$  angenommen werden. Dabei bietet die Wahl der Mindest-Temperatursicherheit die Möglichkeit, die auftretende Streuung der Verschleißintensität weiter zu beschränken.

Instationäre Betriebsbedingungen, wie sie während des Anfahrens und bei Aussetzbetrieb auftreten, sind nicht Gegenstand der hier dargestellten Betrachtung. Eine übertragbare numerische wie auch Näherungslösung bietet [H4].

## 6.2 Verschleißtragfähigkeit fettgeschmierter Schneckengetriebe

Die Berechnung der Verschleißtragfähigkeit erfolgt nach [D11]. Das dortige Verfahren geht auf [K8] zurück und wurde durch [N3] und [N1] zum jetzigen Stand entwickelt. Die Berechnung basiert auf einem Zusammenhang zwischen dem geometrieabhängigen Gleitweg der Verzahnung  $s_{Wm}$  und dem auftretenden abrasiven Verschleiß im Normalschnitt  $\delta_{Wn}$  des Radzahns bei einer Verschleißintensität  $J_W$  (Gl. 39).

$$\delta_{Wn} = J_W \cdot s_{Wm} \quad \text{(Gl. 39)}$$

$\delta_{Wn}$	:	Abtrag im Normalschnitt	[mm]
$J_W$	:	Verschleißintensität	[-]
$s_{Wm}$	:	Verschleißweg	[mm]

Der Abtrag im Normalschnitt  $\delta_{Wn}$  kann nach (Gl. 40) aus dem gemessenen Betriebsverschleiß  $\Delta m_B$  im Versuch berechnet werden.

$$\delta_{Wn} = \frac{\Delta m_B \cdot t_V}{\rho_{Rad} \cdot A_{Fl}} \quad \text{(Gl. 40)}$$

$\delta_{Wn}$	:	Abtrag im Normalschnitt	[mm]
$\Delta m_B$	:	Betriebsverschleiß	[mg/h]
$t_V$	:	Laufzeit des Versuchs	[h]
$\rho_{Rad}$	:	Dichte des Radwerkstoffs nach Tabelle 11	[mg/mm <sup>3</sup> ]
$A_{Fl}$	:	Flankenfläche nach Tabelle 7	[mm <sup>2</sup> ]

Die Verschleißintensität  $J_W$  lässt sich nach [D11] mit (Gl. 41) aus einer für eine Werkstoff-Schmierstoff-Kombination charakteristische Bezugs-Verschleißintensität  $J_{0T}$  berechnen.

$$J_W = J_{0T} \cdot W_{ML} \cdot W_{NS} \cdot W_{Ref} \quad \text{(Gl. 41)}$$

$J_W$	:	Verschleißintensität	[-]
$J_{0T}$	:	Bezugs-Verschleißintensität	[-]
$W_{ML}$	:	Werkstoff-Schmierstofffaktor nach [D11]	[-]
$W_{NS}$	:	Startfaktor nach [D11]	[-]
$W_{Ref}$	:	Referenzfaktor für den Werkstoffeinfluss nach Abschnitt 0	[-]

Der Werkstoff-Schmierstoff-Faktor gibt den Einfluss des Werkstoffs bei Verwendung eines bestimmten Schmierstofftyps an. Die Bezugs-Verschleißintensität  $J_{0T}$  wird aus dem Schmierspalthöhenkennwert  $K_W$  mit (Gl. 42) berechnet.

$$J_{0T} = A \cdot 10^{-9} \cdot K_W^B \quad \text{(Gl. 42)}$$

$J_{0T}$	:	Bezugs-Verschleißintensität	[-]
$K_W$	:	Schmierspalthöhenkennwert	[-]
A, B	:	Koeffizienten	[-]

Der Schmierpalthehöhenkennwert  $K_W$  wird dabei aus der minimalen mittleren Schmierpaltdicke  $h_{\min m}$  unter Berücksichtigung der dynamischen Viskosität des Schmierstoffs im Schmierstoff-Strukturfaktor  $W_S$  sowie der Pressungsabhängigkeit im Pressungsfaktor  $W_H$  mit (Gl. 43) bestimmt. Darin wird die minimale mittlere Schmierpaltdicke  $h_{\min m}$  bei Massentemperatur mit (Gl. 6) berechnet.

$$K_W = h_{\min m} \cdot W_S \cdot W_H \quad (\text{Gl. 43})$$

$K_W$	:	Schmierpalthehöhenkennwert	[-]
$h_{\min m}$	:	minimale mittlere Schmierpaltdicke	[ $\mu\text{m}$ ]
$W_S$	:	Schmierstoff-Strukturfaktor	[-]
$W_H$	:	Pressungsfaktor	[-]

Die Werte der einzelnen zur Berechnung der Verschleißintensität benötigten Faktoren sind in Tabelle 20 aufgeführt.

**Tabelle 20:** Faktoren für die Berechnung der Verschleißintensität

	Rad aus Bronze			Rad aus Gusseisen		
	PG	PAO	MIN	PG	PAO	MIN
$W_S$ [-]	$\frac{1}{\eta_{0M}^{0,35}}$	$\frac{1}{\eta_{0M}^{0,35}}$	1	$\frac{1}{\eta_{0M}^{0,35}}$	1	1
$W_H$ [-]	$\left(\frac{450}{\sigma_{Hm}}\right)^{4,5}$ für $\sigma_{Hm} \geq 450 \frac{N}{\text{mm}^2}$ 1 für $\sigma_{Hm} < 450 \frac{N}{\text{mm}^2}$			$\left(\frac{300}{\sigma_{Hm}}\right)^{1,4}$		

### 6.2.1 Referenzversuche

Zur Bestimmung des Werkstoffeinflusses auf die Verschleißintensität werden zunächst Versuche mit den Radsätzen der Baugröße  $a = 100$  mm aus Schleuderguss (GZ) und den Rädern der Baugröße  $a = 65$  mm aus behandelter Stranggussbronze (GCB, Charge 1) bei Schmierung mit PG1-GÖ durchgeführt. Die Darstellung der Verschleißintensität erfolgt darin gegenüber der Bezugsverschleißintensität nach [D11]. Die Referenzkurven unterscheiden die Art der Schmierung, die Werkstoffkombination der Verzahnung sowie die Grundölart des Öls. Die Referenzkurve für Polyglykole in Einspritzschmierung mit Schneckenrädern aus Bronze geht dabei auf Versuche mit dem Öl S2/220 bei [N1] zurück. Das gleiche Öl wurde für die hier aufgeführten Untersuchungen unter der Bezeichnung PG4R verwendet.

Bild 96 zeigt die Ergebnisse der Versuche. Es zeigt sich, dass bei Verwendung von PG1-GÖ eine starke Streuung auftritt, aber nur geringe Unterschiede zwischen den beiden untersuchten Bronzen und Baugrößen bestehen. Dies gilt insbesondere im Bereich geringer Schmierpalthöhenkennwerte. Es zeigt sich innerhalb der üblichen Schwankungsbreite ein vergleichbares Verschleißverhalten beider Bronzen. Gegenüber dem Referenzöl PG4R, welches auch in [D11] als Referenz verwendet wird, ergibt sich eine mittlere Abweichung von  $\Delta k = 3,7$ .

Versuche mit dem Öl PG4R und den Rädern aus Schleudergussbronze ergeben Verschleißwerte, die um den Faktor  $\Delta k = 10,5$  über der Referenzkurve liegen.

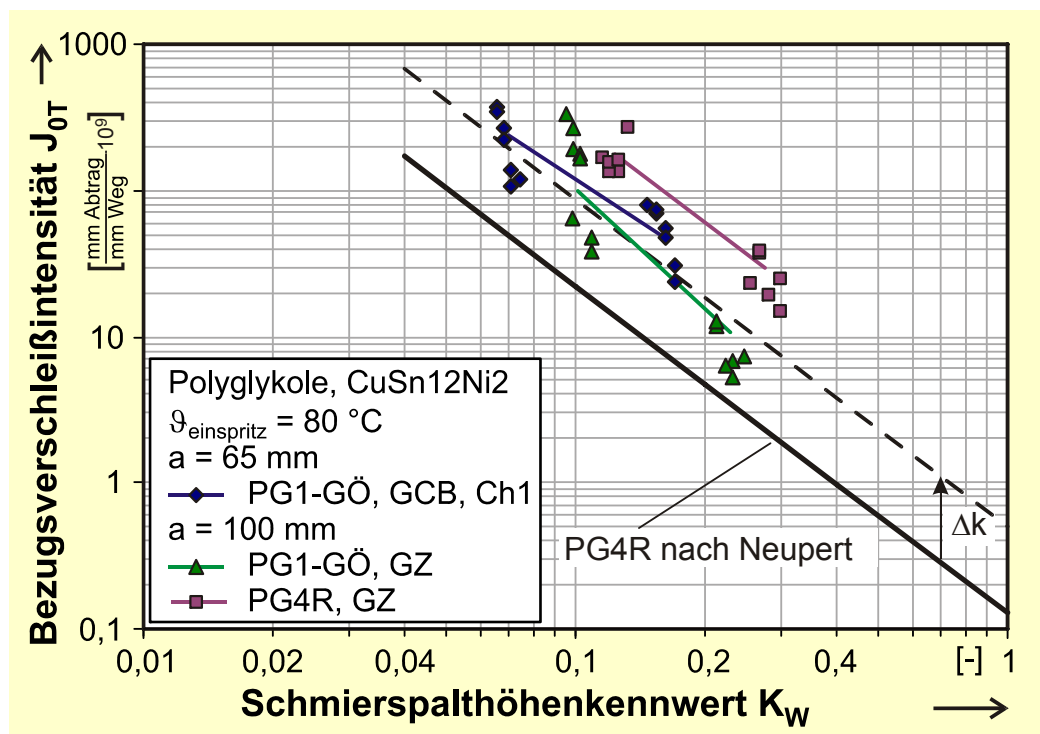


Bild 96: Bezugsverschleißintensität für PG1-GÖ und PG4R

Im Faktor  $\Delta k$  sind die Einflüsse von Öl und Werkstoff kombiniert berücksichtigt. Um den Einfluss von Werkstoff und Öl trennen zu können, wurden daher ergänzende Versuche mit dem Öl PG4R durchgeführt. Die Einordnung der behandelten Stranggussbronze der Charge 2 erfolgt durch Referenzversuche bei Schmierung mit PG4R.

Bild 97 zeigt die Referenzkurve nach [D11] sowie Versuche von [R1] und Weisel [W3] im Vergleich zu eigenen Messwerten für Radsätze der Baugröße  $a = 100$  mm aus Schleudergussbronze GZ sowie Radsätze der Baugröße  $a = 65$  mm aus Charge 2 der behandelten Stranggussbronze GCB. Geschmiert wird jeweils mit dem Öl PG4R in Einspritzschmierung.

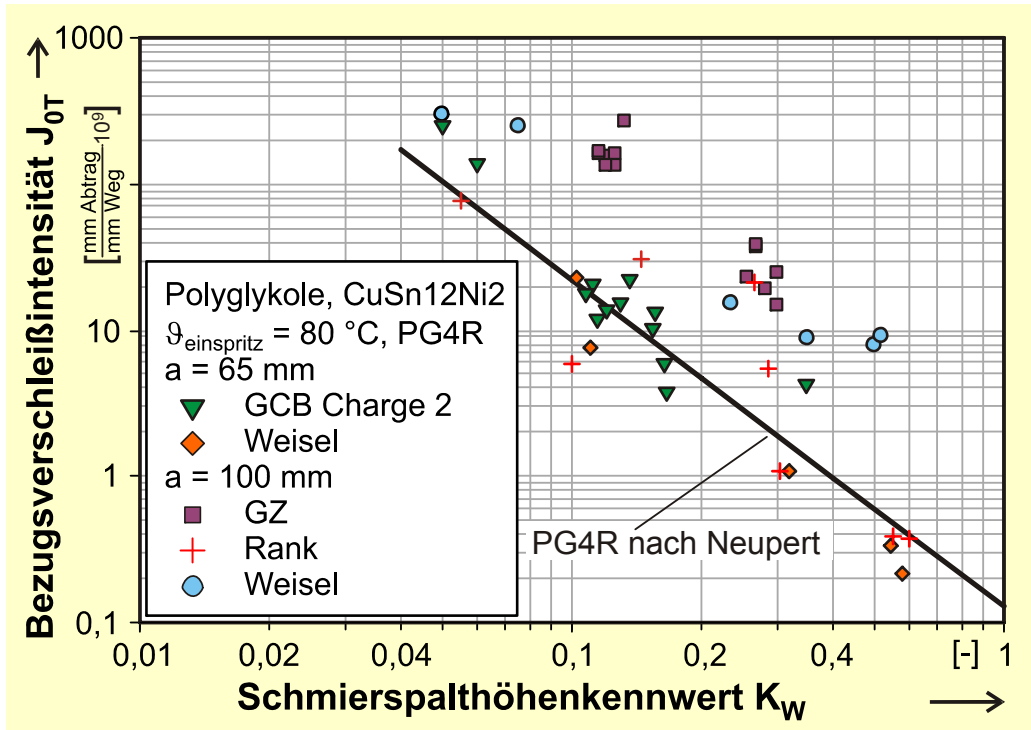


Bild 97: Bezugsverschleißintensität für PG4R

Es ist zu erkennen, dass die einzelnen Versuchsreihen deutlich unterschiedliche Werte aufweisen und auch innerhalb einer Versuchsreihe deutlich streuen können. Daraus lässt sich ein erheblicher Einfluss des Werkstoffs auf die Verschleißintensität folgern. Eine Untersuchung der entsprechenden Radbronzen brachte jedoch keinen Hinweis auf relevante Einflussfaktoren des Gefüges (vgl. Anhang).

Während die Versuche von Weisel in Baugröße  $a = 65$  mm und die Versuche von Rank in Baugröße  $a = 100$  mm die Referenzkurve im Wesentlichen bestätigen, liegen die Versuche von Weisel in Baugröße  $a = 100$  mm sowie die eigenen Versuche deutlich oberhalb der Referenz. Für die eigenen Versuche mit Schleudergussbronze beträgt die Abweichung etwa Faktor 10,5. Auf Grund der Ergebnisse in Bild 96 kann für die behandelte Stranggussbronze der Charge 1 der gleiche Faktor angenommen werden. Damit weisen diese beiden Werkstoffe mit PG1-GÖ eine niedrigere Bezugsverschleißintensität auf als mit PG4R. Die eigenen Versuche der Baugröße  $a = 65$  mm mit behandelte Stranggussbronze der Charge 2 liegen abweichend dazu im Mittel um den Faktor 1,1 oberhalb der Referenzkurve. Um das grundsätzliche Vorgehen nach [D11] beibehalten zu können, nach dem für jede Werkstoff-Schmierstoff-Kombination ein spezifischer Kennwert  $W_{ML}$  definiert ist, wird der Einfluss des Rad-

Tabelle 21: Referenzfaktoren  $W_{Ref}$  für die Berechnung der Verschleißintensität

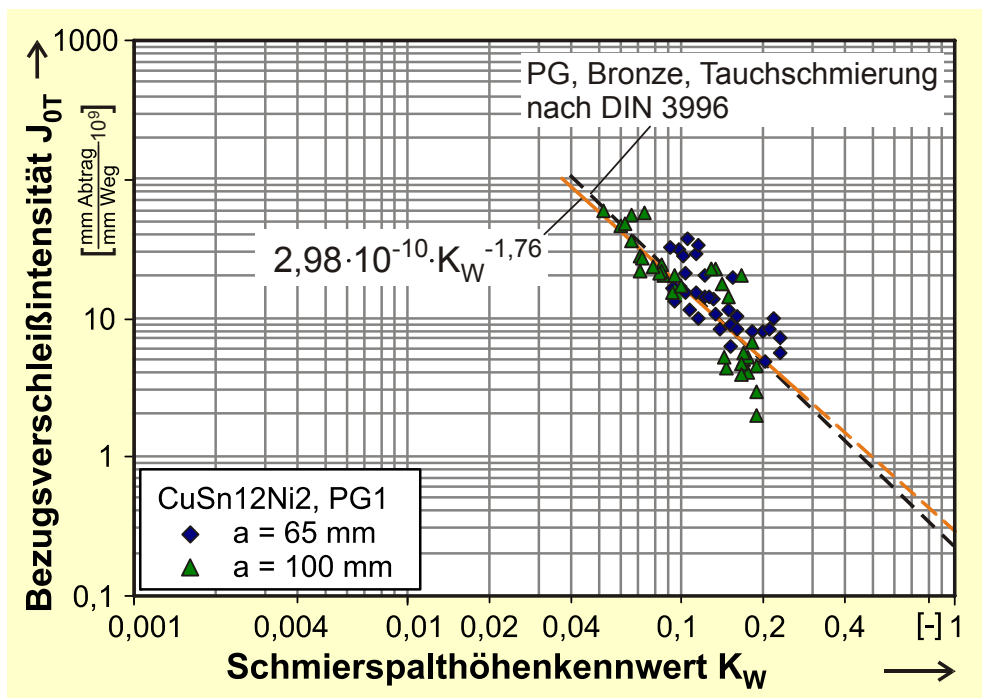
Werkstoff	$W_{Ref}$
GZ ( $a = 100$ mm)	10,5
GCB ( $a = 65$ mm, Charge 1)	10,5
GCB ( $a = 65$ mm, Charge 2)	1,1

werkstoffs über einen Referenzfaktor  $W_{\text{Ref}}$  in (Gl. 41) berücksichtigt. Dieser ergibt sich nach den Ergebnissen aus Bild 96 und Bild 97 und ist in Tabelle 21 dargestellt.

### 6.2.2 Einordnung im Vergleich zur Bezugsverschleißintensität $J_{0T}$

In der Folge werden für die einzelnen an den Schneckenprüfständen untersuchten Fette die nach Abschnitt 6.1.3 aus dem Betriebsverschleiß  $\Delta m_B$  berechneten Bezugsverschleißintensitäten  $J_{0T}$  über dem Schmierpalthöhenkennwert  $K_W$  für jeden Versuchspunkt angegeben. Aus den Ergebnissen werden durch Regressionsrechnung Ausgleichskurven bestimmt, die geeignet sind, die Verschleißintensität des Versuchsfetts geometrieunabhängig anzugeben.

Bild 98 zeigt die Bezugsverschleißintensität  $J_{0T}$  über dem Schmierpalthöhenkennwert  $K_W$  für das Fett PG1 und die Versuche beider Baugrößen unter Berücksichtigung des Werkstoffeinflusses nach Tabelle 21. Es ist zu erkennen, dass die Bezugsverschleißintensität auf dem nach [D11] für Öl-Tauchschmierung zu erwartenden Niveau liegt. Die Steigung der Ausgleichsgeraden ist nahezu deckungsgleich mit der Referenz.



**Bild 98:** Bezugsverschleißintensität für Versuche mit PG1, Räder aus Bronze

Auf den folgenden Seiten sind die entsprechenden Diagramme für die anderen Versuchsfette aufgeführt.

Bild 99 und Bild 100 zeigen die Bezugsverschleißintensität für das Modellfett mit Additivierung PG2 und ohne Additivierung PG2o, jeweils in Baugröße  $a = 65$  mm und für Versuche mit Rädern aus behandelte Stranggussbronze CuSn12Ni2-GCB. Beide Fette weisen gegenüber der Referenz für Öl-Tauchschmierung nach [D11] eine höhere Verschleißintensität auf.

Bild 101 zeigt die Ergebnisse für das Fett MIN1 in den Baugrößen  $a = 65$  mm und  $a = 100$  mm. Bild 102 die Ergebnisse für das Fett MIN2 in Baugröße  $a = 65$  mm. Die beiden mineralölbasierten Fette weisen niedrigere Verschleißintensitäten auf als für Öl-Tauchschmierung nach [D11] zu erwarten, bei vergleichbarem Verhalten (Steigung) über dem Schmierpalthöhenkennwert.

Bild 103 zeigt die Ergebnisse beider Baugrößen für das Fett PAO3. Die Bezugsverschleißintensität liegt hier für geringe Werte des Schmierpalthöhenkennwerts auf einem mit [D11] vergleichbaren Niveau. Sie steigt jedoch im Bereich höherer Kennwerte deutlich über die Referenz an.

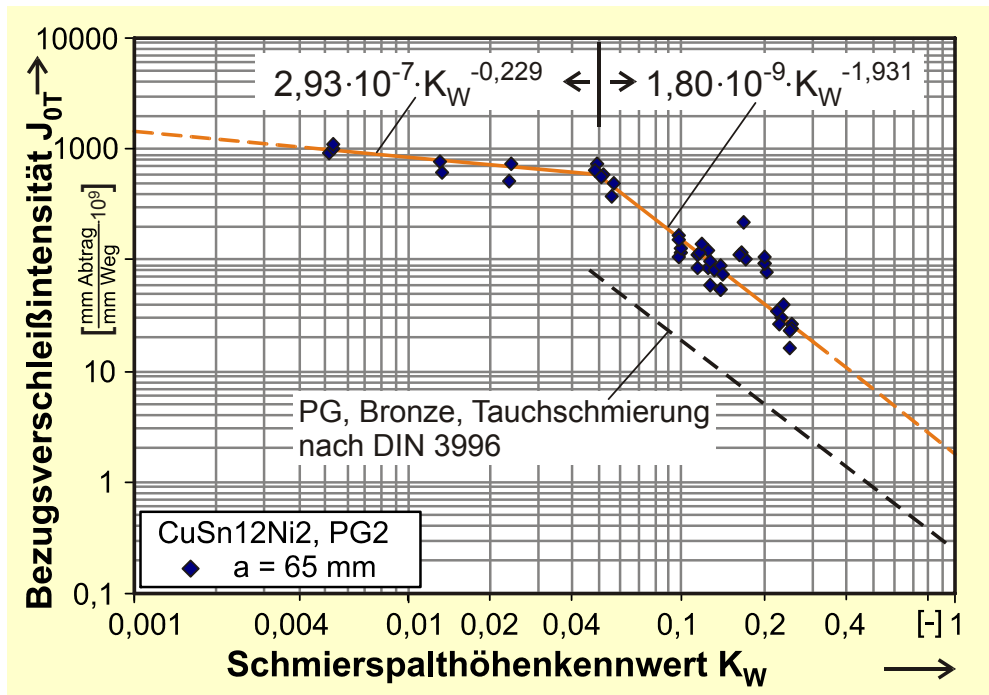


Bild 99: Bezugsverschleißintensität für Versuche mit PG2, Räder aus Bronze

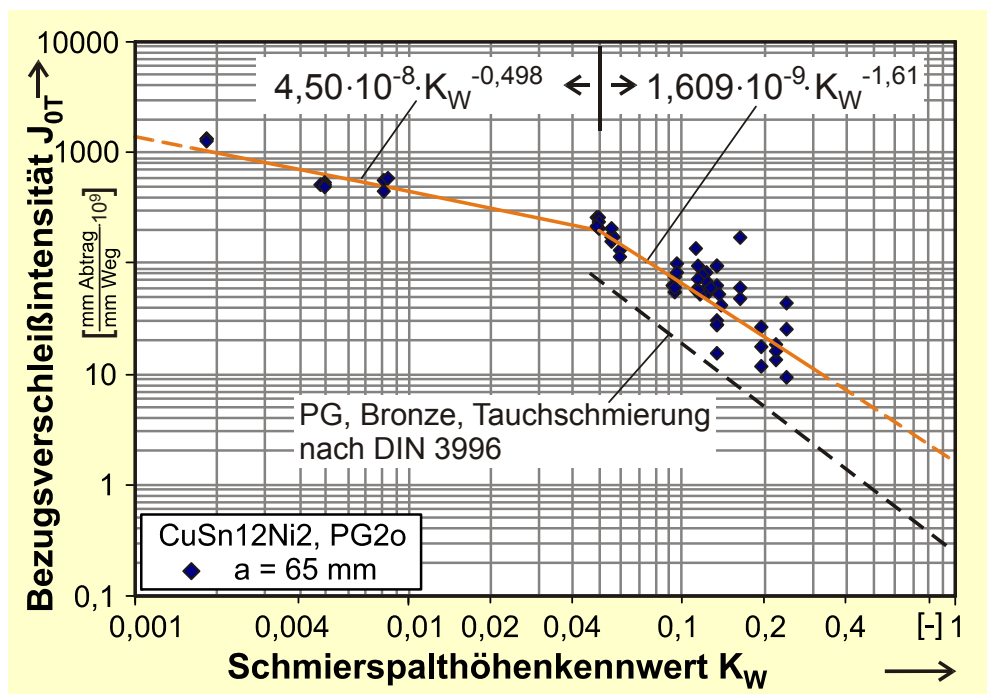


Bild 100: Bezugsverschleißintensität für Versuche mit PG2o, Räder aus Bronze



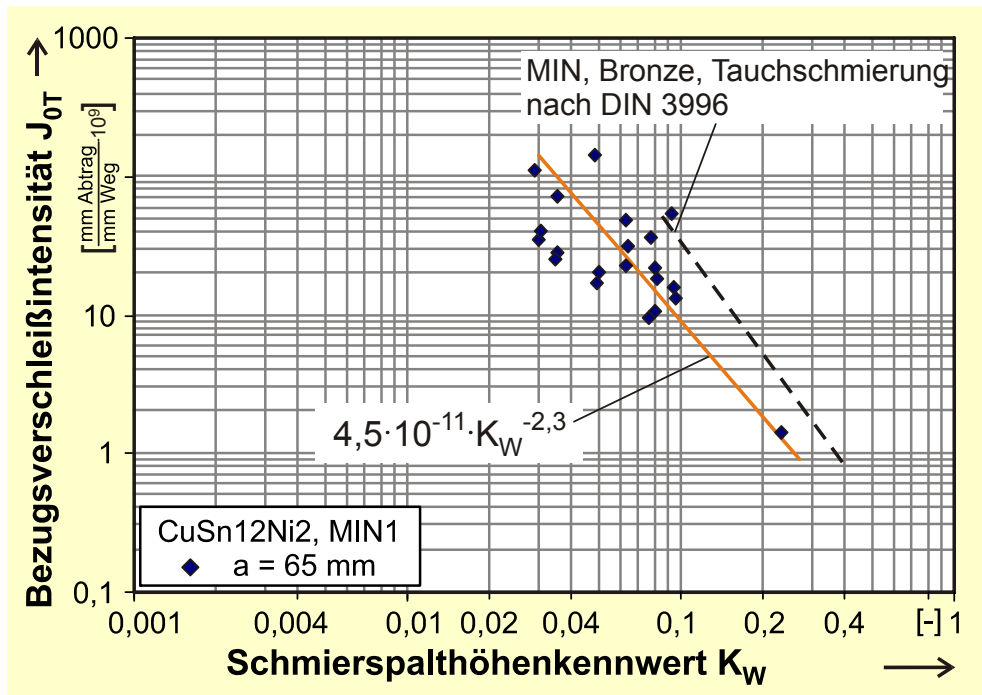


Bild 101: Bezugsverschleißintensität für Versuche mit MIN1, Räder aus Bronze

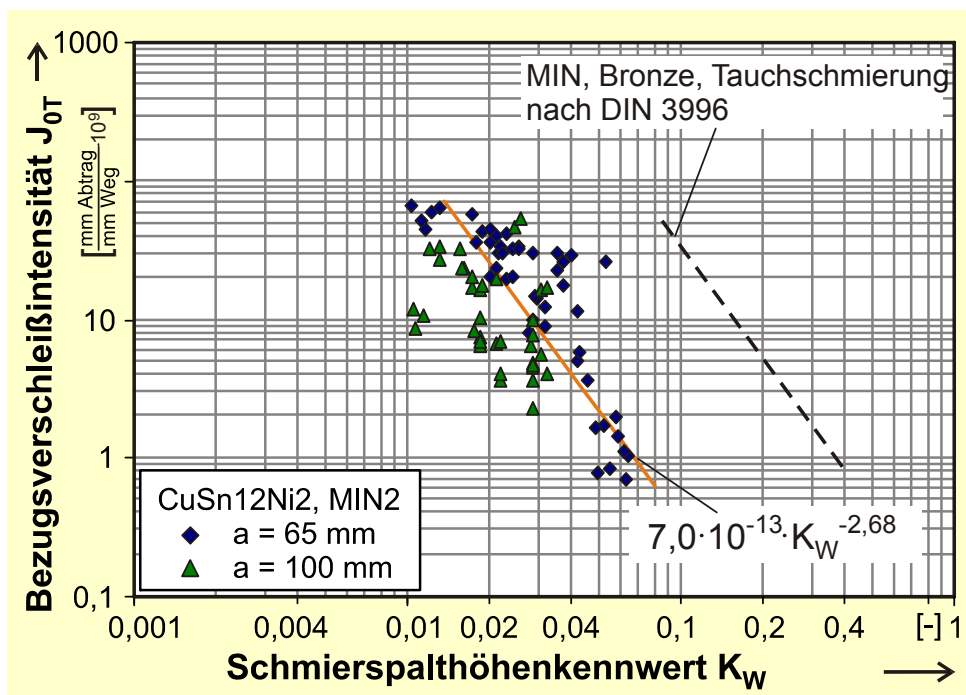


Bild 102: Bezugsverschleißintensität für Versuche mit MIN2, Räder aus Bronze

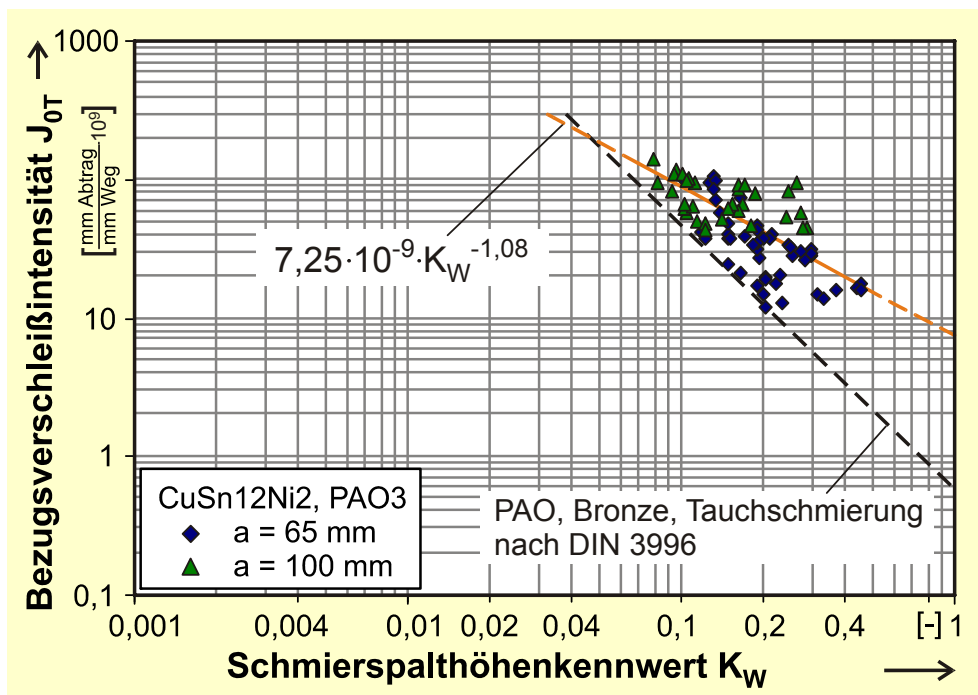


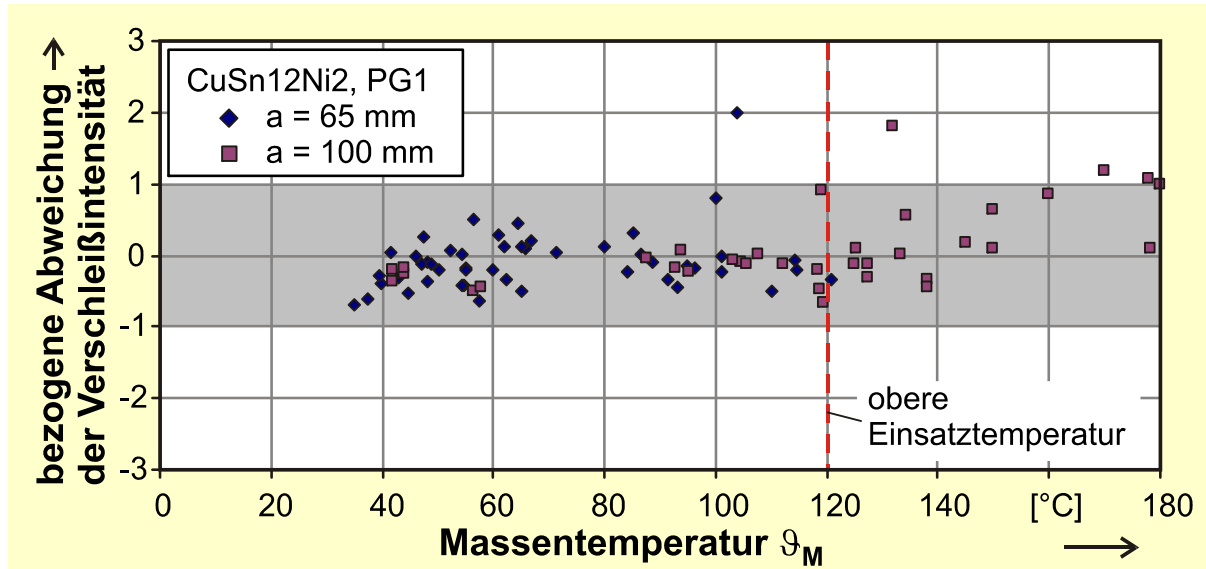
Bild 103: Bezugsverschleißintensität für Versuche mit PAO3, Räder aus Bronze

Aus den Messwerten wird für jedes Fett durch Regressionsrechnung eine Ausgleichskurve für die Bezugsverschleißintensität berechnet. Tabelle 22 zeigt hierzu die Koeffizienten für die Form nach (Gl. 42) sowie den Gültigkeitsbereich der Regressionsgeraden und das 90%-Konfidenzintervall der Streuung. Als Streuung wird nach (Gl. 10) die Abweichung des Messwerts vom Erwartungswert, bezogen auf den Erwartungswert definiert. Die Abweichung von der Ausgleichskurve ist mit maximal  $f_{rel} = -100\%/+150\%$  im 90%-Konfidenzintervall relativ groß. Eine Ausdehnung der schon umfangreichen Versuche zur Einschränkung des Konfidenzintervalls musste aus Kapazitäts- und Kostengründen entfallen.

Tabelle 22: Parameter für die Berechnung der Bezugsverschleißintensität  $J_{0T}$  der Versuchsfette

Fett (Verdicker)	Koeffizient nach (Gl. 42)		Gültigkeitsbereich	Streubereich $f_{rel}$ für 90% Konfidenz
	A ( $\cdot 10^{-9}$ )	B		
PG1 (Li)	0,298	-1,76	$0,038 \leq K_W \leq 0,25$	-70% / +70%
PG2 (LiK)	293	-0,229	$0,004 \leq K_W \leq 0,05$	-40% / +110%
	1,8	-1,931	$0,05 < K_W \leq 0,3$	
PG2o (LiK)	45	-0,498	$0,017 \leq K_W \leq 0,05$	-40% / +120%
	1,609	-1,61	$0,05 < K_W \leq 0,3$	
MIN1 (LiK)	0,045	-2,3	$0,03 \leq K_W \leq 0,27$	-100% / +150%
MIN2 (CaK)	0,0007	-2,68	$0,015 \leq K_W \leq 0,08$	-100% / +150%
PAO3 (AlK)	7,246	-1,081	$0,006 \leq K_W \leq 0,5$	-70% / +70%

Betrachtet man die Messwerte im Vergleich zu den Erwartungswerten so fällt die insgesamt hohe Streuung der Versuchswerte auf. Diese liegen zwar im Wesentlichen innerhalb der Grenzen, die in [D11] und [N1] für die Streuung der Verschleißintensität ( $\pm 100\%$ ) angegeben werden. Sie sind jedoch insgesamt als hoch zu bewerten. Bild 104 zeigt daher die auf den Erwartungswert bezogene Abweichung für Versuche mit PG1. Darin ist zu erkennen, dass die Streuung der Messergebnisse nach Überschreiten einer bestimmten Temperatur deutlich zunimmt. Im Bild liegt dieses Ansteigen der Streuung in etwa im Bereich der oberen Einsatztemperatur für Li-Verdicker ( $120^\circ\text{C}$ ). Ein erster Ausreißer findet sich bereits bei  $\vartheta_M = 103^\circ\text{C}$ .



**Bild 104:** Auf den Erwartungswert nach Tabelle 22 bezogene Abweichung über der Massentemperatur für Versuche mit PG1 und Rädern aus Bronze

Alle Versuchsfette mit synthetischem Grundöl weisen ein ähnliches Verhalten auf. Die Fette unterscheiden sich jedoch deutlich in der Temperatur, ab der die Streuung zunimmt. Ein Zusammenhang mit der oberen Einsatztemperatur ist dabei nicht festzustellen. Die Fette MIN1 und MIN2 mit einem Mineralöl-Grundöl zeigen demgegenüber deutlich größere Streuungen. Die entsprechenden Abweichungen über der Massentemperatur sind im Anhang aufgeführt.

### 6.2.3 Einfluss des Schmierstoffs

Bild 105 zeigt zusammenfassend die Bezugsverschleißintensität für alle Versuchsfette. Die Gegenüberstellung erlaubt folgende Interpretationen:

- Die Fette gleicher Grundölart weisen größere Gemeinsamkeiten auf als die Fette mit gleichem Verdickersystem.
- Der Vergleich der bis auf die Grundölart gleichen Fette PG2 und MIN1 zeigt für MIN1 eine geringere Verschleißintensität.
- Durch Wahl des Schmierstoffs sind Abweichungen in der Verschleißintensität um den Faktor 50 möglich, im Extremfall von ca. 400.
- Die geringste Verschleißintensität weist das Fett MIN2 auf.
- Die Verschleißintensität hängt von der gesamten Fettrezeptur ab. Der Einfluss der einzelnen Bestandteile kann daher nicht isoliert ausgewertet werden.

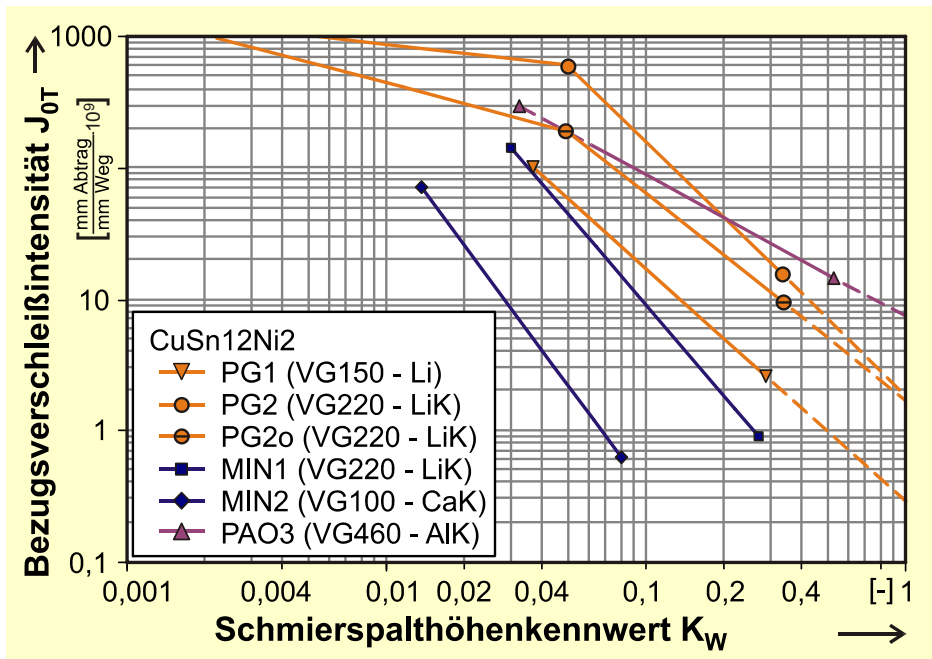


Bild 105: Bezugsverschleißintensität für alle Versuchsfette

#### 6.2.4 Einfluss der Additivierung

Bild 106 zeigt den Vergleich der Bezugsverschleißintensität der Fette PG2 und PG2o. Beide unterscheiden sich nur hinsichtlich ihrer Additivierung, wobei PG2o ein Alterungsschutzadditiv aufweist und ansonsten unadditiviert ist. Beim Vergleich beider Fette zeigt sich, dass PG2 trotz Additivierung eine höhere Verschleißintensität aufweist.

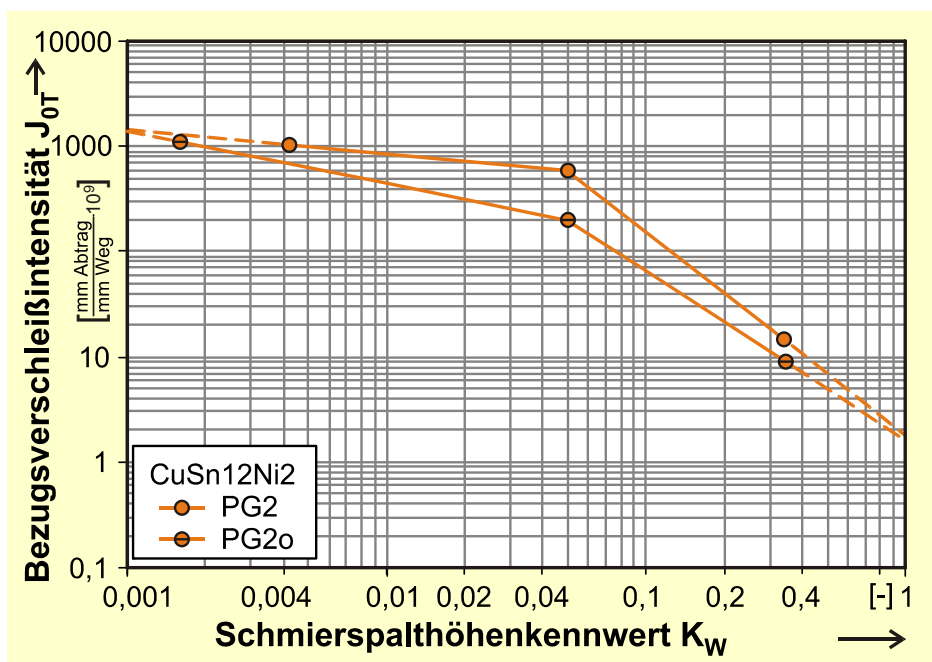
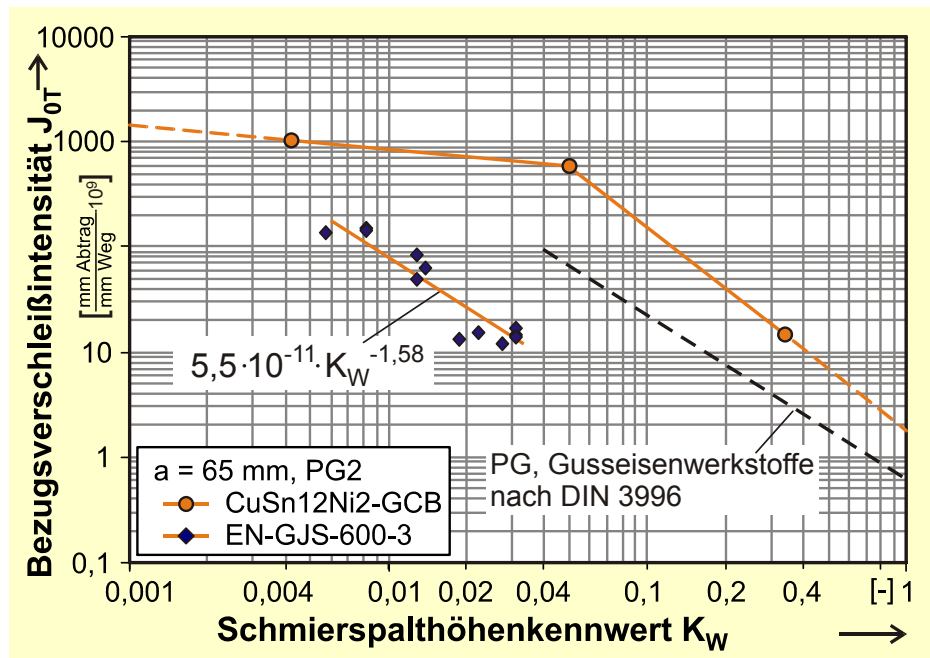


Bild 106: Bezugsverschleißintensität für PG2 und PG2o, Räder aus Bronze

Bei dem in PG2 verwendeten Additivsystem handelt es sich um ein Formulierung mit Anteilen Schwefel (ca. 1,8 %) und Phosphor (ca. 0,11 %). Dies kann nach Ergebnissen von [N1] zu einem erhöhten Betriebsverschleiß durch die Bildung chemischer Grenzschichten und deren abrasivem Verschleiß und damit zu einer höheren Verschleißintensität führen. So gibt z.B. [N1] für das stark EP-additivierte Öl S3/460 einen Schmierstofffaktor von  $W_{Lrel} = 5,3$  an. Eine solche Auswirkung der Additivierung ist auch für das Fett PG2 zu vermuten.

### 6.2.5 Einfluss der Werkstoffpaarung

Bild 107 zeigt die Bezugsverschleißintensität der Werkstoffkombination vergütete Schnecken aus 42CrMo4 und Räder aus EN-GJS-600-3 bei Schmierung mit PG2 im Vergleich zu den Referenzwerten für Öl-Tauchschmierung nach [D11] sowie der Ausgleichskurve für Räder aus Bronze. Die Räder aus Sphäroguss weisen gegenüber der Referenz bereits bei geringeren Schmierstalthöhenkennwerten eine niedrigere Verschleißintensität auf. Die Verschleißintensität ist weitaus geringer als bei Verwendung der Werkstoffkombination Stahl/Bronze.



**Bild 107:** Einfluss der Werkstoffpaarung auf die Bezugsverschleißintensität

Um die Systematik nach [D11] beizubehalten, wird eine Ausgleichskurve für EN-GJS-600-3 bei Schmierung mit dem Fett PG2 ermittelt. Diese ist in Tabelle 23 angegeben.

**Tabelle 23:** Parameter für die Berechnung der Bezugsverschleißintensität  $J_{OT}$  (EN-GJS-600)

Fett (Verdicker)	Koeffizient nach (Gl. 42)		Gültigkeitsbereich	Streubereich für 90% Konfidenz
	A ( $\cdot 10^{-9}$ )	B		
PG2 (LiK)	0,55	-1,58	$0,006 \leq K_W \leq 0,03$	-25% / +80%

### 6.2.6 Berechnung der Verschleißsicherheit

Die Verschleißtragfähigkeit wird nach [D11] mit (Gl. 44) berechnet. Dort wird ein zulässiger Flankenabtrag im Normalschnitt  $\delta_{Wlimn}$  dem auftretenden Verschleißabtrag  $\delta_{Wn}$  gegenübergestellt. Für eine ausreichende Verschleißtragfähigkeit muss der Quotient aus zulässigem und auftretendem Wert oberhalb der geforderten Mindest-Verschleißsicherheit  $S_{Wlim} = 1,1$  nach [D11] liegen.

$$S_W = \frac{\delta_{Wlimn}}{\delta_{Wn}} \geq S_{Wlim} \quad (\text{Gl. 44})$$

$S_W$	:	Verschleißsicherheit	[-]
$S_{Wlim}$	:	Mindest-Verschleißsicherheit	[-]
$\delta_{Wlimn}$	:	zulässiger Verschleißabtrag im Normalschnitt	[mm]
$\delta_{Wn}$	:	auftretender Verschleißabtrag im Normalschnitt	[mm]

Als zulässiger Flankenabtrag im Normalschnitt  $\delta_{Wlimn}$  werden die Grenzen „Spitzer Zahn“ (Gl. 45) und „Mindestzahnbruchsicherheit“ (Gl. 46) (vgl. Abschnitt 2.4.2) angewendet.

$$\delta_{Wlimn} = m_x \cdot \cos(\gamma_m) \cdot \left( \frac{\pi}{2} - 2 \cdot \tan(\alpha_0) \right) \quad (\text{Gl. 45})$$

$\delta_{Wlimn}$	:	zulässiger Verschleißabtrag im Normalschnitt	[mm]
$m_x$	:	Axialmodul	[mm]
$\gamma_m$	:	Steigungswinkel am Mittenkreis	[°]
$\alpha_0$	:	Eingriffswinkel	[°]

**Tabelle 24:** Spitzgrenze der Versuchsradsätze

Baugröße	$\delta_{Wlimn}$
a = 100 mm	2,07 mm
a = 65 mm	3,29 mm

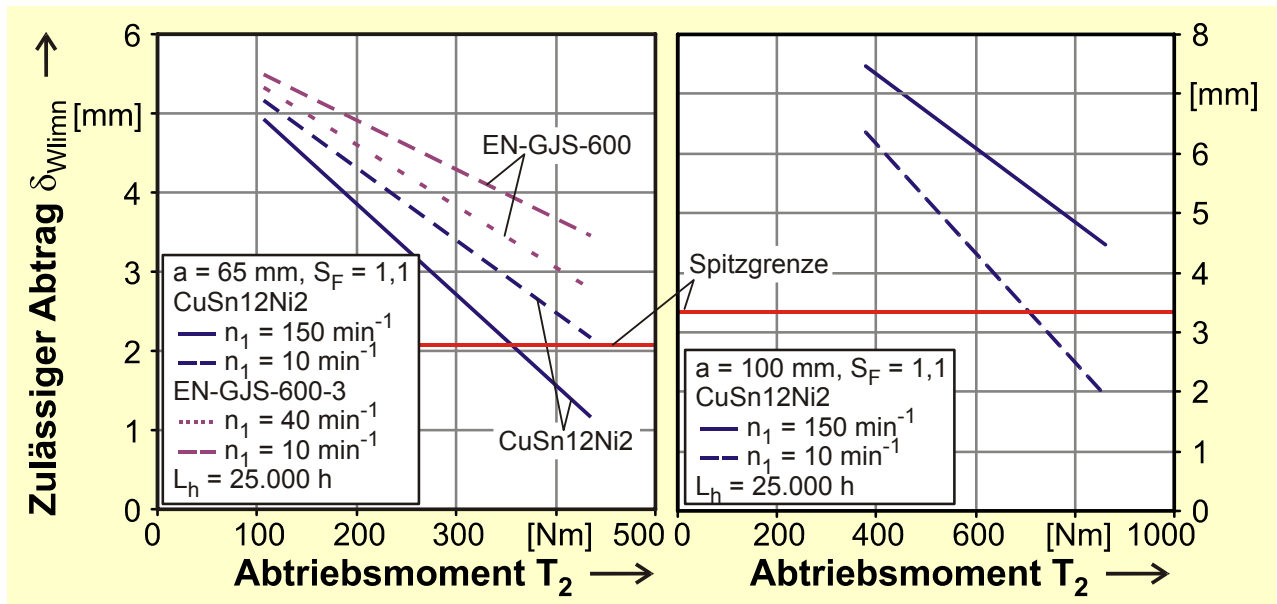
Für das Kriterium „Spitzer Zahn“ gelten nach (Gl. 45) die Werte in Tabelle 24.

Die zulässige Zahndickenabnahme  $\Delta s$  für das Kriterium Mindestzahnbruchsicherheit wird mit den Daten des Radwerkstoffs nach [D11] und [D4] bei einer Mindest-Zahnfußsicherheit von  $S_{Fmin} = 1,1$  berechnet. Dabei werden die Schub-Dauerfestigkeiten  $\tau_{FlimT}$  für eine plastische Verformung bis maximal Qualität 12 bei einer Lebensdauer von  $L_h = 25000$  h berücksichtigt.

$$\delta_{Wlimn} = \Delta s \cdot \cos(\gamma_m) \quad (\text{Gl. 46})$$

$\delta_{Wlimn}$	:	zulässiger Verschleißabtrag im Normalschnitt	[mm]
$\gamma_m$	:	Steigungswinkel am Mittenkreis	[°]
$\Delta s$	:	Zahndickenabnahme bis zum Erreichen der Mindestzahnfußsicherheit $S_F = 1,1$	[mm]

Bild 108 zeigt die beiden Grenzkriterien für verschiedene Antriebsdrehzahlen  $n_1$  sowie Räder aus Bronze CuSn12Ni2 und Sphäroguss EN-GJS-600-3 in den Baugrößen a = 65 und 100 mm. Der zulässige Abtrag nach dem Zahnfußkriterium sinkt mit steigendem Abtriebsmoment und mit steigender Lastspielzahl (Drehzahl).



**Bild 108:** Zulässiger Verschleißabtrag für die beiden Grenzkriterien „Spitzer Zahn“ und „Mindestzahnbruchsicherheit“

Der auftretende Verschleiß wird nach den Näherungsgleichungen in Abschnitt 6.2.2 berechnet. Nach übereinstimmenden Angaben bisheriger Forschungsarbeiten ist bekannt, dass ein erheblicher Einfluss der Schmierstoff- und Werkstoffcharge auf den Verschleiß besteht. Der Einfluss der Werkstoffcharge wird in der vorgelegten Untersuchung mit dem Referenzfaktor  $W_{Ref}$  ausgeglichen. Die Unterschiede zwischen beiden Chargen der Bronze CuSn12Ni2-C-GCB sind dabei mit etwa Faktor 10 erheblich. Dies sollte bei eigenen Untersuchungen berücksichtigt werden.

Weiter ist zu beachten, dass mit steigender Radmassentemperatur die Streuung der Verschleißintensität zunimmt. Die hier dargestellten Werte gelten für stationäre Anwendungen eingelaufener Radsätze und berücksichtigen nicht den Einfluss überhöhter Schmierstofftemperaturen und Schneckenrauheiten  $R_a > 0,5 \mu\text{m}$ .

### 6.3 Wirkungsgrad fettgeschmierter Schneckengetriebe

#### 6.3.1 Einordnung im Vergleich zur Grundreibungszahl $\mu_{0T}$

Aus der Messung der Ein- und Ausgangsleistung der Schneckengetriebe wird mit (Gl. 15) die Verzahnungsverlustleistung berechnet. Aus dieser kann mit (Gl. 47) der Verzahnungswirkungsgrad  $\eta_z$  bestimmt werden.

$$P_{Vz} = \frac{2\pi \cdot T_2 \cdot n_1}{60 \cdot i} \cdot \left( \frac{1}{\eta_z} - 1 \right) \quad (\text{Gl. 47})$$

$P_{Vz}$	:	Verzahnungsverlustleistung	[W]
$T_2$	:	Achsabstand	[Nm]
$n_1$	:	Antriebsdrehzahl	[min <sup>-1</sup> ]
$i$	:	Übersetzung	[-]
$\eta_z$	:	Verzahnungswirkungsgrad	[-]

Aus dem Verzahnungswirkungsgrad  $\eta_z$  lässt sich mit (Gl. 9) die Zahnreibungszahl  $\mu_{zm}$  berechnen. Mit Kenntnis der Zahnreibungszahl kann über (Gl. 48) die Grundreibungszahl  $\mu_{0T}$ , die für einen spezifischen Schmierstoff bei gegebenem Werkstoff und Schmierungsverfahren charakteristisch ist, berechnet werden.

$$\mu_{zm} = \mu_{0T} \cdot Y_S \cdot Y_G \cdot Y_W \cdot Y_R \quad \text{(Gl. 48)}$$

$\mu_{zm}$	:	mittlere Zahnreibungszahl	[-]
$\mu_{0T}$	:	Grundreibungszahl	[-]
$Y_S$	:	Baugrößenfaktor nach (Gl. 49)	[-]
$Y_G$	:	Geometriefaktor nach (Gl. 50)	[-]
$Y_W$	:	Werkstofffaktor nach [D11], Tabelle 11	[-]
$Y_R$	:	Rauheitsfaktor nach (Gl. 51)	[-]

Darin ist der Baugrößenfaktor  $Y_S$  nach (Gl. 49):

$$Y_S = \left( \frac{100\text{mm}}{a} \right)^{0,5} \quad \text{(Gl. 49)}$$

$Y_S$	:	Baugrößenfaktor	[-]
$a$	:	Achsabstand	[mm]

Der Geometriefaktor  $Y_G$  berechnet sich nach (Gl. 50):

$$Y_G = \left( \frac{0,07}{h^*} \right)^{0,5} \quad \text{(Gl. 50)}$$

$Y_G$	:	Baugrößenfaktor	[-]
$h^*$	:	Kennwert für die mittlere Schmierespaltstärke nach [D11], Tabelle 8	[-]

Die Rauheit wird über den Rauheitsfaktor  $Y_R$  nach (Gl. 51) berücksichtigt.

$$Y_R = \left( \frac{Ra}{0,5\mu\text{m}} \right)^{0,25} \quad \text{(Gl. 51)}$$

$Y_R$	:	Rauheitsfaktor	[-]
$Ra$	:	arithmetische Mittenrauheit der Schneckenflanke	[ $\mu\text{m}$ ]

Die derart gewonnene Grundreibungszahl  $\mu_{0T}$  erlaubt die Berechnung der Verzahnungsverlustleistung bei beliebiger Geometrie der Schneckenverzahnung. Dazu wird die Grundreibungszahl  $\mu_{0T}$  für die an den Schneckengetriebeprüfständen untersuchten Fette über der mittleren Gleitgeschwindigkeit  $v_{gm}$  dargestellt. Die eingezeichneten Ausgleichskurven werden durch Regression aus den Versuchsergebnissen erstellt. Dabei werden die Versuchsergebnisse umgekehrt proportional der mittleren Gleitgeschwindigkeit gewichtet, um eine bestmögliche Übereinstimmung im Bereich niedriger Gleitgeschwindigkeiten zu erzielen.

Bild 109 zeigt den Verlauf der Grundreibungszahl  $\mu_{0T}$  über der mittleren Gleitgeschwindigkeit  $v_{gm}$  für das Fett PG1 und die Werkstoffkombination Stahl/Bronze in zwei Baugrößen  $a = 65$  und  $100$  mm. Die Ausgleichskurve liegt mit steigender Gleitgeschwindigkeit zunehmend oberhalb der Referenz nach [D11] für Tauchschnierung mit einem PG-Öl. Im Bereich niedriger



Gleitgeschwindigkeiten herrscht dagegen Übereinstimmung. Die Streuung der Messwerte ist als sehr groß einzuschätzen, insbesondere für die Antriebsdrehzahl  $n_1 = 150 \text{ min}^{-1}$  der Baugröße  $a = 65 \text{ mm}$  ( $v_{gm} = 0,22 \text{ m/s}$ ).

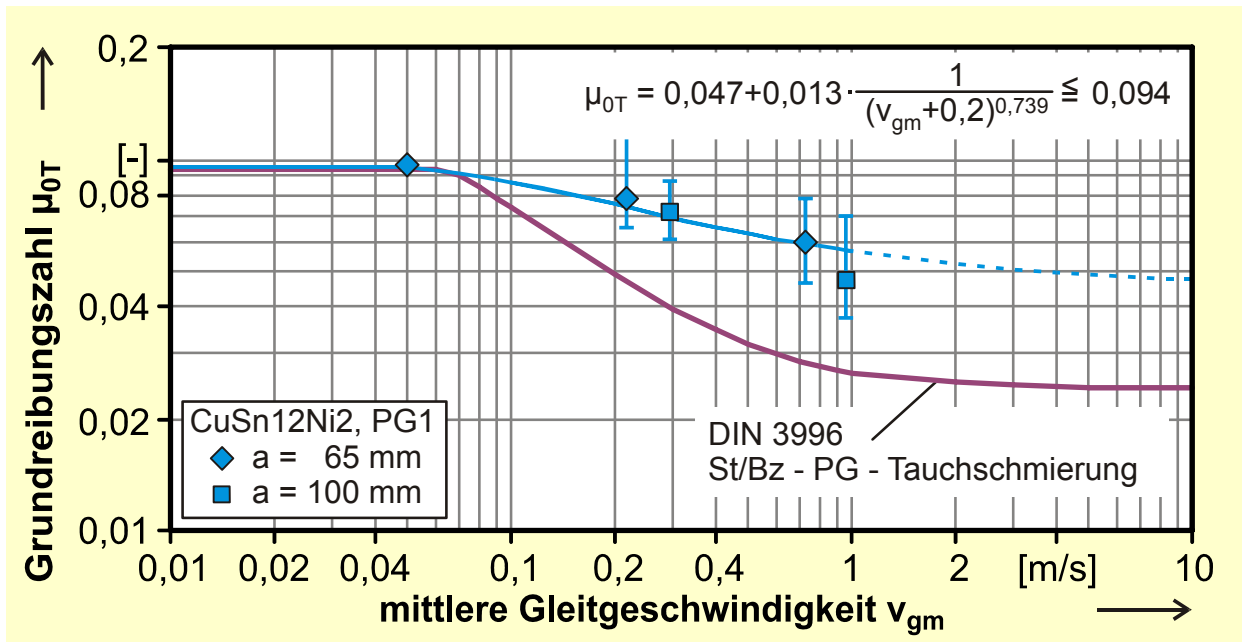


Bild 109: Grundreibungszahl für Versuche mit PG1 und Räder aus Bronze

Bild 110 zeigt das gleiche Diagramm für das Fett PG2 für vier Drehzahlen der Baugröße  $a = 65 \text{ mm}$  sowie das Grundöl PG2-GÖ. Hier lässt sich ein gegenüber PG1 stärkerer Abfall der Grundreibungszahl  $\mu_{0T}$  mit steigender Gleitgeschwindigkeit  $v_{gm}$  erkennen. Im Bereich zwischen  $v_{gm} = 0,02$  und  $0,17 \text{ m/s}$  weist das Fett gegenüber der Referenz geringere Grundreibungszahlen auf. Die Grundreibungszahlen des Öls sind gegenüber denen des Fetts höher, liegen dabei jedoch am oberen Rand des Streubands.

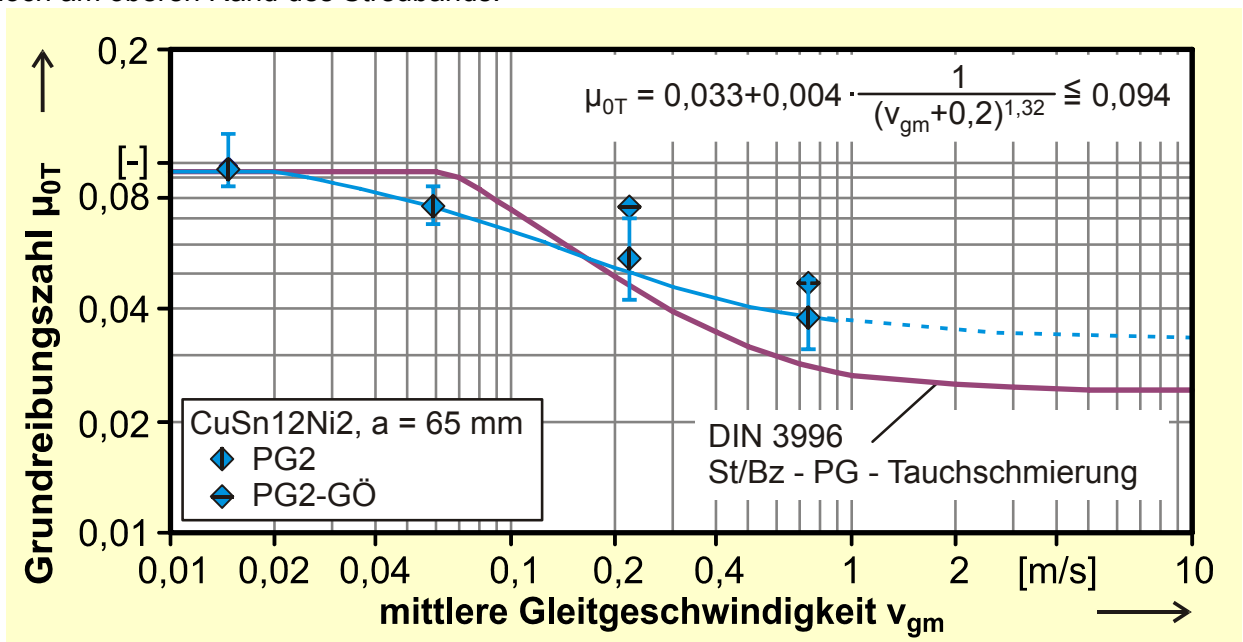


Bild 110: Grundreibungszahl für Versuche mit PG2 und Räder aus Bronze

Bild 111 und Bild 112 zeigen den Verlauf der Grundreibungszahl  $\mu_{0T}$  über der mittleren Gleitgeschwindigkeit  $v_{gm}$  für die mineralölbasischen Fette MIN1 und MIN2. Beide Fette liegen oberhalb der Referenz nach [D11] für Tauchschmierung mit einem Mineralöl und Räder aus Bronze. Mit steigender Gleitgeschwindigkeit sinken die Grundreibungszahlen ab. Zwischen beiden Fetten ist im untersuchten Geschwindigkeitsbereich nahezu kein Unterschied der Reibungszahlen festzustellen. Die Grundreibungszahlen des Grundöls MIN1-GÖ liegen wie schon bei PG2 höher als die Grundreibungszahlen für das entsprechende Fett. Die größten Streuungen ergeben sich für Versuche der Baugröße  $a = 100$  mm mit MIN2.

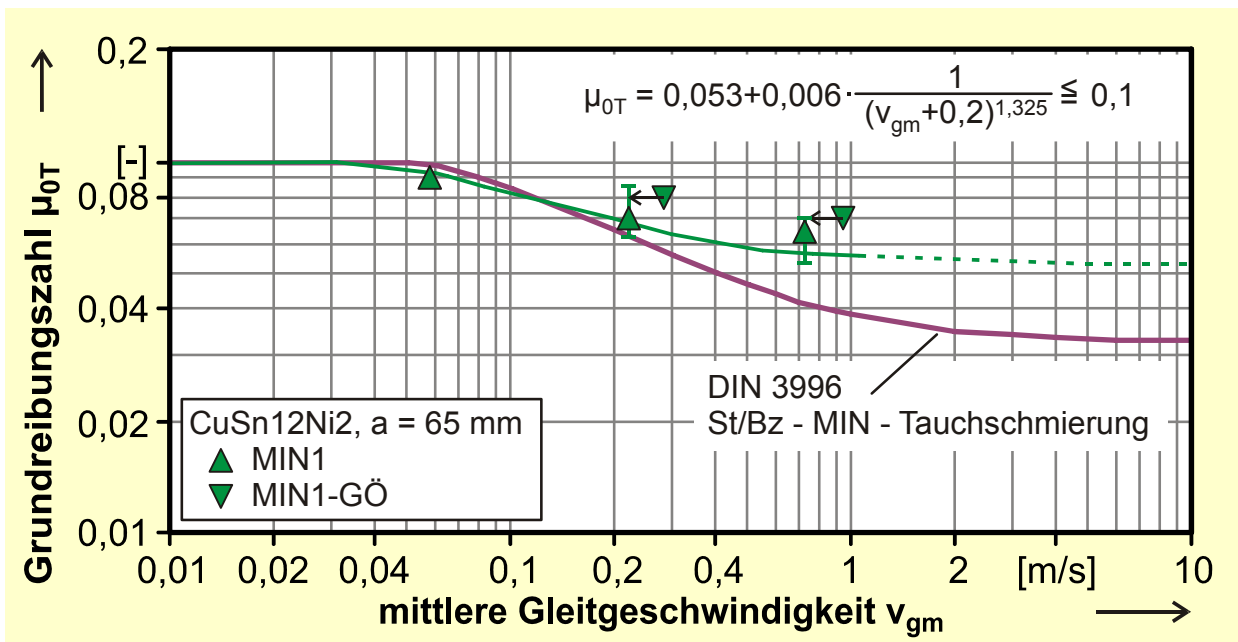


Bild 111: Grundreibungszahl für Versuche mit MIN1 und Räder aus Bronze

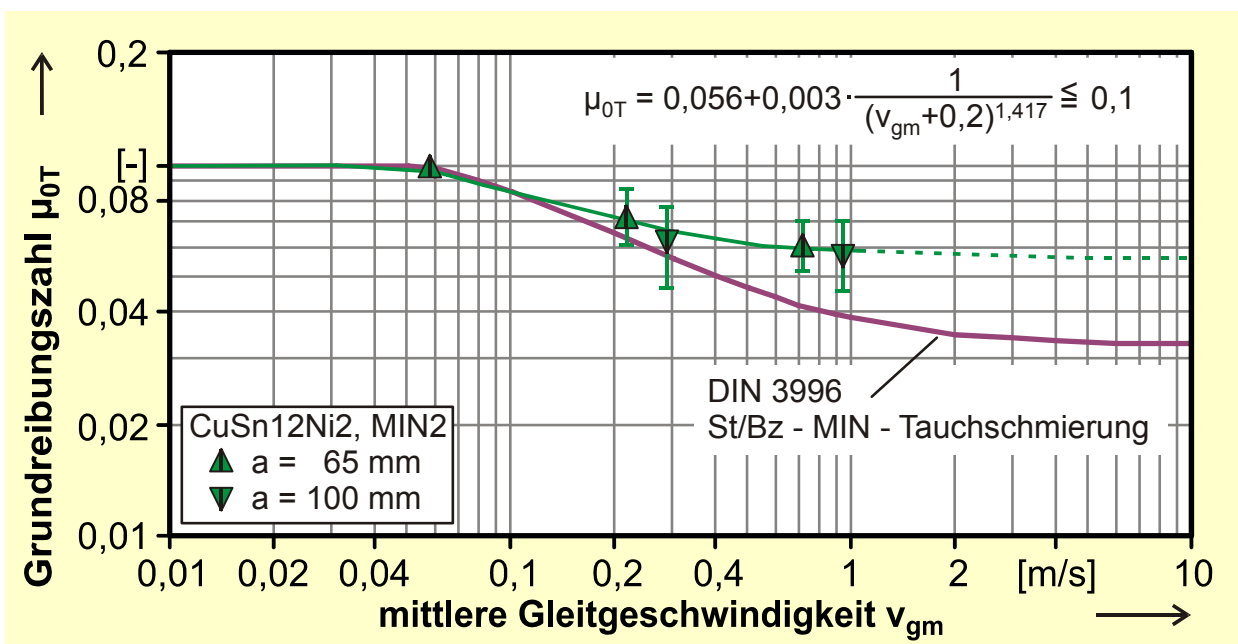


Bild 112: Grundreibungszahl für Versuche mit MIN2 und Räder aus Bronze

Bild 113 zeigt den Verlauf der Grundreibungszahl  $\mu_{0T}$  über der mittleren Gleitgeschwindigkeit  $v_{gm}$  für das Fett PAO3. Basis der Ausgleichskurve sind Versuche der Baugrößen  $a = 65$  und  $100$  mm

mit Rädern aus Bronze. Die Ausgleichskurve liegt ab einer mittleren Gleitgeschwindigkeit von  $v_{gm} = 0,1$  m/s oberhalb der Referenzkurve nach [D11] für Tauchschmierung mit einem Polyalphaolefin und Räder aus Bronze. Die Streuung der Grundreibungszahl nimmt von allen untersuchten Fetten die höchsten Werte an, was auf ein stark unterschiedliches Verhalten des Fetts bei verschiedenen Betriebsbedingungen (Drehzahl, Temperatureinfluss) zurückgeführt werden kann.

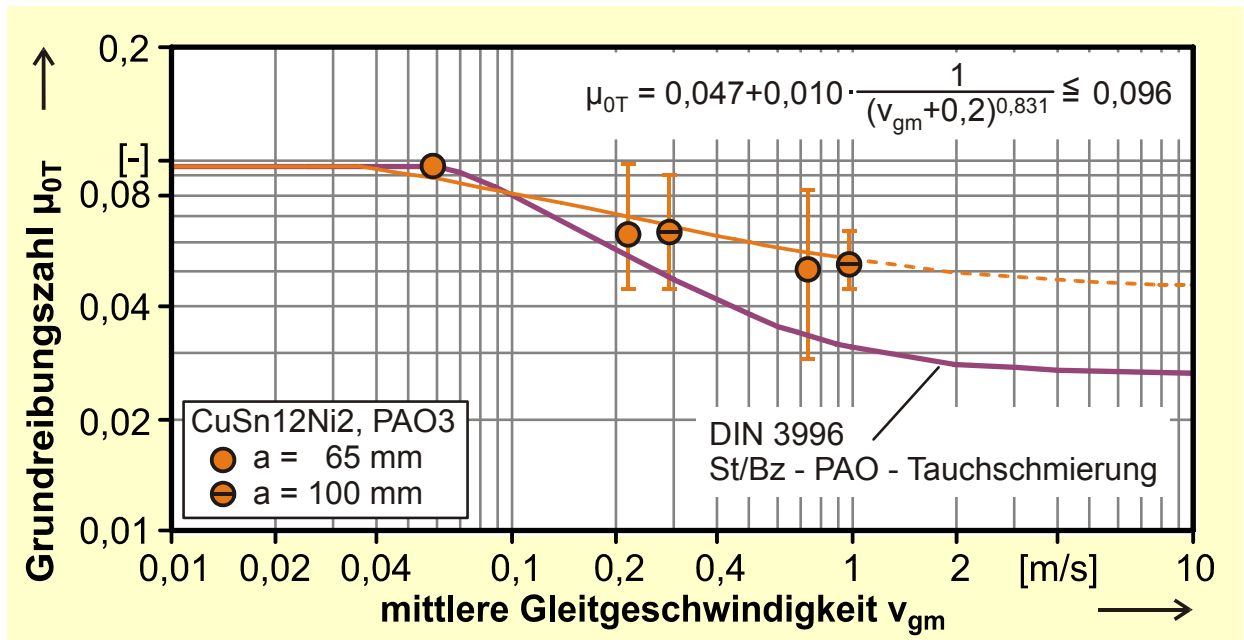


Bild 113: Grundreibungszahl für Versuche mit PAO3 und Räder aus Bronze

Nach [N2] können die Grenzen der Zahnreibungszahl  $\mu_{zm}$  mit (Gl. 52) beschrieben werden.

$$\mu_A \geq \mu_{zm} \geq \mu_O \quad (\text{Gl. 52})$$

$\mu_A$	:	Anlauf-Reibungszahl (bei $v_{gm} \rightarrow 0$ m/s)	[-]
$\mu_{zm}$	:	mittlere Zahnreibungszahl	[-]
$\mu_O$	:	stationäre Mindest-Reibungszahl (bei hohem $v_{gm}$ )	[-]

Dabei liegt die Anlauf-Reibungszahl  $\mu_A$  nach [N2] im Bereich 0,1 - 0,15. [D11] gibt folgende Werte für die maximale Grundreibungszahl  $\mu_{0T}$  bei geringer mittlerer Gleitgeschwindigkeit  $v_{gm}$  an:

für Polyglykole:  $\mu_{0T,max} = 0,094$

für Polyalphaolefine:  $\mu_{0T,max} = 0,096$

für Mineralöle:  $\mu_{0T,max} = 0,1$ .

Die stationäre Mindest-Reibungszahl  $\mu_O$  wird nach [N2] mit (Gl. 53) berechnet:

$$\mu_O = \frac{y_1 \cdot y_2}{\sqrt{a}} \quad (\text{Gl. 53})$$

$\mu_O$	:	stationäre Mindest-Reibungszahl (bei hohem $v_g$ )	[-]
$y_1$	:	Beiwert, für A,N,K,I – Profile gilt: $y_1 \approx 0,3 \tan^2(\gamma_m) - 0,04 \tan(\gamma_m) + 0,26$	[-]
$y_2$	:	Werkstoffkoeffizient, für Cu-Sn-Bronze $y_2 = 1,0$ , für Guss $y_2 = 1,1$	[-]

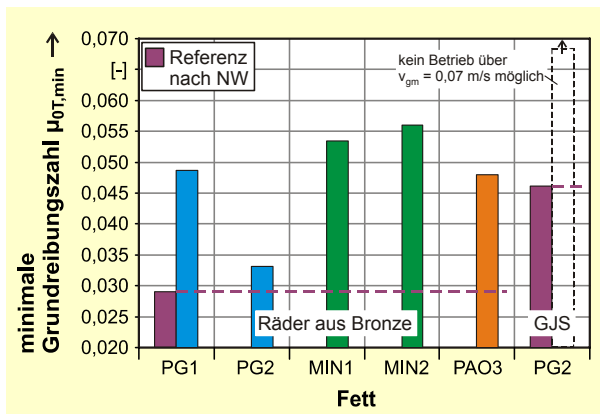
Damit ergibt sich aus der stationären Mindest-Reibungszahl  $\mu_0$  mit (Gl. 48) eine stationäre Mindest-Grundreibungszahl  $\mu_{0T}$ :

für die Werkstoffpaarung Einsatzstahl/Bronze:  $\mu_{0T,\min} = 0,029$

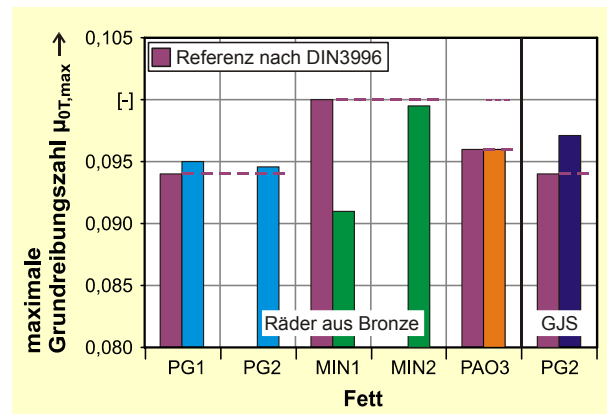
für die Werkstoffpaarung Vergütungsstahl/Guss:  $\mu_{0T,\min} = 0,046$

Bild 114 zeigt die Ergebnisse der mittleren minimalen Grundreibungszahlen  $\mu_{0T,\min}$  für hohe mittlere Gleitgeschwindigkeiten aus der Regressionsrechnung. Da keine Versuche bei hohen Schneckenfrequenzen und damit hohen mittleren Gleitgeschwindigkeiten durchgeführt wurden, handelt es sich um eine relativ ungenaue Extrapolation. Die mit (Gl. 53) berechneten minimalen Grundreibungszahlen  $\mu_{0T,\min}$  werden teils deutlich überschritten. Die untersuchten synthetischen Schmierstoffe zeigen insgesamt ein niedrigeres Niveau der minimalen Grundreibungszahl als die mineralölbasischen.

Bild 115 zeigt die Werte der mittleren maximalen Grundreibungszahlen  $\mu_{0T,\max}$  für alle untersuchten Fette und Werkstoffkombinationen im Vergleich zu den in [D11] angegebenen Höchstwerten. Die maximalen Grundreibungszahlen  $\mu_{0T,\max}$  wurden dabei jeweils bei einer Gleitgeschwindigkeit von  $v_{gm} < 0,06$  m/s ermittelt. Dies entspricht einer Antriebsdrehzahl kleiner  $n_1 = 40$  min<sup>-1</sup> der Baugröße  $a = 65$  mm und kann insofern als stationärer Höchstwert im Grenz-/Mischreibungsbereich betrachtet werden. Es lässt sich keine eindeutige Tendenz aus der Grundölart ablesen. Für Räder aus Bronze und Schmierung mit Fetten synthetischer Grundöle werden die Angaben nach [D11] bestätigt. Für Räder aus EN-GJS-600-3 liegen die maximalen Grundreibungszahlen höher als in [D11] angegeben. Die maximalen Grundreibungszahlen der Fette auf Mineralölbasis liegen deutlich niedriger als die Referenz, wobei das Fett MIN1 die insgesamt niedrigsten Grundreibungszahlen bei niedrigen mittleren Gleitgeschwindigkeiten aufweist. Zur Sicherstellung der Vergleichbarkeit werden die Ausgleichskurven mit den Höchstwerten nach [D11] bestimmt.



**Bild 114:** minimale Grundreibungszahl  $\mu_{0T,\min}$  aller Versuchsfette aus Regressionsrechnung



**Bild 115:** maximale Grundreibungszahl  $\mu_{0T,\max}$  aller Versuchsfette bei jeweils minimaler  $v_{gm}$

Die Grundreibungszahl  $\mu_{0T}$  wird in der Form nach (Gl. 54) dargestellt.

$$\mu_{0T} = A + B \cdot \frac{1}{(v_{gm} + 0,2)^C} \leq D \quad (\text{Gl. 54})$$

$\mu_{0T}$	: Grundreibungszahl	[-]
$v_{gm}$	: mittlere Gleitgeschwindigkeit nach (Gl. 55)	[m/s]
A,B,C,D	: dimensionslose Parameter	[-]

Die mittlere Gleitgeschwindigkeit  $v_{gm}$  berechnet sich darin nach (Gl. 55).

$$v_{gm} = \frac{d_{m1} \cdot n_1}{19098 \cdot \cos \gamma_m} \quad (\text{Gl. 55})$$

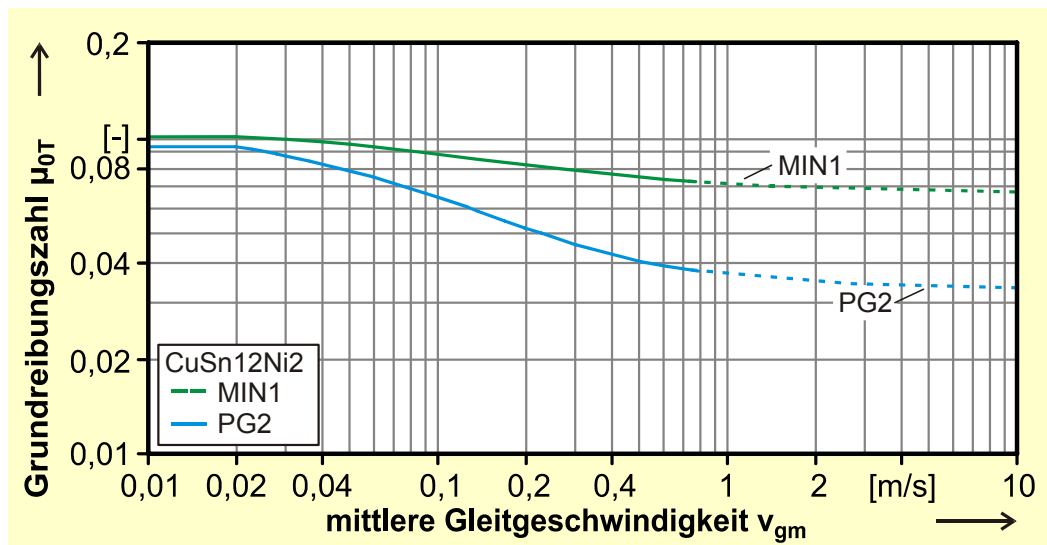
$v_{gm}$	:	mittlere Gleitgeschwindigkeit	[-]
$d_{m1}$	:	Mittlenkreisdurchmesser der Schnecke nach Tabelle 7	[mm]
$n_1$	:	Antriebsdrehzahl	[min <sup>-1</sup> ]
$\gamma_m$	:	Steigungswinkel am Mittlenkreis der Schnecke nach Tabelle 7	[°]

Tabelle 25 zeigt die Parameter zur Berechnung der Grundreibungszahl für die untersuchten Versuchsfette mit der Ansatzfunktion aus (Gl. 54) sowie den abgesicherten Gültigkeitsbereich.

**Tabelle 25:** Parameter für die Berechnung der Grundreibungszahl  $\mu_{0T}$  mit Rädern aus Bronze

Schmierstoff	A	B	C	D	Gültigkeitsbereich
PG1	0,047	0,013	0,739	0,094	0,05 m/s ≤ $v_{gm}$ ≤ 1 m/s
PG2	0,033	0,004	1,32	0,094	0,015 m/s ≤ $v_{gm}$ ≤ 0,8 m/s
MIN1	0,053	0,006	1,325	0,1	0,05 m/s ≤ $v_{gm}$ ≤ 0,8 m/s
MIN2	0,056	0,003	1,417	0,1	0,05 m/s ≤ $v_{gm}$ ≤ 1 m/s
PAO3	0,047	0,01	0,831	0,096	0,05 m/s ≤ $v_{gm}$ ≤ 1 m/s

### 6.3.2 Einfluss der Grundölart



**Bild 116:** Vergleich der Grundreibungszahlen für Versuche mit MIN1 und PG2, Räder aus Bronze

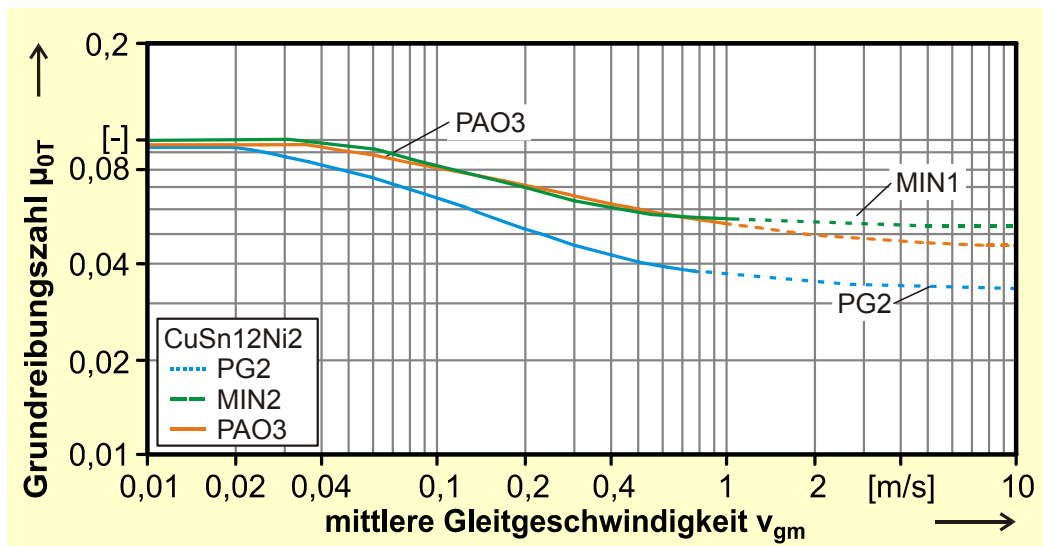
Bild 117 zeigt den Vergleich der Grundreibungszahlen für die Fette MIN1 und PG2 in der Werkstoffkombination einsatzgehärtete Schnecke und Räder aus Bronze. Beide Fette weisen den gleichen Verdicker, die gleiche Grundölviskosität und das gleiche Additivsystem auf. Damit lässt sich der Einfluss der Grundölart isoliert betrachten. Es zeigt sich, dass die Grundölart wie bei Öl-

schmierung einen deutlichen Einfluss auf die Grundreibungszahl  $\mu_{0T}$  hat. Dies gilt insbesondere im Bereich höherer Gleitgeschwindigkeiten.

### 6.3.3 Vergleich der jeweils besten Vertreter einer Grundölart

Bild 117 zeigt die drei günstigsten Verläufe der Grundreibungszahl  $\mu_{0T}$  über der mittleren Gleitgeschwindigkeit  $v_{gm}$  für Räder aus Bronze. Diese können als Vergleich der unterschiedlichen Grundöltypen im Fett dienen. Wie bei Schmierung mit Ölen weist das Polyglykol PG2 die insgesamt niedrigsten Werte der Grundreibungszahl auf. Die Fette MIN1 und PAO3 unterscheiden sich erst bei höheren mittleren Gleitgeschwindigkeiten  $v_{gm} > 1$  m/s deutlich.

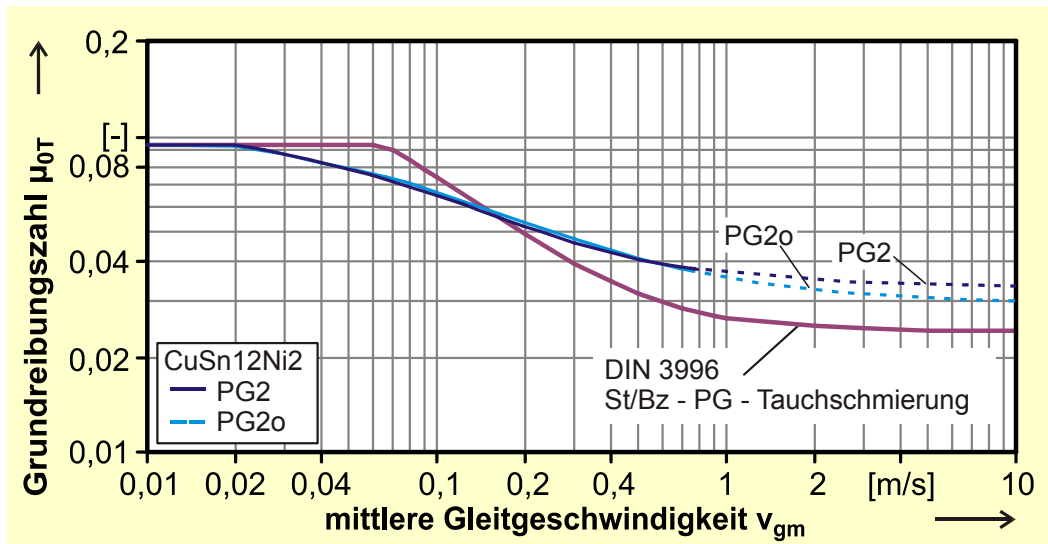
Betrachtet man die unterschiedlichen Grundölviskositäten der drei Fette (MIN1 und PG2:  $\nu_{40} = 220$  mm<sup>2</sup>/s, PAO3:  $\nu_{40} = 446$  mm<sup>2</sup>/s), so lässt sich folgern, dass der Einfluss der Grundölviskosität gegenüber anderen Einflüssen wie dem Verdicker, der Grundölart und dem Additivsystem von untergeordneter Bedeutung ist.



**Bild 117:** Vergleich der Grundreibungszahlen von PG2, MIN1 und PAO3, Räder aus Bronze

### 6.3.4 Einfluss der Additivierung

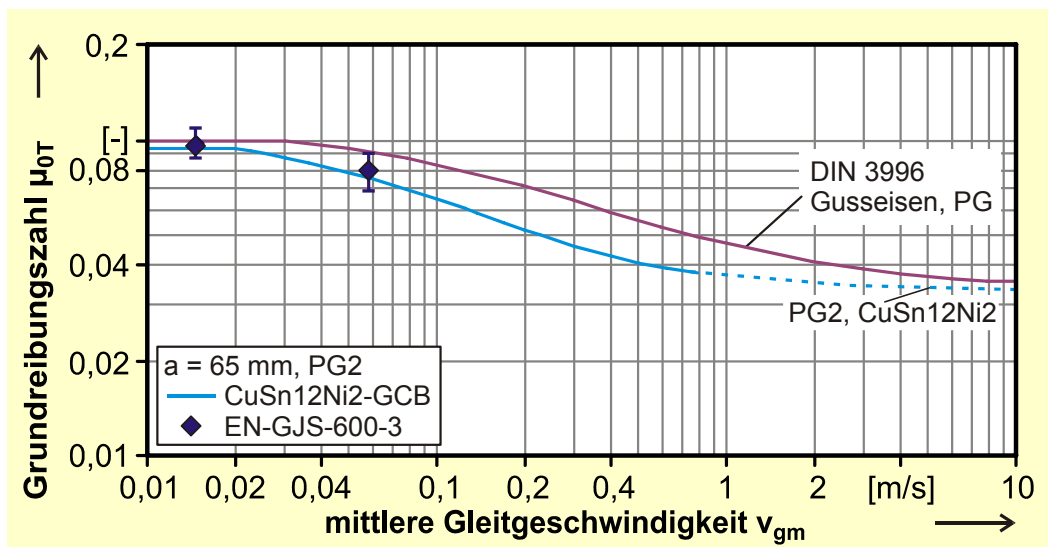
Bild 118 zeigt den Einfluss der Additivierung im Vergleich der Grundreibungszahlen des additivierten Fetts PG2 mit dem unadditivierten Fett PG2o für Räder aus Bronze. Die beiden Fette unterscheiden sich erst im Bereich höherer mittlerer Gleitgeschwindigkeit  $v_{gm} > 1$  m/s erkennbar. Die für das Fett PG2 gewählte Additivierung auf Schwefel-Phosphor-Basis scheint also ungeeignet zu sein, um die Reibungszahl des Schmierstoffs günstig zu beeinflussen (vgl. Abschnitt 6.2.4).



**Bild 118:** Vergleich der Grundreibungszahlen für Versuche mit PG2 und PG2o, Räder aus Bronze

### 6.3.5 Einfluss der Werkstoffpaarung

Bild 119 zeigt den Einfluss der Werkstoffpaarung auf die Grundreibungszahl anhand des Vergleichs von Versuchsergebnisse mit Rädern aus EN-GJS-600-3 mit den Ergebnissen von Rädern aus Bronze bei Schmierung mit PG2.



**Bild 119:** Grundreibungszahl für Versuche mit PG2, Räder aus EN-GJS-600-3

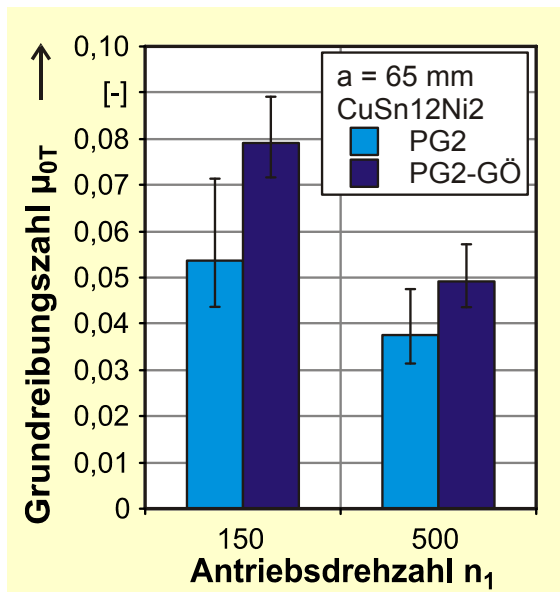
Die Grundreibungszahlen für den Radwerkstoff EN-GJS-600-3 liegen für den Bereich, in dem kein Fressen der Verzahnung beobachtet wurde ( $v_{gm} \leq 0,06$  m/s), auf gleicher Höhe mit den Werten für Räder aus Bronze. [D11] gibt für diesen Bereich bereits signifikante Unterschiede zwischen beiden Werkstoffen an. Gleichzeitig werden die Referenzwerte für Ölschmierung von den Rädern aus EN-GJS-600-3 unterschritten. Gerade bei niedrigeren Gleitgeschwindigkeiten scheinen Gusseisenwerkstoffe also Vorteile gegenüber Ölschmierung hinsichtlich der Grundreibungszahlen zu haben. Sie unterscheiden sich in diesem Geschwindigkeitsbereich nicht signifikant von Rädern aus Bronze. Die Angabe einer Näherungslösung für einen weiten Gültigkeitsbereich ist

auf Grundlage der Versuche nicht möglich. Im Bereich niedriger Gleitgeschwindigkeiten ( $v_{gm} < 0,06$  m/s) scheint die Näherungsgleichung für Bronzeräder Gültigkeit zu besitzen.

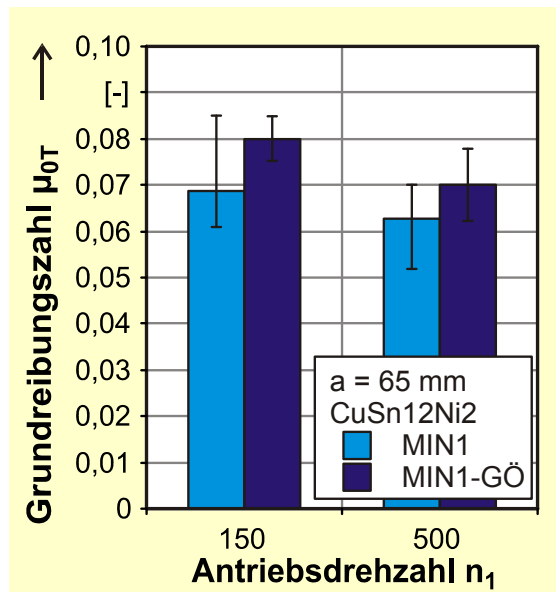
### 6.3.6 Vergleich mit Ölschmierung

Bild 120 zeigt den Vergleich der Grundreibungszahlen  $\mu_{0T}$  für Räder aus Bronze anhand von zwei Antriebsdrehzahlen  $n_1 = 150$  und  $500 \text{ min}^{-1}$  der Baugröße  $a = 65 \text{ mm}$ . Die entsprechenden Werte sind auch in die Grundreibungszahlkurve (Bild 110) eingezeichnet. Die Schmierung erfolgt mit dem Fett PG2 und seinem Grundöl PG2-GÖ. Für das Grundöl erfolgt die Schmierung im Tauchschmierungsverfahren. Für beide Schmierstoffe streuen die Reibungszahlen sichtbar um den Mittelwert, wobei die Streuung bei Fettschmierung geringfügig größer ist als bei Ölschmierung. Es ist weiter sichtbar, dass die Grundreibungszahlen des Fetts unterhalb der Grundreibungszahlen für Öl-Tauchschmierung liegen. Sie liegen jedoch am äußeren Rand des Streubands, was dafür spricht, dass mit dem Fett geringere Reibungszahlen erzielt werden können, aber nicht notwendigerweise müssen. Die Tendenz geht jedoch zu geringeren Reibungszahlen des Fetts. Bei den Antriebsdrehzahlen  $n_1 = 10$  und  $40 \text{ min}^{-1}$  liegt die Grundreibungszahl für Ölschmierung konstant bei  $\mu_{0T} = 0,1$ , dem oberen Grenzwert (vgl. Abschnitt 6.3.1).

Diese Ergebnisse bestätigt Bild 121 für das Fett auf Basis von Mineralöl MIN1 und sein Grundöl MIN1-GÖ. Hier liegen die Reibungszahlen zudem auf Grund des Einflusses der Grundölart auf einem insgesamt höheren Niveau.



**Bild 120:** Grundreibungszahlen für Versuche mit PG2 und PG2-GÖ, Räder aus Bronze



**Bild 121:** Grundreibungszahlen für Versuche mit MIN1 und MIN1-GÖ, Räder aus Bronze



### 6.3.7 Vergleichende Untersuchung marktgängiger Fette am Drei-Scheiben-Prüfstand

Aus den lokalen Reibungszahlen der Versuchsfette am Drei-Scheiben-Prüfstand wird eine mittlere Grundreibungszahl  $\mu_{0T}^*$  analog zur Grundreibungszahl  $\mu_{0T}$  nach [D11] gebildet. Dazu wird für jede untersuchte Last und Drehzahl der integrale Mittelwert der Reibungszahlen für die vier Flankenpunkte gebildet und nach (Gl. 56) berechnet.

$$\mu_{0T}^* = \frac{\mu_m}{Y_W \cdot Y_R} \quad (\text{Gl. 56})$$

$\mu_{0T}^*$	: Grundreibungszahl aus Versuchen am Drei-Scheiben-Prüfstand	[-]
$\mu_m$	: mittlere Reibungszahl aus Messung	[-]
$Y_W$	: Werkstofffaktor nach Tabelle 11	[-]
$Y_R$	: Rauheitsfaktor nach (Gl. 51)	[-]

Der Einfluss von Radwerkstoff und Rauheit wird dabei mit den Faktoren für Werkstoff  $Y_W$  (Tabelle 11) und Rauheit  $Y_R$  (Gl. 51) berücksichtigt. Die Reibungszahl  $\mu_{0T}^*$  ist geeignet, einen qualitativen Vergleich der einzelnen Versuchsfette untereinander anzustellen und marktgängige Schmierstoffe qualitativ einzuschätzen. Auf Grund des verhältnismäßig geringen Einflusses der Hertzchen Pressung auf die Reibungszahl wird bei der Angabe der Versuchsergebnisse nicht zwischen den einzelnen Hertzchen Pressungen differenziert.

Bild 122 zeigt die ermittelten Grundreibungszahlen  $\mu_{0T}^*$  für das Fett PG1, Bild 123 für das Fett PG1V. Zur Orientierung ist der Verlauf der Grundreibungszahl nach [D11] für Tauchschmierung mit Polyglykol-Öl und Räder aus Bronze eingezeichnet. Der direkte Vergleich zeigt ein vorteilhafteres Reibungsverhalten des Fetts PG1V mit gegenüber PG1 verdicktem Grundöl. Beide Fette weisen im Bereich niedriger Gleitgeschwindigkeit  $v_{gm}$  mit Öl vergleichbare Grundreibungszahlen auf. Bei höherer Gleitgeschwindigkeit zeigt das Öl die niedrigsten Reibungszahlen. Für beide Versuchsreihen weisen die Fließfette die höchsten Reibungszahlen auf.

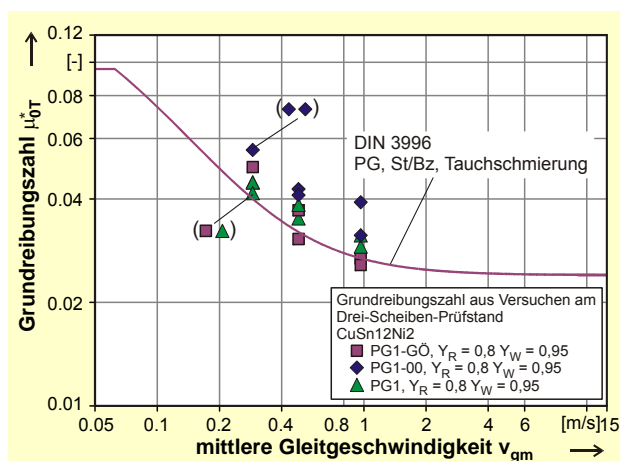


Bild 122: Grundreibungszahlen  $\mu_{0T}^*$  für PG1

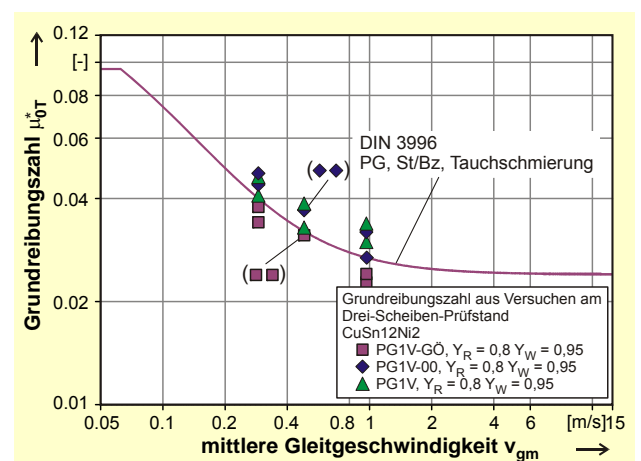


Bild 123: Grundreibungszahlen  $\mu_{0T}^*$  für PG1V

Bild 124 und Bild 125 zeigen die Grundreibungszahlen  $\mu_{0T}^*$  für die anderen beiden Fette mit polyglykolbasiertem Grundöl: PG2 und PG3. Die Reibungszahlen für PG2 liegen im Bereich der Reibungszahlen des Grundöls PG2-GÖ. Das unadditivierte Fett PG2o weist deutlich höhere Reibungszahlen auf als PG2. Das Fett PG3 weist die insgesamt niedrigsten Reibungszahlen aller

Fette auf Basis eines Polyglykol-Öls auf, wobei bei höheren Gleitgeschwindigkeiten kein Unterschied der Grundreibungszahlen  $\mu_{OT}^*$  zwischen dem Fließfett PG3-00 und dem konsistenten Fett PG3 feststellbar ist. Im Bereich niedrigerer Gleitgeschwindigkeiten zeigt PG3 hingegen Vorteile gegenüber dem Fließfett.

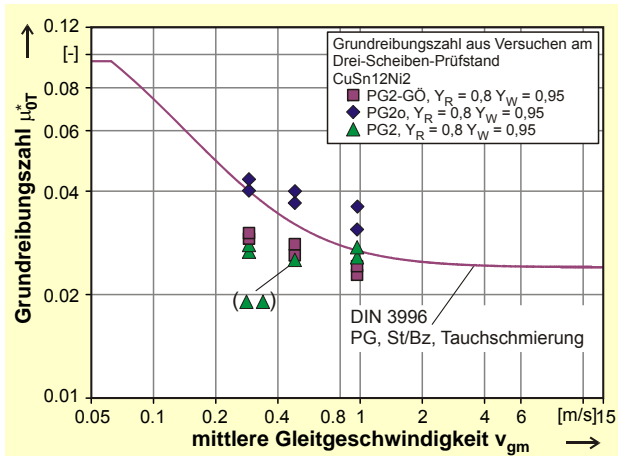


Bild 124: Grundreibungszahlen  $\mu_{OT}^*$  für PG2

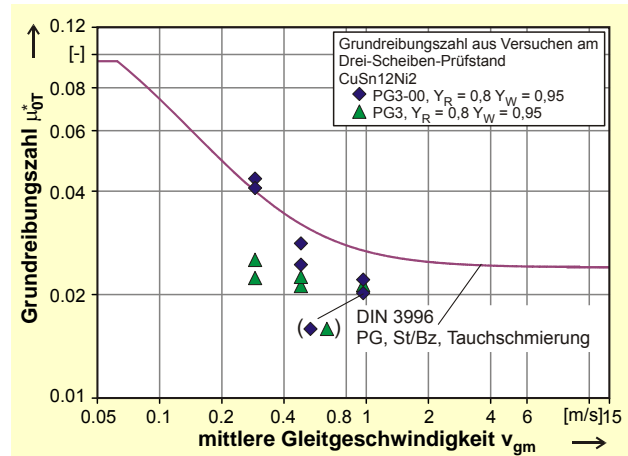


Bild 125: Grundreibungszahlen  $\mu_{OT}^*$  für PG3

Bild 126 zeigt die Grundreibungszahlen  $\mu_{OT}^*$  für das Mineralöl-Fett MIN1 und das korrespondierende Grundöl MIN1-GÖ. Es ist zu erkennen, dass die Reibungszahlen des Fetts MIN1 auf dem Niveau der Grundreibungszahl nach [D11] liegt, während das Grundöl geringfügig schlechtere Grundreibungszahlen aufweist. Bild 127 zeigt den Vergleich der Fette MIN2, MIN2-0 und des Grundöls MIN2-GÖ. Die Reibungszahlen des Grundöls liegen oberhalb derer des Fetts der NLGI-Klasse 2, wobei beim Grundöl eine höhere Mittenrauheit der Oberflächen  $R_a$  vorlag. Das Fließfett MIN2-0 weist die insgesamt günstigsten Grundreibungszahlen aller drei Schmierstoffe auf. Das konsistente Fett MIN2 liegt wiederum auf dem Niveau der Referenz für Ölschmierung nach [D11].

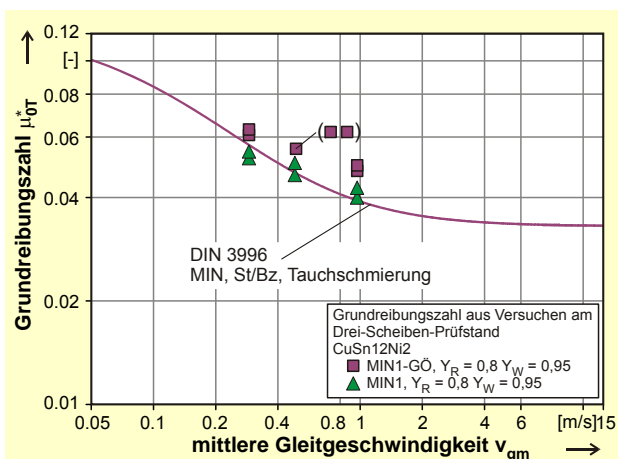


Bild 126: Grundreibungszahlen  $\mu_{OT}^*$  für MIN1

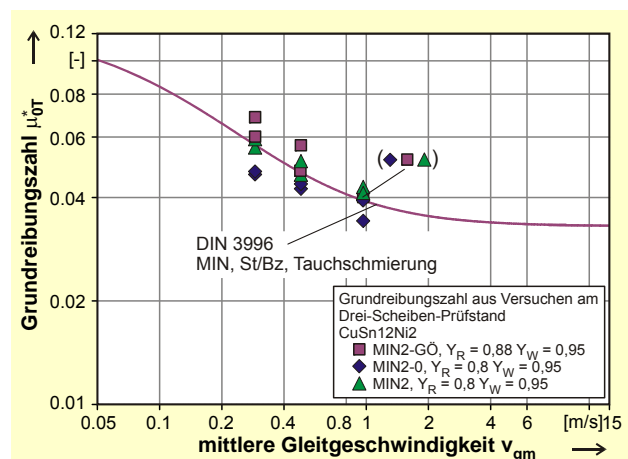


Bild 127: Grundreibungszahlen  $\mu_{OT}^*$  für MIN2

Bild 128 zeigt die Grundreibungszahlen  $\mu_{OT}^*$  für das Fett mit den insgesamt höchsten lokalen Reibungszahlen, das Fließfett MIN3-000. Die Reibungszahlen liegen dabei leicht unterhalb der Reibungszahlen für das entsprechende Grundöl MIN3-GÖ. Bild 129 zeigt die Gegenüberstellung von MIN4 mit seinem Grundöl MIN4-GÖ. Auch hier weist das Fett, trotz geringfügig höherer Mittenrauheit der Oberflächen  $R_a$ , geringfügig niedrigere Grundreibungszahlen auf als das Grundöl. Beide zeigen gute Übereinstimmung mit der Referenzkurve nach [D11].

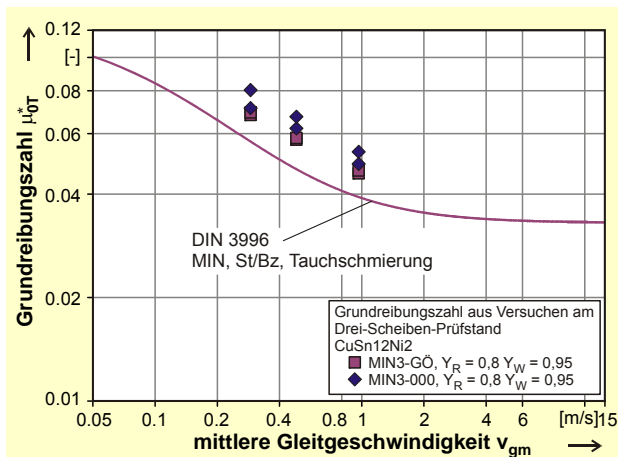
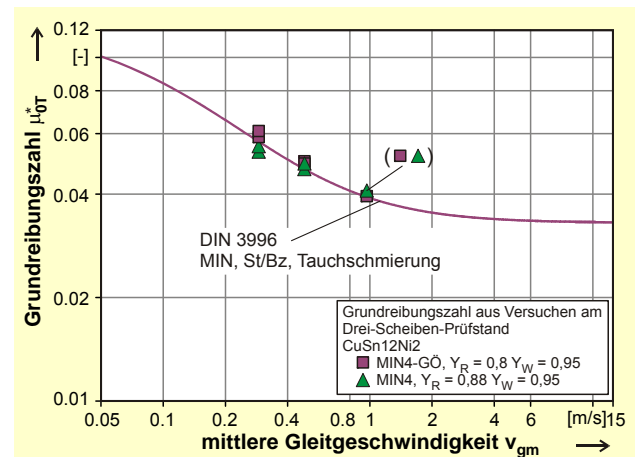
Bild 128: Grundreibungszahlen  $\mu_{OT}^*$  für MIN3Bild 129: Grundreibungszahlen  $\mu_{OT}^*$  für MIN4

Bild 130 zeigt den Vergleich der Grundreibungszahlen  $\mu_{OT}^*$  für das Fließfett MIN5-00 mit seinem Grundöl MIN5-GÖ. Beide zeigen annähernd gleiche Werte mit geringfügig niedrigeren Werten für das Grundöl MIN5-GÖ. Bild 131 zeigt die Grundreibungszahlen  $\mu_{OT}^*$  für das Fett MIN6 und sein Grundöl MIN6-GÖ. Das Fett weist trotz höherer Oberflächenrauheit  $R_a$  niedrigere Grundreibungszahlen auf als das Grundöl. Die Grundreibungszahlen von MIN6 sind die Niedrigsten aller Fette auf Mineralölbasis.

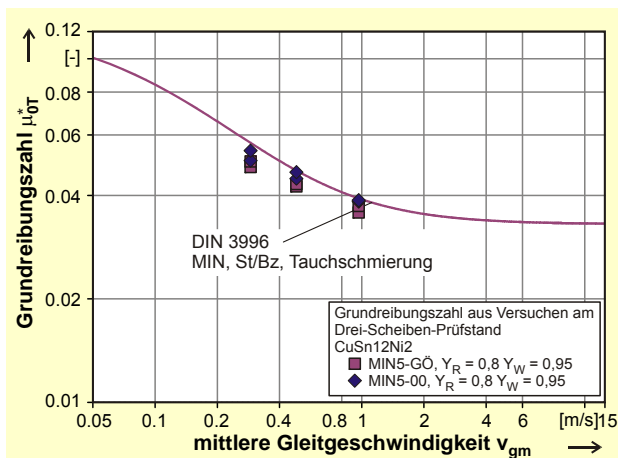
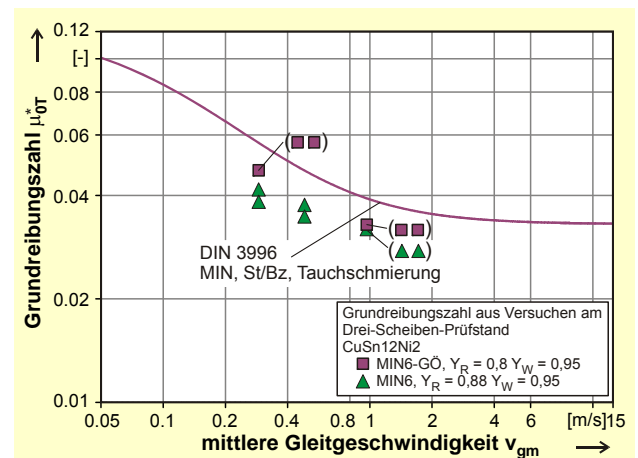
Bild 130: Grundreibungszahlen  $\mu_{OT}^*$  für MIN5Bild 131: Grundreibungszahlen  $\mu_{OT}^*$  für MIN6

Bild 132 zeigt die Grundreibungszahlen  $\mu_{OT}^*$  für das Fett auf PAO-Basis PAO1, das Fließfett PAO1-00 sowie das zugehörige Grundöl PAO1-GÖ. Die höchsten Reibungszahlen werden für das Fließfett gemessen, die niedrigsten Reibungszahlen für das Grundöl bei höheren mittleren Gleitgeschwindigkeiten  $v_{gm}$ . Im Bereich niedriger mittlerer Gleitgeschwindigkeit liegen das Grundöl PAO1-GÖ und konsistente Fett PAO1 auf einem vergleichbaren Reibungszahnniveau. Dabei weist PAO1 die insgesamt niedrigsten Reibungszahlen aller untersuchten PAO-basischen Fette der NLGI-Klasse 2 auf. Bild 133 zeigt die Grundreibungszahlen  $\mu_{OT}^*$  für das Fließfett PAO2-00 und sein Grundöl PAO2-GÖ. Beide lassen sich nicht anhand der Grundreibungszahlen unterscheiden und liegen günstiger als die Referenz nach [D11] für Öl-Tauchschmierung mit PAO und Räder aus Bronze.

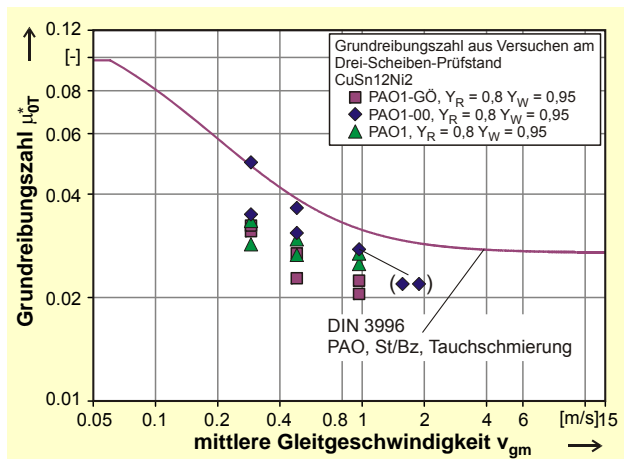


Bild 132: Grundreibungszahlen  $\mu^*_{OT}$  für PAO1

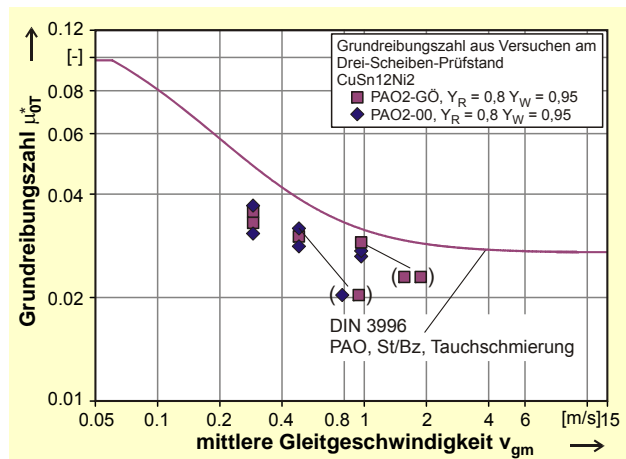


Bild 133: Grundreibungszahlen  $\mu^*_{OT}$  für PAO2

Bild 134 und Bild 135 zeigen die Grundreibungszahlen  $\mu^*_{OT}$  für die Fette PAO3 sowie PAO4 und das Fließfett PAO4-GÖ. Die beiden konsistenten Fette liegen unterhalb der Referenz nach [D11] für Öl-Tauchschmierung, wobei PAO3 geringfügig niedrigere Reibungszahlen aufweist. Das Fließfett PAO4-00 zeigt gegenüber dem Fett PAO4 niedrigere Grundreibungszahlen.

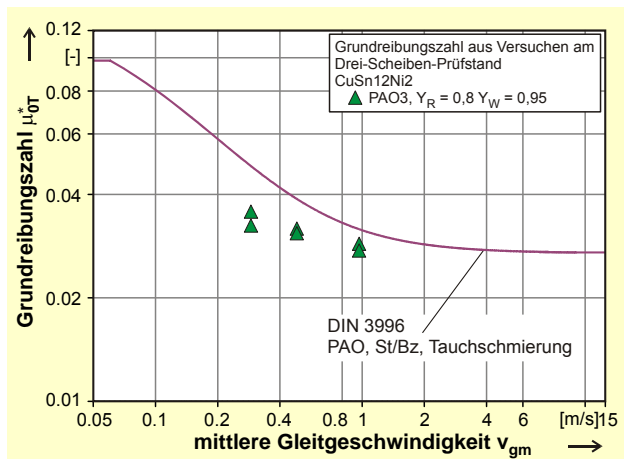


Bild 134: Grundreibungszahlen  $\mu^*_{OT}$  für PAO3

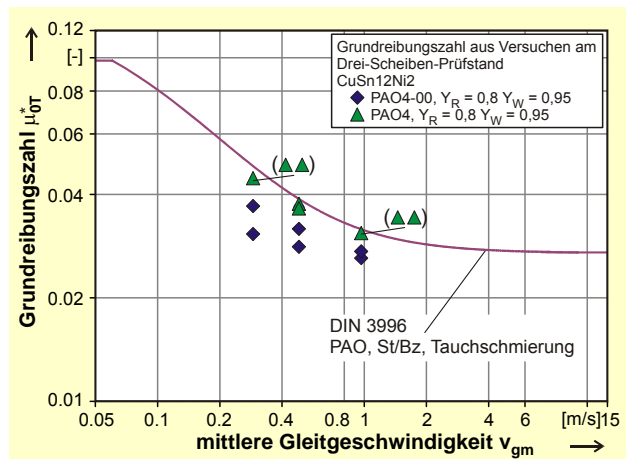
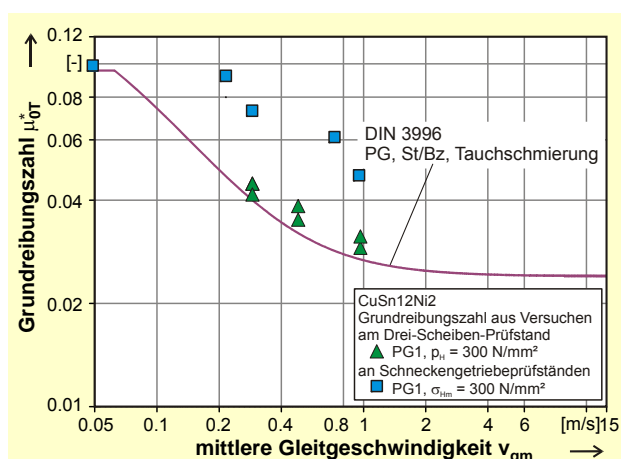


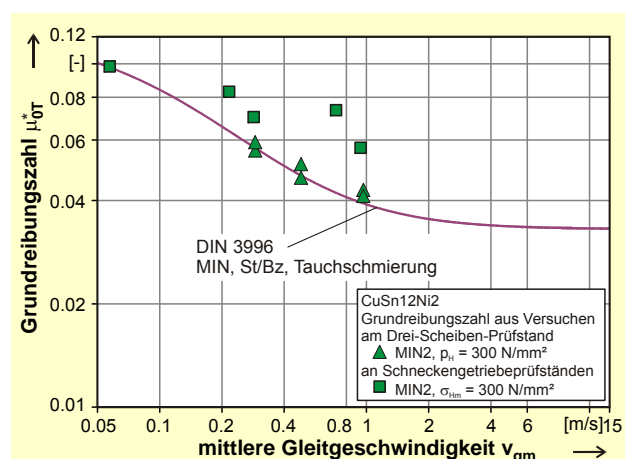
Bild 135: Grundreibungszahlen  $\mu^*_{OT}$  für PAO4

### 6.3.8 Übertragbarkeit der Ergebnisse auf Schneckengetriebe

Der Drei-Scheiben-Prüfstand wurde in der Vergangenheit immer wieder für die Simulation von Reibungszahlen unter den Betriebsbedingungen des Standard-Referenzgetriebes nach [D11] verwendet. Grundsätzlich kann nicht von einer direkten Übertragbarkeit der an einem Elementprüfstand wie dem Drei-Scheiben-Prüfstand ermittelten Reibungszahlen und den aus Versuchen mit realen Getrieben bestimmten Zahnreibungszahlen ausgegangen werden. [S10] zeigt eine relativ gute Übereinstimmung zwischen gemittelten Reibungszahlen am Drei-Scheiben-Prüfstand und berechneten Reibungszahlen. Verschiedene Untersuchungen bestätigen diese Übereinstimmung, etwa Untersuchungen zu Werkstoffen und Schmierstoffen in ihrem Einfluss auf Tragfähigkeit [R1][L3] und Wirkungsgrad [L2][S10]. [R1] gibt als Grund für Abweichungen zwischen Modellprüfstand und Getriebeprüfstand unterschiedliche Temperaturen beider Prüfstände sowie Messfehler an. Ein weiterer Einfluss besteht in den unterschiedlichen Arten des Kontaktes: während beim Drei-Scheiben-Prüfstand ein kontinuierlicher Kontakt vorliegt, erfolgt der Kontakt im Schneckengetriebe diskontinuierlich mit dem Abwälzen der Zähne aufeinander.



**Bild 136:** Vergleich der Grundreibungszahlen von Drei-Scheiben-Prüfstand  $\mu_{0T}^*$  und Schneckenprüfstand  $\mu_{0T}$  für das Fett PG1

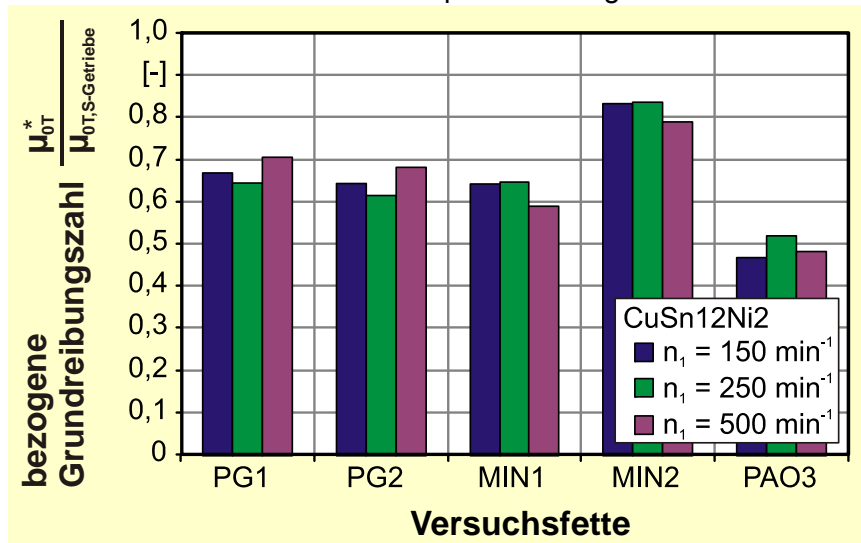


**Bild 137:** Vergleich der Grundreibungszahlen von Drei-Scheiben-Prüfstand  $\mu_{0T}^*$  und Schneckenprüfstand  $\mu_{0T}$  für das Fett MIN2

Bild 136 und Bild 137 zeigen für die Fette PG1 und MIN2 die ermittelten Grundreibungszahlen  $\mu_{0T}$  von Drei-Scheiben-Prüfstand und von Schneckenprüfständen bei einer Hertzschen Pressung von  $300 \text{ N/mm}^2$ , aufgetragen über der mittleren Gleitgeschwindigkeit  $v_{gm}$ . Es ist zu erkennen, dass die Werte am Drei-Scheiben-Prüfstand unterhalb der an Schneckengetrieben ermittelten Werte liegen. Das Verhältnis beider Werte ist dabei annähernd konstant.

Am Modellprüfstand herrschen demnach günstigere Reibungsverhältnisse als im realen Getriebe. Vermutlich ist dies auf die zunächst unvollständige Ausbildung des Schmierfilms im Einlauf der Verzahnung zurückzuführen. Dieses Verhalten lässt sich mit den kontinuierlichen Bedingungen eines Scheibenprüfstandes nicht zutreffend abbilden. Um von den Werten aus dem Drei-Scheiben-Prüfstand direkt auf die Werte realer Schneckengetriebe zu schließen, ist daher die Berücksichtigung einer Einlaufzone mit deutlich höherer Reibungszahl notwendig. Analog verfährt Wimmer in [W7] zur Beschreibung der Reibungszahl im Anfangsreibungsbereich zu Beginn des Zahneingriffs von Stirradverzahnungen. Wie bei Stirradverzahnungen, so sind auch bei Schneckengetrieben weitere Untersuchungen zur Bestimmung einer zutreffenden Zahnreibungszahl für diesen Anfangsreibungsbereich notwendig.

Die Größe dieser Einlaufzone lässt sich mit Bild 138 abschätzen. Dort sind die Reibungszahlen aus Versuchen am Drei-Scheiben-Prüfstand auf die Werte aus Versuchen an Schneckengetrieben bezogen. Es zeigt sich, dass die Reibungszahlen der Getriebe für jedes Fett einen in etwa konstanten Faktor oberhalb der Werte am Modellprüfstand liegen.



**Bild 138:** bezogene Grundreibungszahlen beider Versuchseinrichtungen für die Bedingungen des Standard-Referenzgetriebes<sup>6</sup>

## 6.4 Weitere Tragfähigkeitsgrenzen bei Fettschmierung

### 6.4.1 Grübchentragfähigkeit

In keinem der Versuchsläufe konnte eine beginnende Grübchenbildung oder das Ausbrechen von Grübchen beobachtet werden, obwohl die Radsätze vereinzelt bis zu 2000 h im Einsatz waren. Eine Grübchengefährdung eines Schnecken-Radsatzes besteht nach [D11] bei Unterschreiten einer Grübchensicherheit von  $S_H = 2,0$ . Dann wird empfohlen, die Lastwechselzahl  $N_{LI}$  in Grübchenphase I nach [R1] mit (Gl. 57), d.h. die Dauer bis zum Beginn der Grübchenschädigung, zu berechnen.

$$N_{LI} = 10^6 \cdot \left( 1 + 0,86 \cdot \ln\left(3 \cdot \frac{v_{gm}}{v_{Ref}}\right) \right) \cdot e^{\left(28,078 - 4,666 \cdot \ln\left(520 \cdot \frac{\sigma_{Hm}}{\sigma_{Hlim}}\right)\right)} \quad (\text{Gl. 57})$$

$N_{LI}$	:	Lastwechselzahl bis zur Grübchenentstehung	[-]
$v_{gm}$	:	mittlere Gleitgeschwindigkeit	[m/s]
$v_{Ref}$	:	Referenzgeschwindigkeit, $v_{Ref} = 3$	[m/s]
$\sigma_{Hm}$	:	mittlere Hertzsche Pressung	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_{Hlim}$	:	Grübchenfestigkeit nach [D11]	[N/mm <sup>2</sup> ]

Aus der Lastwechselzahl folgt die Lebensdauer  $L_{hl}$  mit (Gl. 58):

<sup>6</sup> Für die Fette PG2, MIN1 sowie für die Antriebsdrehzahl  $n_1 = 250 \text{ min}^{-1}$  wurden die Reibungszahlen aus den Näherungsgleichungen (Tabelle 25) bestimmt.

$$L_h = \frac{N_L \cdot i}{n_1 \cdot 60} \quad (\text{Gl. 58})$$

$L_h$	:	Lebensdauer	[h]
$N_L$	:	Lastwechselzahl	[-]
$i$	:	Übersetzung	[-]
$n_1$	:	Antriebsdrehzahl	$[\text{min}^{-1}]$

Sofern der Verschleiß schneller fortschreitet als sich Grübchen bilden, d.h. ermüdete Flankenbereiche bereits abrasiv verschlissen sind, bevor sie die Bereitschaft zur Grübchenbildung zeigen, wird ein Schneckengetriebe keine Grübchen aufweisen. Dazu wird eine Aussage zur Tiefe der Grübchenschädigung benötigt.

Evans und Tournet [E2] fanden in Versuchen mit Bronzescheiben zwei unterschiedliche Tiefenklassen von Grübchen. Sie unterscheiden flache Grübchen mit einer Tiefe von ca. 0,15 mm und tiefe Grübchen mit einer Tiefe von ca. 0,3-0,43 mm. Als Erklärung führen sie den Ort der Anrissbildung an der Oberfläche (flache Grübchen) bzw. unter der Oberfläche (tiefe Grübchen) an.

Betrachtet man beide Tiefenklassen als Grenzwerte des Flankenabtrags im Normalschnitt  $\delta_{Wn}$ , so lassen sich mit den oben dargestellten Ergebnissen die Lebensdauern bis zum Erreichen des jeweiligen Grenzkriteriums berechnen. Sofern die Verschleißgrenze schneller erreicht ist als der Beginn der Grübchenbildung, ist das Tragfähigkeitskriterium Verschleiß gegenüber dem Tragfähigkeitskriterium Grübchen dominant.

Bild 139 zeigt dazu die Lebensdauer in Grübchenphase I  $L_{hI}$  über der Hertzschen Pressung  $\sigma_{Hm}$  für die Baugröße 100 mm bei einer Antriebsdrehzahl von  $n_1 = 500 \text{ min}^{-1}$  und Schmierung mit MIN2. Neben der Lebensdauer in Grübchenphase I ist die Dauer bis zum Erreichen der beiden Grenzkriterien  $\delta_{Wn}$  für die beiden Tiefenklassen von Grübchen sowie der Verlauf der gemessenen Radmassentemperatur dargestellt. Es ist deutlich sichtbar, dass die beiden Verschleißgrenzen deutlich früher erreicht werden als die Lebensdauer in Grübchenphase I. Damit ist eine Grübchenbildung für die Versuchsradsätze der Baugröße  $a = 100 \text{ mm}$  auszuschließen.

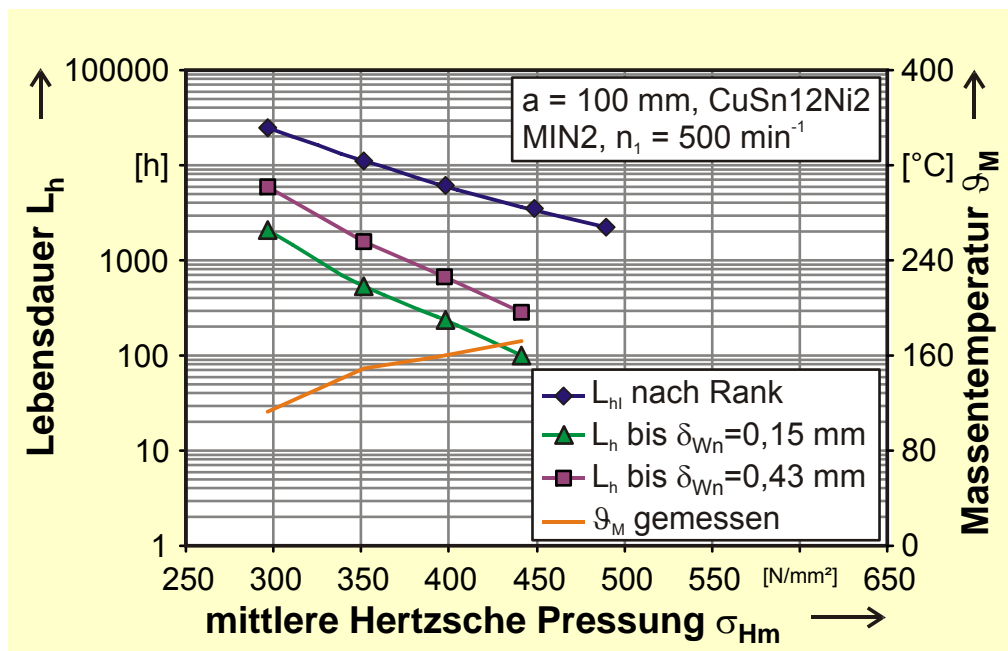


Bild 139: Lebensdauerergrenzen für Baugröße  $a = 100 \text{ mm}$



In Baugröße  $a = 65 \text{ mm}$  ist bei gleicher Flankenbelastung und Antriebsdrehzahl die Verschleißintensität größer und die Grübchengefährdung damit noch geringer. Bei den Versuchen mit Radsätzen der Werkstoffpaarung vergütete Schnecke / Rad aus Sphäroguss konnte auf Grund der geringen Lastwechselzahlen und der für Grübchenbildung benötigten langen Versuchslaufzeiten keine Grübchenbildung festgestellt werden. Vor dem Hintergrund des typischen Anwendungsbereichs von fettgeschmierten Schneckengetrieben - Langsamlauf bei höheren Lasten und intermittierender Betrieb - treten Verschleiß und Temperatur zudem gegenüber Grübchen als maßgebliches Schadenskriterium in den Vordergrund.

#### 6.4.2 Riefenbildung

Riefenbildung ist ein typischer Schaden der Werkstoffpaarung vergütete Schnecke und Rad aus Gusswerkstoff. Aus der geringen Anzahl an Versuchen der Werkstoffpaarung 42CrMo4/EN-GJS-600-3 lassen sich keine allgemeingültigen Aussagen über die Grenze der Riefenbildung treffen. Die Ergebnisse werden daher in den Kontext der in [L3] angegebenen Riefengrenzen für Schmierung mit hochlegiertem Polyglykol-Öl und EN-GJS-400 als Radwerkstoff eingeordnet. Bild 140 zeigt diese Einordnung für verschiedene Versuche in einem Kennfeld aus der mittleren Hertzchen Pressung über der mittleren Gleitgeschwindigkeit. Die darin angegebene Grenzkurve nach Lange [L3] wird aus Versuchsergebnissen gleicher Übersetzung und Baugröße  $a = 100 \text{ mm}$  berechnet. Weiter sind dort eigene Versuchsergebnisse mit dem Radwerkstoff EN-GJS-600-3 mit zwei verschiedenen Fetten PG2 und MIN1 eingezeichnet sowie zwei Stichversuche mit dem Radwerkstoff EN-GJS-400.

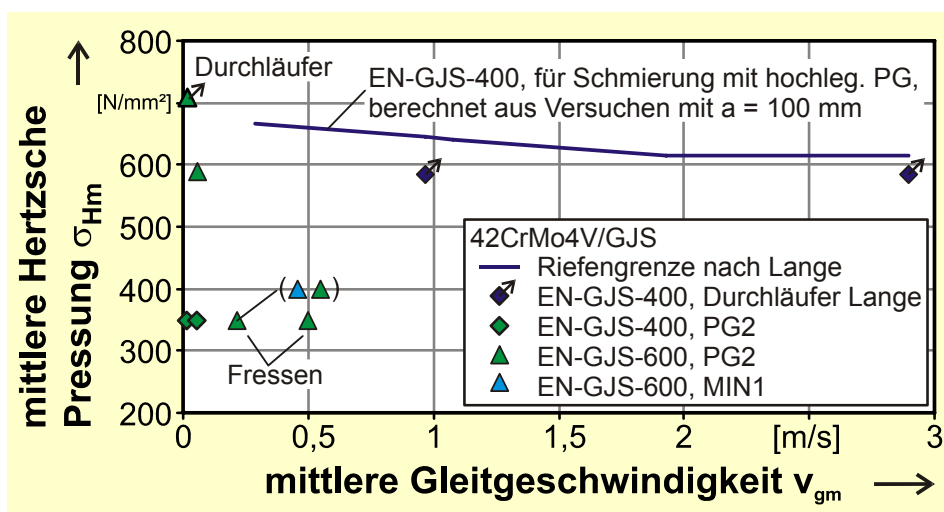


Bild 140: Versuche zur Bestimmung der Riefengrenze

Die beiden Flanken des Rades aus EN-GJS-400 weisen bereits bei einer mittleren Hertzchen Pressung von  $\sigma_{Hm} = 347 \text{ N/mm}^2$ , d.h. bei Abtriebsmoment  $T_2 = 106 \text{ Nm}$ , unabhängig von der Antriebsdrehzahl nahezu in selbem Ausmaß Riefenbildung auf. Deutlich höhere ertragbare Hertzche Pressungen werden für Räder aus EN-GJS-600-3 festgestellt. Hier wird bei der Antriebsdrehzahl  $n_1 = 10 \text{ min}^{-1}$ , auch bei einer mittleren Hertzchen Pressung von  $\sigma_{Hm} = 709 \text{ N/mm}^2$ , zwar eine Aufrauung der Flanke auf  $Ra = 1,376$ , aber damit noch keine Riefenbildung festgestellt. Bei steigender Antriebsdrehzahl sinkt das Grenzmoment bis zur Riefenbildung erwartungsgemäß ab. Bei einer Antriebsdrehzahl von  $n_1 = 150 \text{ min}^{-1}$  tritt bereits bei niedrigster Prüflast Fressen der Verzahnung auf. Dies gilt auch bei Verwendung des Fetts MIN1 anstelle des zuvor eingesetzten PG2.



Weiter konnte beobachtet werden, dass ein nach Eintritt von Riefenbildung fortgesetzter Betrieb keine nennenswerte Verbesserung der Oberfläche durch Glätten der Oberflächen bringt. Der Betriebsverschleiß liegt etwa um den Faktor 8 über dem Ausgangswert ohne Riefen bei gleichzeitig deutlich reduziertem und schwankendem Gesamtwirkungsgrad.

Auf Grund der Ergebnisse kann davon ausgegangen werden, dass bei Schmierung mit Fetten eine gegenüber Ölschmierung verstärkte Tendenz zur Riefenbildung besteht. Bereits bei niedrigen mittleren Gleitgeschwindigkeiten ( $v_{gm} \approx 0,22$  m/s) tritt anstelle von Riefenbildung bereits ein Fressschaden auf. Im Bereich sehr niedriger Gleitgeschwindigkeiten ( $v_{gm} < 0,015$  m/s) scheint jedoch kein Vorteil von Ölschmierung gegenüber Fettschmierung hinsichtlich Riefenbildung mehr zu bestehen.

### 6.4.3 Fresstragfähigkeit

In den dargestellten Untersuchungen fielen drei Prüfverzahnungen in Baugröße  $a = 65$  mm der Paarung Stahl/Sphäroguss durch Fressschäden aus (vgl. Bild 140). Bei Antriebsdrehzahlen von  $n_1 = 150$  bzw.  $500$   $\text{min}^{-1}$  und einem Abtriebsmoment von  $T_2 = 106$  Nm war die Fressgrenze mit den beiden untersuchten Fetten MIN1 und PG2 bereits überschritten. Eine systematische Untersuchung der Fressgrenze erfolgte wegen der wenigen Versuchsräder aus Sphäroguss nicht. Bei geringen Antriebsdrehzahlen konnten keine Fressschäden festgestellt werden.

In der Paarung Stahl/Bronze werden bei Antriebsdrehzahl  $n_1 = 500$   $\text{min}^{-1}$  und Baugröße  $a = 100$  mm in der jeweils höchsten untersuchten Laststufe Ansätze von Fressschäden festgestellt. Diese konnten, wie in [S11] beschrieben, nicht auf der Flanke detektiert werden, sondern äußerten sich in einem stark schwankendem Verlauf des Wirkungsgrades und einem gleichzeitigen deutlichen Anstieg der Radmassentemperatur um bis zu 60 K. Die Schwankungen des Wirkungsgrades sind nach [S11] auf örtliches Fressen mit anschließender Glättung der Flanken durch Überrollen der aufgeschweissten Bronze zurückzuführen. Der Anstieg der Radmassentemperatur führt zu einem Überschreiten der zulässigen Temperatur (vgl. Abschnitt 6.1.3) und damit zu einem Anstieg des Betriebsverschleißes. Übermäßiger Verschleiß stellt insofern einen Folgeschaden da. Über den Anstieg der Radmassentemperatur lässt sich ein Fressschaden zudem indirekt feststellen.



## 7 Zusammenfassung und Ausblick

### 7.1 Zusammenfassung

Schneckengetriebe werden in der industriellen Praxis vornehmlich mit Getriebeölen geschmiert. Eine Schmierung mit Fetten der NLGI-Klasse 2 erfolgt auch in Einsatzfällen, in denen diese Art der Schmierung Vorteile in Hinblick auf Schmierstoffversorgung und Dichtung des Getriebes bieten könnte, häufig deshalb nicht, weil Unklarheit über Tragfähigkeit und Wirkungsgrad besteht. Die vorliegende Arbeit leistet einen wesentlichen Beitrag dazu, Tragfähigkeit und Wirkungsgrad von fettgeschmierten Schneckengetrieben berechnen zu können. Die möglichen Potentiale von Getriebefetten - Ressourcenschonung durch geringen Schmierstoffbedarf, Leckagereduktion und Dichtungsvorteile - können so besser als bisher ausgeschöpft werden. Damit wird die Grundlage für eine weitere Verbreitung dieser Schmierungsart in geeigneten Anwendungsfällen gelegt.

Mit experimentell abgesicherten Näherungsgleichungen für gängige Vertreter von Schmierfetten lassen sich fettgeschmierte Schneckengetriebe hinsichtlich Tragfähigkeit und Wirkungsgrad optimiert auslegen und an ihren Belastungsgrenzen betreiben. Die Einflüsse und Wechselwirkungen der einzelnen Grenzkriterien wurden herausgearbeitet und können nun mit Näherungsformeln abgeschätzt werden. Dabei gibt es Hinweise auf gegenüber Ölen günstigere erreichbare Reibungszahlen, insbesondere bei sehr niedrigen Gleitgeschwindigkeiten um  $v_{gm} = \text{ca. } 0,06 \text{ m/s}$ . Dem gegenüber werden Verschleißwerte festgestellt, die deutlich oberhalb der Werte für Ölschmierung liegen.

Auf Grundlage umfangreicher systematischer Versuche an insgesamt 47 Prüfradsätzen und 108 Prüfscheiben werden die für die Auslegung wesentlichen Einflussparameter untersucht und die Ergebnisse praxistauglich verfügbar gemacht. Die Einflussparameter umfassen neben dem Einfluss von Last und Drehzahl Baugröße und Werkstoffkombination, verschiedene Schmierstoffparameter sowie grundlegende Parameter zur Fettversorgung wie Füllhöhe und Wandabstand. Der Schmierstoff Fett wird für die Berechnung dabei auf Grundlage der Daten des jeweiligen Grundöls berücksichtigt. Im Einzelnen werden in der Arbeit behandelt:

#### *Thermisches Verhalten fettgeschmierter Schneckengetriebe*

Bei Schmierung mit konsistenten Fetten herrscht im Getriebe ein gegenüber Ölschmierung grundlegend anderer Wärmetransportmechanismus mit bei gleichen Verzahnungsverlusten deutlich höheren Massentemperaturen vor. Der geringe Anteil des Fetts am Wärmetransport aus dem Zahnkontakt führt zu einer erheblich stärkeren Erwärmung der sonstigen Bauteile des Getriebes. Auf Grund dieser Bedingungen kommt bei der Auslegung und Dimensionierung fettgeschmierter Schneckengetriebe der Temperatursicherheit bereits bei geringen Verlustleistungen eine stärkere Bedeutung zu als bei Schmierung mit Öl. Konstruktive Maßnahmen wie ein geringer Wandabstand zwischen Verzahnung und Gehäuse sowie eine gute Verrippung des Gehäuses und aktive Kühlung ermöglichen eine erhebliche Verbesserung der Wärmeübertragung und damit eine Absenkung der thermischen Beanspruchung der einzelnen Bauteile.

In Analogie zu einem elektrischen Widerstandsmodell wird daher ein Wärmewiderstandsmodell formuliert, das die Berechnung der stationären Temperatur einzelner Getriebekomponenten bei Schmierung mit Fett ermöglicht. Das Modell wird anhand von experimentellen Untersuchungen der Temperaturgänge im Getriebe verifiziert und in seiner Gültigkeit bestätigt. Das Modell lässt sich mit Hilfe eigener Messungen auf Getriebe beliebiger Geometrie übertragen. Als praxisgerechte Näherung wird ferner ein formelmäßiger Zusammenhang unter Berücksichtigung von

Grundölviskosität, Drehzahl und Baugrößeneinfluss formuliert, der die Berechnung der Radmasentemperatur als maßgebliche Temperatur für die Schmierungsbedingungen erlaubt. Für die fünf an Schneckenprüfständen untersuchten additivierten Fette werden Grenzwerte bestimmt, die die Berechnung einer Temperatursicherheit für Fettschmierung erlauben.

#### *Verschleißtragfähigkeit*

Als relevante Tragfähigkeitsgrenze gilt neben der Temperatursicherheit die Verschleißtragfähigkeit. Für insgesamt sechs Versuchsfette, davon drei auf Basis von Polyglykol, zwei auf Basis von Mineralöl und eines auf Basis von Polyalphaolefin, wird die Bezugsverschleißintensität bei verschiedenen Antriebsdrehzahlen bestimmt. Dabei zeigen sich insbesondere für die beiden Fette auf Mineralölbasis mit LiK- bzw. CaK-Verdicker günstigere Werte als für Schmierung mit Öl. Das Polyglykol PG1 (Li-Verdicker) zeigt ein mit Öl vergleichbares Verschleißverhalten. Die Fette lassen außerdem einen Vorteil gegenüber Ölen im Bereich extrem niedriger Gleitgeschwindigkeiten  $v_{gm} < 0,02$  m/s vermuten. Versuche mit vergüteter Schnecke und einem Schneckenrad aus EN-GJS-600-3 zeigen die grundsätzliche Eignung für Fettschmierung im Bereich sehr geringer Antriebsdrehzahlen der Baugröße  $a = 65$  mm ( $n_1 < 150$  min<sup>-1</sup>), wobei hier bei Schmierung mit PG2 (LiK-Verdicker) die Bezugsverschleißintensität niedriger liegt als für Ölschmierung. Die Streuung der Verschleißwerte ist insgesamt erheblich und noch größer als bei Ölschmierung zu erwarten. Bei fettgeschmierten Anlaufvorgängen werden geringere Überhöhungen des Betriebsverschleißes festgestellt als bei Ölschmierung zu erwarten.

Mit den ermittelten Kennwerten lassen sich fettgeschmierte Schneckengetriebe hinsichtlich der Verschleißtragfähigkeit für verschiedene Fette mit gängigen Grundölen und Verdickern auslegen und dimensionieren. Die grundsätzliche Anwendbarkeit des Vorgehens nach DIN 3996 [D11] konnte auch für Fette experimentell bestätigt werden. Damit kann der Anwender durch eigene Tests mit den verwendeten Werkstoffen und Schmierstoffen eine weitere Verfeinerung der Kennwerte für die Tragfähigkeitsberechnung erzielen.

#### *Reibungszahlen bei Fettschmierung und Gesamtwirkungsgrad*

Die sechs Fette der Verschleißtests wurden auch hinsichtlich ihrer Grundreibungszahlen untersucht. Dabei werden von allen Fetten mit Ausnahme von PG2 Werte deutlich oberhalb der Erwartungswerte für Öl nach DIN 3996 [D11] erreicht. Das Fett PG2 bietet in Verbindung mit Bronzerädern gegenüber der Referenz für Ölschmierung Vorteile im Bereich der mittleren Gleitgeschwindigkeit von  $v_{gm} = 0,02$  bis  $0,14$  m/s. Verglichen mit seinem Grundöl liegen die Reibungszahlen etwa ein Drittel niedriger. Für Räder aus EN-GJS-600 sind die Grundreibungszahlen von PG2 durchwegs geringer als die Referenz für Ölschmierung. Der höchste Gesamtwirkungsgrad ergibt sich in Baugröße  $a = 65$  mm für eine Antriebsdrehzahl von  $n_1 = 500$  min<sup>-1</sup> und Schmierung mit dem Fett PG2.

Die an den Schneckengetriebeprüfständen untersuchten Fette wurden mitsamt der zugehörigen Grundöle an einem Drei-Scheiben-Modellprüfstand untersucht. Gemeinsam mit neun weiteren, markt gängigen Fetten wurden insgesamt 32 Varianten untersucht. Dabei wurden Verdickeranteil und Grundölviskosität systematisch variiert und zusätzlich markt gängige Fette untersucht. Dieser ausführliche Vergleich schafft eine Entscheidungsgrundlage für eine gezielte Auswahl von Schmierfetten zum Einsatz in Schneckengetrieben. Außerdem wird der tendenzielle Einfluss der Grundölart mit möglichem Reibungszahlvorteil für Polyglykole sowie der positive Einfluss einer höheren Grundölviskosität auf die Reibungszahl bestätigt.

Dabei ist zu erwähnen, dass die Reibungszahl nicht alleiniges Kriterium zur Beurteilung der Eignung eines Fetts zum Einsatz in Schneckengetrieben sein kann. Weitere Einflussfaktoren umfassen unter Anderem das Verschleißverhalten, welches z.B. beim Einsatz von EP-Additiven häufig

in direkter Wechselwirkung mit den Reibungszahlen steht. So kann eine Additivierung mit hohem Schwefel-/Phosphoranteil beispielsweise gleichzeitig die Reibungszahl durch Bildung von Grenzschichten positiv und den Betriebsverschleiß durch beschleunigten Abtrag eben dieser Grenzschichten negativ beeinflussen.

#### *Einflussparameter auf die Fettversorgung*

Zur Definition optimaler Schmierungsbedingungen werden Füllmenge, Füllhöhe und Wandabstand systematisch variiert. Während Füllmenge und Wandabstand innerhalb der untersuchten Versuchslaufzeiten keinen Einfluss auf Tragfähigkeit oder Wirkungsgrad haben, besteht ein deutlicher Einfluss der Füllhöhe auf die Leerlaufverluste und damit auch ein Einfluss auf den Gesamtwirkungsgrad. Dabei ergibt sich ein Zielkonflikt zwischen einem möglichst hohen Füllstand, der eine regelmäßige Nachschmierung des Zahnkontakts sicherstellt, und einem möglichst geringen Füllstand, der durch Freigraben der Verzahnung geringe Verluste hervorruft. Als günstigster Kompromiss erweist sich ein teilweise gefülltes Gehäuse mit einem Füllstand bis etwa Achsmittle des oberliegenden Rades.

## **7.2 Ausblick**

Mit den hier dargestellten Ergebnissen ist ein Vorgehen formuliert, mit dem Ergebnisse aus der Praxis verglichen und systematisch dargestellt werden können. Derart lassen sich Ergebnisse mit fettgeschmierten Schneckengetrieben gezielt aufarbeiten und um weitere Einflüsse und Schmierstoffe erweitern. So ist beispielsweise die Auswirkung unterschiedlicher Schmierstoffparameter auf die Tragfähigkeit bislang nur sehr grob abgebildet. Die Betrachtung tribologischer Aspekte wie der Schmierfilmstandzeit und der Schmierstoffalterung versprechen Aussagen zu Lebensdauer und Wechselfristen der Schmierfette beim Einsatz in Schneckengetrieben.

Ein wesentlicher Ansatzpunkt zur Optimierung fettgeschmierter Schneckengetriebe sind Maßnahmen zur Verbesserung des thermischen Verhaltens. Dies kann einerseits durch eine Reduzierung der thermischen Belastung von Getriebekomponenten und Schmierstoff durch Aussetzbetrieb oder andererseits durch Maßnahmen zur besseren Wärmeabfuhr erfolgen. Für die Berechnung der Bedingungen bei Aussetzbetrieb ist die Erweiterung des Wärmewiderstandsmodells um zeitlich und räumlich instationäre Aufheiz- und Abkühlvorgänge eine gangbare Möglichkeit. Damit könnten auch Last- und Drehzahlkollektive verfeinert berücksichtigt werden.

Als Anwendungsbereich, in dem Fettschmierung Vorteile gegenüber Ölschmierung bieten kann, ist zusätzlich zu konstruktiven Erfordernissen wie Dichtbarkeit und Einbaulage der Einsatz bei niedrigen Gleitgeschwindigkeiten identifiziert worden. Weitere Untersuchungen in diesem Bereich sollten die Ergebnisse absichern und den zugrunde liegenden Mechanismus sowie Einflussmöglichkeiten und Optimierungsansätze klären. In diesem Zusammenhang verdient auf Grund der guten Ergebnisse insbesondere die Verwendung alternativer Werkstoffe zur Schneckenradbronze wie beispielsweise Sphäroguss weiteres Augenmerk.



## 8 Literatur

- [B1] BALY, H.: Wälzlagerreibung Fettschmierung. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. FVA-Forschungsheft 775, Frankfurt/Main [2005].
- [B2] BARTON, P.: Untersuchung der Tragfähigkeit von Schraub- und Schneckengetrieben der Werkstoffpaarung Stahl/Kunststoff. Diss. Ruhr-Uni. Bochum, [2000]
- [B3] BARTZ, W (Hrsg.): Schmierfette – Zusammensetzung, Eigenschaften, Prüfung und Anwendung. Technische Akademie Esslingen [2000].
- [B4] BARTZ, W.: Synthetische Schmierfette – Eine Übersicht. Technische Akademie Esslingen [2006].
- [B5] BARZ, M.: Die Schmierfilmbildung in fettgeschmierten schnelllaufenden Spindellagern. Diss. Universität Hannover [1996].
- [B6] BAYERDÖRFER, S.: Slow speed wear test in the FZG test rig. Fifth CEC International Symposium on the Performance Evaluation of Automotive Fuels and Lubricants, 13-15 May 1997, Göteborg, Sweden. [1997]
- [B7] BLANKE, H.J.: Schmierfilm-Standzeitversuche mit adhäsiven Getriebeschmierstoffen auf einem Verspannungsprüfstand. Zement, Kalk, Gips 40, S. 376 – 379 [1987].
- [B8] BÖHMNER, T.: Entwicklung eines Standardtestes für Schneckengetriebe zur Erprobung von Schmier- und Werkstoffe. Diss. Ruhr-Universität Bochum [1991].
- [B9] BÖHNERT, H.: Berechnung der Lebensdauer von Verzahnungen von Zylinderschneckengetrieben. Diss. TU Dresden [1978],
- [B10] BOUCHÉ, B.: Reibungszahlen von Schneckengetrieben im Mischreibungsgebiet. Diss. Ruhr-Universität Bochum, [1991]
- [B11] BLOK, H.: The Flash Temperature Concept, Wear 6 [1963], S.483-494
- [C1] CANN, P.: Thin-film grease lubrication. Proc. Instn. Mec. Eng. Vol. 23/3 [1999].
- [D1] DAIZHONG, S., HONGYE, W.: Study of the engaging Characteristics and the Load-carrying Capacity of ZK-Worm Gears. 2ème Congres Mondial des engrenages, Paris, a.699-708 [1986].
- [D2] DIN EN ISO 945: Mikrostruktur von Gusseisen. Deutsches Institut für Normung e.V. [2010]
- [D3] DIN 1319: Grundbegriffe der Messtechnik. Deutsches Institut für Normung e.V. [1995]
- [D4] DIN EN 1563: Gießereiwesen - Gusseisen mit Kugelgraphit; Deutsche Fassung. Deutsches Institut für Normung e.V. [2005]
- [D5] DIN EN 1982: Kupfer und Kupferlegierungen – Blockmetalle und Gussstücke. Deutsches Institut für Normung e.V. [2008]
- [D6] DIN ISO 2909: Mineralölerzeugnisse: Berechnung des Viskositätsindex aus der kinematischen Viskosität, Deutsches Institut für Normung e.V. [2002]
- [D7] DIN ISO 2137: Schmierfett und Petrolatum – Bestimmung der Konuspenetration, Deutsches Institut für Normung e.V. [1997]
- [D8] DIN ISO 2176: Schmierfette – Bestimmung des Tropfpunktes, Deutsches Institut für Normung e.V. [1997]

- [D9] DIN 3974-2: Toleranzen für Schneckengetriebe-Verzahnungen, Teil 2, Deutsches Institut für Normung e.V. [1995]
- [D10] DIN 3975: Begriffe und Bestimmungsgrößen für Zylinderschneckengetriebe mit sich rechtwinklig kreuzenden Achsen, Teil 1, Deutsches Institut für Normung e.V. [2002]
- [D11] DIN 3996: Tragfähigkeitsberechnung von Zylinderschneckengetrieben mit Achswinkel  $\Sigma = 90^\circ$ . Deutsches Institut für Normung e.V., Entwurf als Ersatz für DIN 3996.1998 [2010]
- [D12] EN 10083-3: Vergütungsstähle - Technische Lieferbedingungen für legierte Stähle. Deutsche Fassung Deutsches Institut für Normung e.V. [2006]
- [D13] EN 10084: Einsatzstähle – Technische Lieferbedingungen. Deutsche Fassung Deutsches Institut für Normung e.V. [1998]
- [D14] DIN EN ISO 18265: Metallische Werkstoffe – Umwertung von Härtewerten. Deutsches Institut für Normung e.V. [2004]
- [D15] DIN ISO 14635-1: Zahnräder - FZG-Prüfverfahren - Teil 1: FZG-Prüfverfahren A/8,3/90 zur Bestimmung der Fresstragfähigkeit von Schmierölen [2006].
- [D16] DIN 51519: Schmierstoffe - ISO-Viskositätsklassifikation für flüssige Industrie-Schmierstoffe. Deutsches Institut für Normung e.V. [1998]
- [D17] DIN 51818: Konsistenzenteilung für Schmierfette. Deutsches Institut für Normung e.V. [1981]
- [D18] DIN 51825: Schmierstoffe - Schmierfette K - Einteilung und Anforderungen. Deutsches Institut für Normung e.V. [2004]
- [D19] DINTER, R.: Riefen und Risse auf Schneckenflanken von Zylinderschneckengetrieben. Diss. Ruhr-Universität Bochum [1997].
- [D20] DOLESCHEL, A.: Berechnung der Verlustleistung und des Wärmehaushalts von nicht leistungsverzweigten Getrieben. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., FVA-Forschungsheft 625, Frankfurt/Main [2001].
- [D21] DOWSON, D.; HIGGINSON, G.: Elasto-Hydrodynamic Lubrication. Pergamon Press, Oxford, [1977]
- [E1] ERNST, A.: Eingriffsverhältnisse der Schneckengetriebe. Springer-Verlag Berlin [1901]
- [E2] EVANS, L.S., TOURRET, R.: The Wear and Pitting of Bronze Disks Operated under Simulated Worm Gear Conditions. Symposium on Gear Lubrication, Part I, Institute of Petroleum, S.652-699, Feb. [1952].
- [F1] FRANKE, E.: Ermittlung von Fett-Kennwerten zum Reibungsverhalten und zur Schmierwirkungsdauer in schnelllaufenden Wälzlagern. DGMK Bericht 379-1 [1997].
- [F2] Forschungsvereinigung Antriebstechnik (FVA) e.V.: FVA-Benutzeranleitung zum FVA-EDV-Programm Wtplus zur Berechnung des Wärmehaushalts von Zahnradgetrieben ohne Leistungsverzweigung bei stationärem Betrieb. Frankfurt: FVA [2002]
- [G1] GERSTENBERGER, J.: Wälzlagerschmierung mit Fett bei niedrigen Temperaturen. Diss. Universität Hannover [2000]
- [G2] GOERZ, T.: Schmierfette auf Seifenbasis, Zusammensetzung – Herstellung Eigenschaften, Tribologie und Schmierungstechnik, 56. Jahrgang 1 [2009]



- [G3] GRÜNBERGER, S.: Untersuchungen zum Wärmehaushalt von Getriebegehäusen. TU München, unveröffentlichte Semesterarbeit Nr. 1482 [2011].
- [H1] HAAG, P.: Anlaufwirkungsgrade und Selbsthemmungsfähigkeit von ruhenden Schneckengetrieben. Diss., Ruhr-Universität Bochum [1991].
- [H2] HEILEMANN, J.: Tragfähigkeit und Wirkungsgrad bei unterschiedlichen Schnecken-Zahnflankenformen unter Berücksichtigung der Oberflächenhärte und Härtetiefe. Diss. TU-München [2004]
- [H3] Henschel Antriebstechnik GmbH: MUTAX-SIMPLEX Radsätze 04/06 DE HAT. Firmenschrift [2004]
- [H4] HERMES, J.: Tragfähigkeit von Schneckengetrieben bei Anfahrvorgängen sowie Last- und Drehzahlkollektiven. Diss. Ruhr-Universität Bochum [2008].
- [H5] HÖHN, B.-R., MICHAELIS, K., STEINGRÖVER, K., WINTER, H.: Reibungszahlen und Wirkungsgrade von Schneckengetrieben. VDI Berichte Nr. 905, S. 105-120 [1991].
- [H6] HOCHMANN, M.: Zahnradtragfähigkeit bei Schmierung mit Getriebefließfetten. Diss. TU München [2011].
- [H7] HUBER, G.: Untersuchungen über Flankentragfähigkeit und Wirkungsgrad von Zylinderschneckengetrieben (Evolventenschnecken).Diss. TU München [1978]
- [I1] ISO/TR 14179-2: Gears – Thermal capacity. [2001].
- [I2] ISO/TR 14521: Gears – Calculation of load capacity of wormgears. [2009].
- [J1] JACEK, A.: Tragfähigkeitssteigerung von Schneckengetrieben durch Optimierung der Schneckenradbronze. FVA-Forschungsvorhaben 205/II, FVA-Heft 631 [2001]
- [J2] JARCHOW, F.: Versuche an Stirnrad-Globoid-Schneckengetrieben. Diss. TU München [1960].
- [J3] JÜRGING, M.: Selbstbremsung von dynamisch belasteten Schneckengetrieben. Diss. Ruhr-Universität Bochum [1997].
- [K1] KALMUS, K.: Lebensmittelverträgliche Schneckengetriebeschmierstoffe. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., FVA-Forschungsheft 708, Frankfurt/Main [2003].
- [K2] KLAMANN, D.: Schmierstoffe und verwandte Produkte: Herstellung, Eigenschaften, Anwendung. Weinheim, Basel: Verlag Chemie [1982].
- [K3] Klüber Lubrication München KG: Die Schmierung großer Zahnkranzgetriebe, Firmenschrift [1996].
- [K4] Klüber Lubrication München KG: Schmierfette – Klassifikation, Auswahl und Anwendung, Firmenschrift [1991]
- [K5] Klüber Lubrication München KG: Der Wegweiser zur Schmierung. Firmenschrift [1989]
- [K6] KOVAR, W.: Verschleiß- und Wirkungsgraduntersuchungen an einem Schneckengetriebe. Dissertation, TH Wien [1969].
- [K7] KUHN, E.: Tribologie der Schmierfette. Renningen: Expert Verlag [2009]
- [K8] KRAGELSKIJ, I.: Grundlagen der Berechnung von Reibung und Verschleiß. München, Wien: Hanser Verlag [1983].

- [L1] LANDOLT, H., HELLWEGE, K.-H., PREDEL, B.: Zahlenwerte und Funktionen aus Naturwissenschaft und Technik / Neue Serie. Berlin u.a.: Springer Verlag [1993].
- [L2] LANGE, N.: Reibungszahlen von Schneckengetrieben, Abschlußbericht zum DFG-Vorhaben Nr. Ho1339/4-3, TU-München [1996]
- [L3] LANGE, N.: Hoch fresstragfähige Schneckengetriebe mit Rädern aus Sphäroguss. Diss. TU München [2000]
- [L4] LUTZ, M.: Berechnungsprogramm zur Ermittlung des Tragbildes zwischen Schnecke und Schneckenrad, FVA-Forschungsvorhaben 252 [1996] Heft Nr. 500, Abschlussbericht und Benutzeranleitung
- [M1] MADER, W.: Hinweise zur Anwendung von Schmierfetten. Hannover: Curt R. Vincentz Verlag [1979].
- [M2] MAGYAR, B., HORAK, P.: Numerical and Experimental Analysis of TEHD Lubrication of ZK Type Worm Gears. VDI-Verlag: VDI-Bericht 2108.1, Internat. Conference on Gears, S. 225 – 236 [2010].
- [M3] MANG, T., DRESEL, W. (Eds.): Lubricants and lubrication, Wiley-VCH [2001].
- [M4] MATHIAK, D.: Versuche zum Einfluss der Übersetzung und der Zahnformzahl auf Wirkungsgrad und Flankentragfähigkeit von Schneckengetrieben unter Berücksichtigung der Schmiermittlviskosität. FVA-Forschungsvorhaben 12/II, FVA-Heft 123 [1982]
- [M5] MICHAELIS, K.: FZG - Prüfungen für konsistente Antriebsschmierstoffe. Antriebstechnik 18 , Nr. 11, S. 550 – 554, [1979].
- [M6] MICHELS, K.: Entwicklung eines hochbelastbaren Schneckengetriebes mit Werkstoffpaarung Stahl/Grauguss. Diss. TU München [1968].
- [M7] MURCH, L.E., WILSON, W.R.D.: A thermal Elastohydrodynamic Inlet Zone Analysis. Trans. ASME, J. Lubr. Techn. 97, S.212-216 [1975].
- [N1] NEUPERT, K.: Verschleisstragfähigkeit und Wirkungsgrad von Zylinder-Schneckengetrieben. Diss. TU München [1990].
- [N2] NIEMANN, G.; WINTER, H.: Maschinenelemente Band II, 2.Auflage, Springer-Verlag Berlin, Heidelberg, New York, London, Paris, Tokio [1989]
- [N3] NIEMANN, G.; WINTER, H.: Maschinenelemente Band III, 2.Auflage, Springer-Verlag Berlin, Heidelberg, New York, Tokio [1986]
- [N4] NIEMANN, G.; WINTER, H.; HÖHN, B.-R.: Maschinenelemente Band I, 3. Auflage, Springer-Verlag Berlin, Heidelberg, [2001]
- [N5] NASS, U.: Tragfähigkeitssteigerung von Schneckengetrieben durch Optimierung der Schneckenradbronze. FVA-Forschungsvorhaben 205, FVA-Heft 476 [2001].
- [O1] OCTRUE, M.: Octrue, M.: New Method of Designing Worm Gears. Gear Technology, July/August, S. 20-42 [1989].
- [P1] PALAND, E.-G.: Ermittlung von Fett-Kennwerten zum Reibungsverhalten und zur Schmierwirkungsdauer in schnelllaufenden Wälzlagern. DGMK Bericht 379, [1993].
- [P2] PAUSCH, S.: Verschleiß von Schneckengetrieben-Theorie und Experiment, Diss. TU Wien, [1998]

- [P3] PLACZEK, T.: Lastverteilung und Flankenkorrektur in gerad- und schrägverzahnten Stirnradstufen. Diss. TU München [1988].
- [P4] PLEWE, H.-J.: Untersuchungen über den Abriebverschleiß von geschmierten, langsam laufenden Zahnradern. Diss. TU München [1980].
- [P5] POLIFKE, W.: Wärmeübertragung. Grundlagen, analytische und numerische Methoden. Pearson Studium [2005].
- [P6] PREDKI, W.: Hertzsche Drücke, Schmierstathöhen und Wirkungsgrade von Schneckengetrieben. Diss. Ruhr Uni. Bochum [1982]
- [R1] RANK, B.: Versuche zur Grübchentrugfähigkeit von Zylinderschneckengetrieben. Abschlussbericht, Frankfurt: Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. Heft Nr. 494 [1996]
- [R2] RHODE, A.: Riefenbildung an gehärteten Schnecken. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. FVA-Forschungsheft 889, Frankfurt/Main [2006].
- [S1] SCHLEICH, T.: Erweiterung der FVA Programme RIKOR und LAGER2 zur Bestimmung der Lebensdauer von Wälzlagern in Industriegetrieben. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. FVA-Forschungsheft 971, Frankfurt/Main [2011].
- [S2] SCHOUTEN, M. J. W.: Berechnung und Auslegung von Zahnradpaarungen auf der Basis der Elastohydrodynamik. Vortrag zum Lehrgang Getriebeschmierung. Technische Akademie Esslingen, 6. bis 8. Dezember [1978].
- [S3] SCHRADER, R.: Die Schmierfilmbildung von additivierten Mineralölen, synthetischen Schmierfilmflüssigkeiten und Fetten im elastohydrodynamischen Wälzkontakt. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. FVA-Forschungsheft 291, Frankfurt/Main [1989]
- [S4] SCHRADER A., ROSE, A.: De Ferri Metallographia Bd. II, Max-Planck-Institut für Eisenforschung. Verlag Stahleisen m.b.H., Düsseldorf [1966].
- [S5] SHARIF, K.J., EVANS, H.P., SNIDLE, R.W.: Prediction of the wear pattern in worm gears. Wear 261 [2006].
- [S6] SIEVERS, B.: Entwicklung von Programmroutinen zur Analyse von Tragbildern beliebiger Lage und Größe bei Schneckengetrieben, unveröffentl. Diplomarbeit, Ruhr-Universität Bochum [2007].
- [S7] SIGMUND, W.: Implementierung von Hertzschen Ersatzkrümmungsradien in ein bestehendes Softwarepaket zur Berechnung von Schneckengetrieben, unveröffentlichte Semesterarbeit Nr. 1270, TU-München, [2007]
- [S8] SKF: Hauptkatalog. Firmenschrift: Publikation Nr. 6000 I/DE [2008].
- [S9] STATISTISCHES BUNDESAMT: Produktion im Produzierenden Gewerbe - Jahr 2009. Auszug der Meldenummern 281524-320/-330/-340/-401/-403/-409. Wiesbaden [2010]
- [S10] STEINGRÖVER, K.: Reibungszahlen und Verschleiß von Schneckengetrieben. Abschlussbericht zum DFG Vorhaben Nr. Wi 325/22-1,2 [1990]
- [S11] STEINGRÖVER, K.: Untersuchungen zu Verschleiß, Verlustgrad und Fressen bei Zylinder-Schneckengetrieben. Diss. TU München [1993].
- [S12] STERNBERG, M.: Stahlschneckenräder. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., FVA-Forschungsheft 448, Frankfurt/Main [1998].
- [S13] STRIBECK, R.: Versuche mit Schneckengetrieben. Z. VDI 41/42 [1897/98]

- [S14] SCHAFFLER GRUPPE INDUSTRIE: Wälzlager. [2006]
- [V1] VDI-Richtlinie 2201: Schmierstoffe und Schmiereinrichtungen für Gleit- und Wälzlager. Düsseldorf: VDI-Verlag [1970].
- [V2] VILL, D.: Schneckengetriebe zur Leistungsübertragung mit der Laufpaarung Stahl und Grauguss. Diss. Ruhr Uni. Bochum [1989]
- [W1] WALTHER, C.: Über die Auswertung von Viskositätsangaben. Erdöl und Teer, Band 7, S.384 – 384 [1931].
- [W2] WEBER, C.; MAUSHAKE, W.: Untersuchung von Zylinderschneckengetrieben mit rechtwinklig sich kreuzenden Achsen. Verlag Vieweg, Braunschweig [1956]
- [W3] WEISEL, C.: Tragfähigkeit und Wirkungsgrad von Schneckengetrieben in Abhängigkeit von der Tragbildlage und –größe. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. Heft Nr. 853 [2007]
- [W4] WEISEL, C.: Schneckengetriebe mit lokal begrenztem Tragbild. Diss. TU München [2009].
- [W5] WILKESMANN, H.: Berechnung von Schneckengetrieben mit unterschiedlichen Zahnprofilformen. Diss. TU München [1974]
- [W6] WILLIAMSON, B.P., KENDALL, D.R., CANN, P.: The influence of grease composition in film thickness in ehd contacts. NLGI Spokesman Nr. 56 [1993].
- [W7] WIMMER, A.: Lastverluste von Stirnradverzahnungen. Diss. TU München [2006].

## **9 Anhang**

## 9.1 Schmierstoffe

### 9.1.1 Grundölviskosität

Die Berechnung der Viskosität bei Massentemperatur erfolgt nach [D6]. Dazu sind in Bild 141 bis Bild 144 die zugehörigen Ubbelohde-Walther-Diagramme dargestellt.

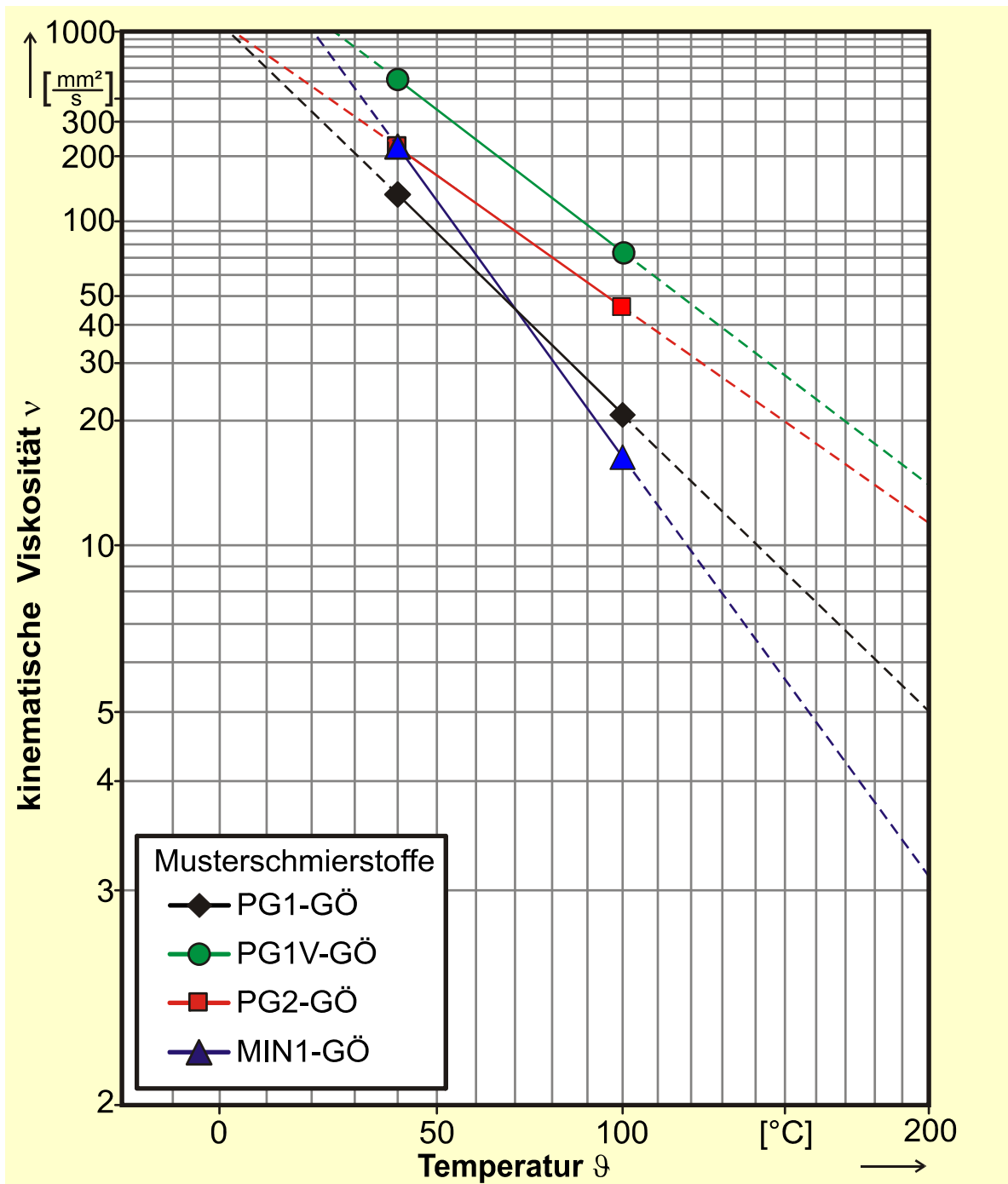


Bild 141: Ubbelohde-Walther-Diagramm der Musterschmierstoffe (Grundöle)

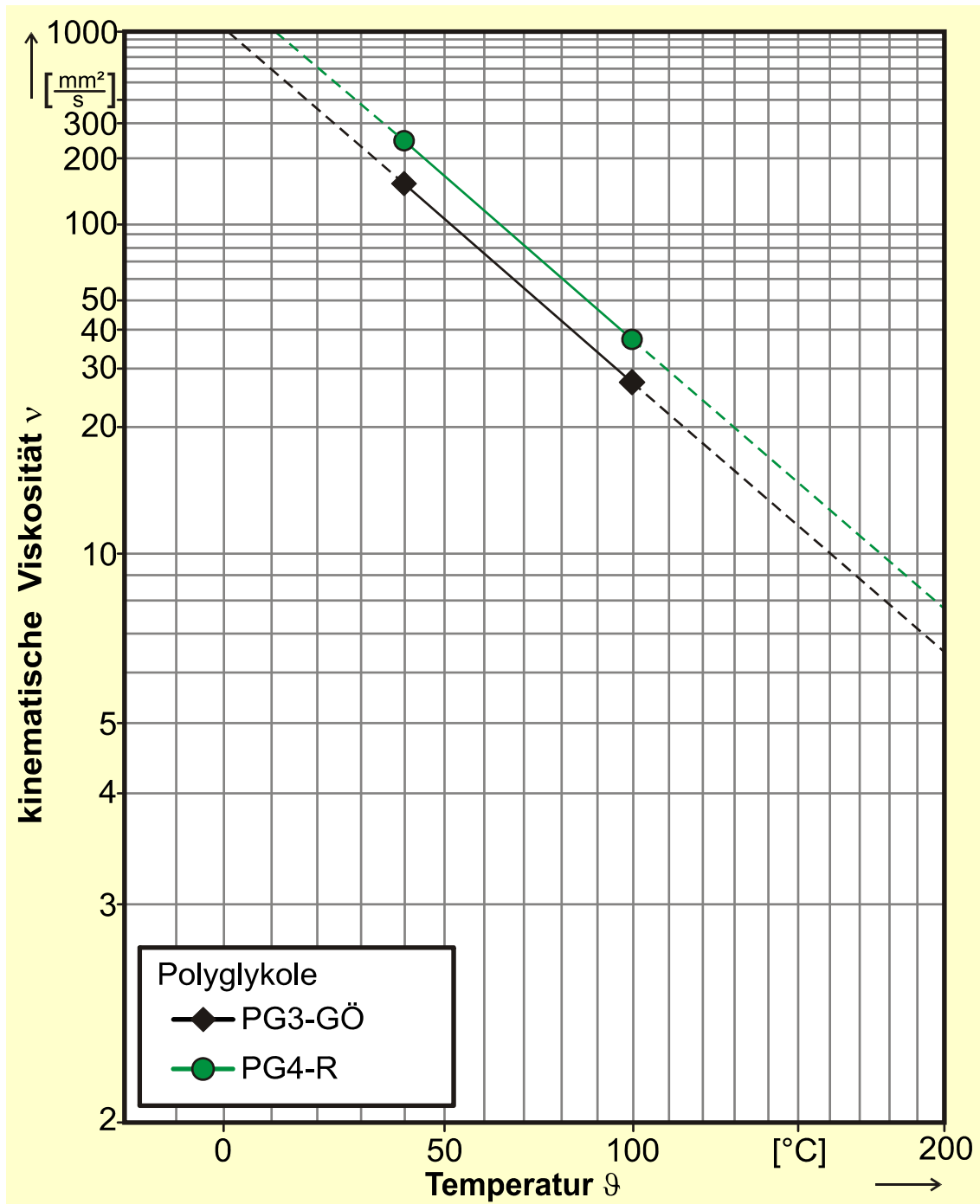


Bild 142: Ubbelohde-Walther-Diagramm der Polyglykole (Grundöle)

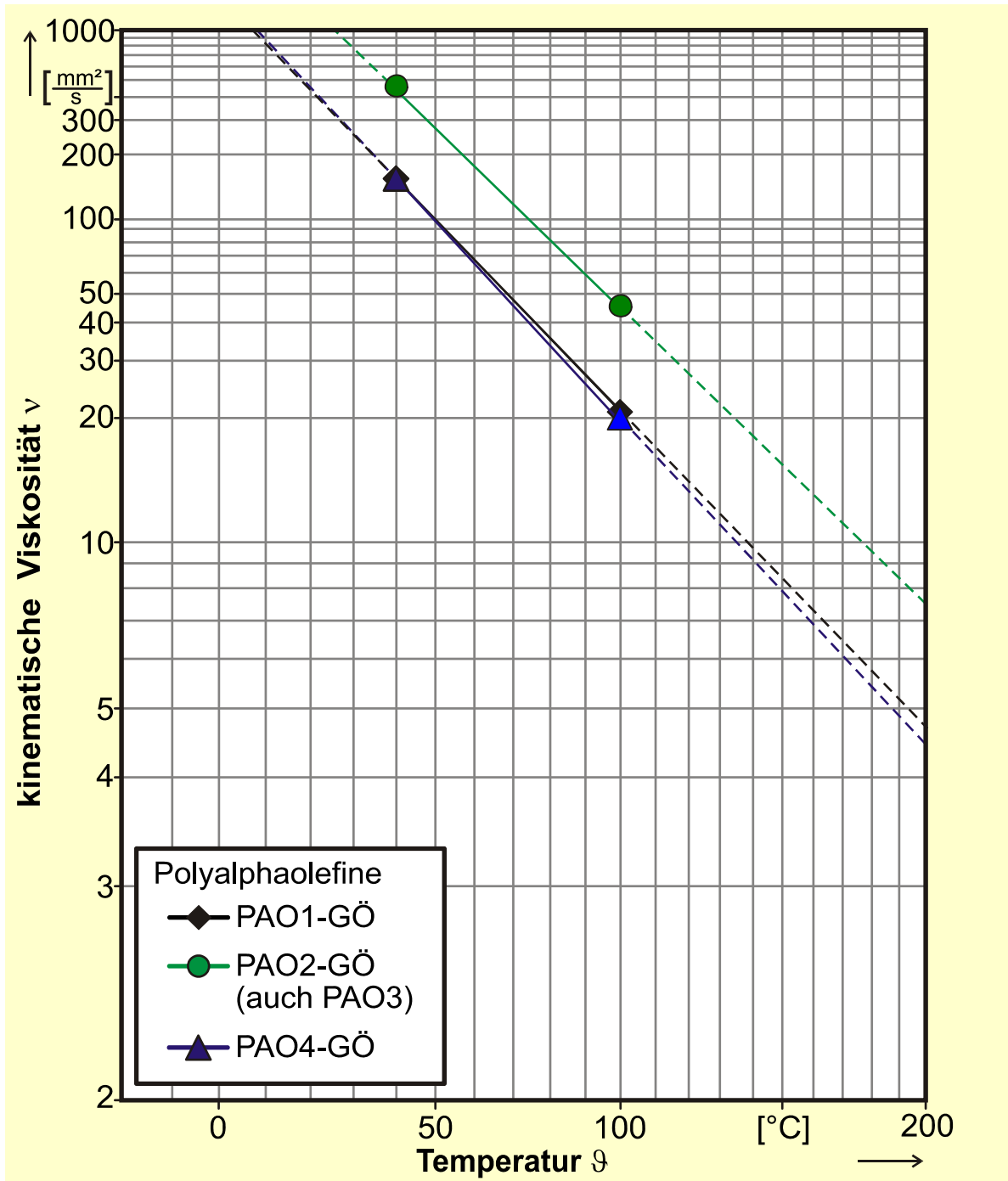


Bild 143: Ubbelohde-Walther-Diagramm der Polyalphaolefine (Grundöle)



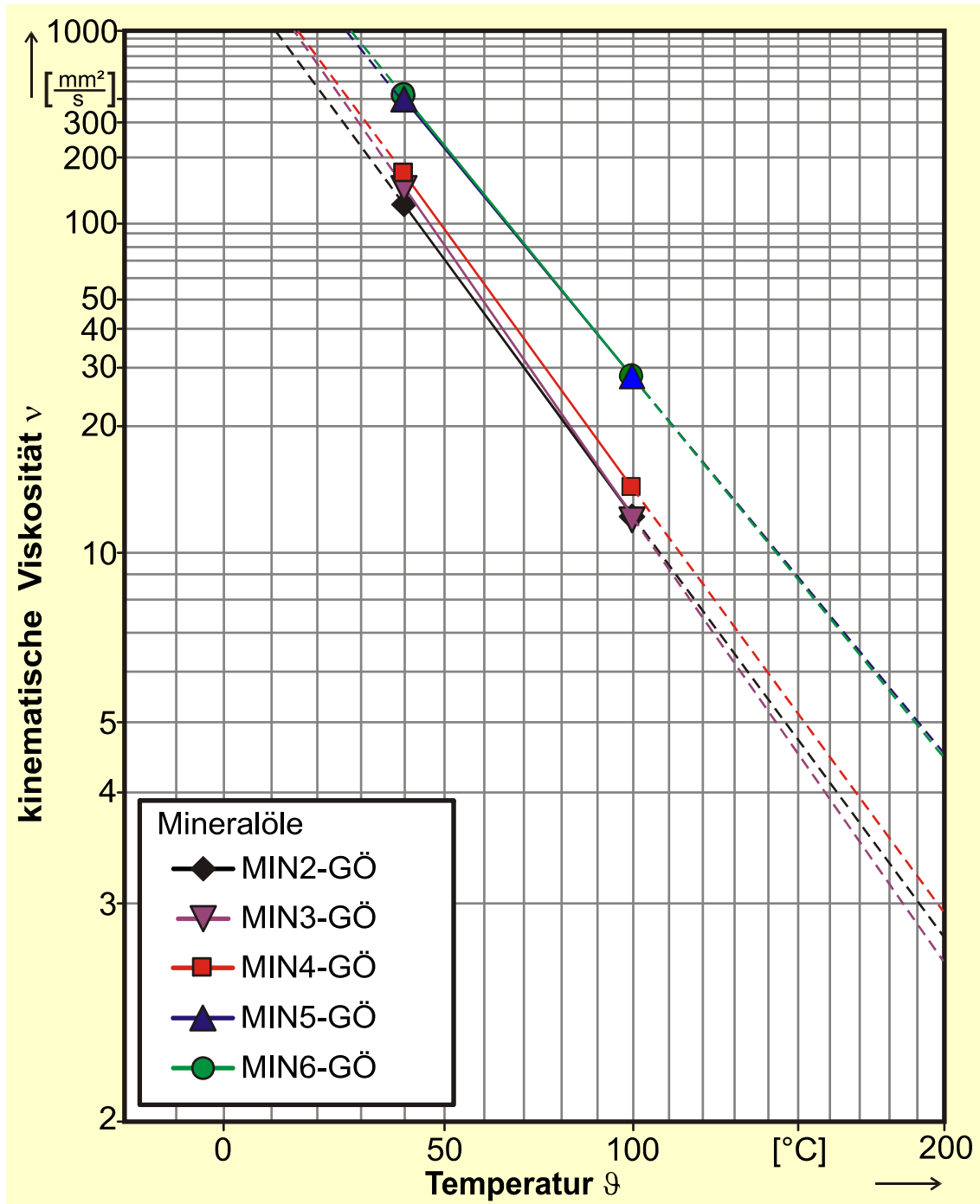
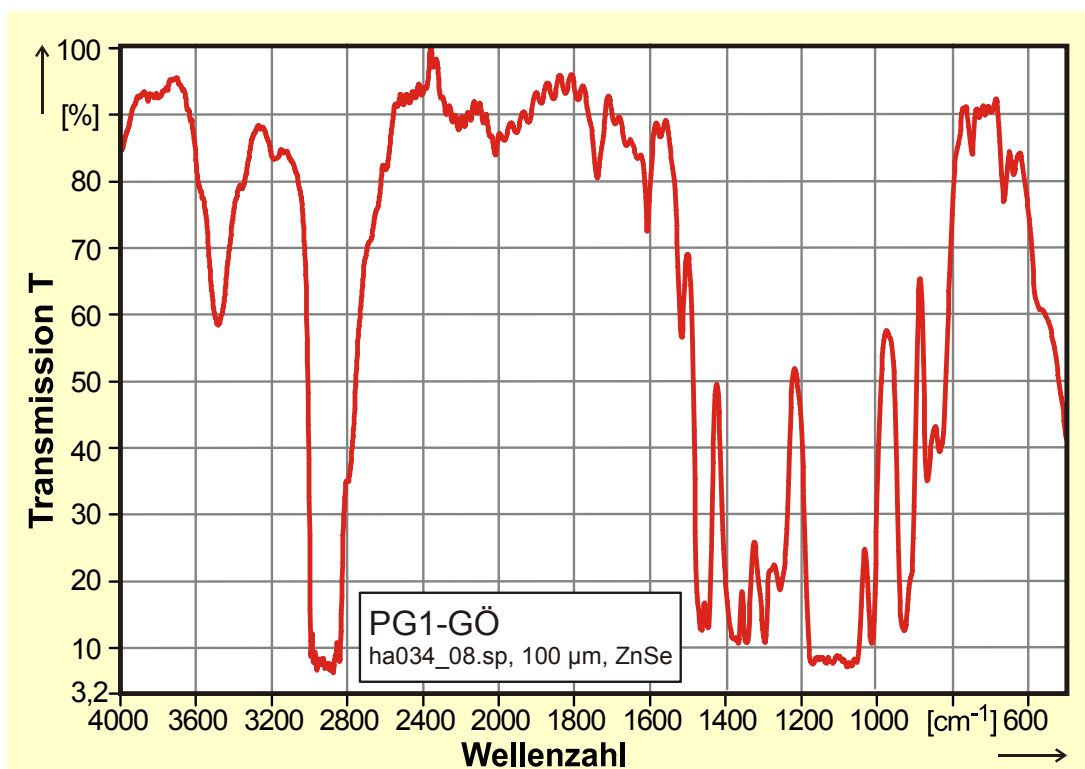


Bild 144: Ubbelohde-Walther-Diagramm der Mineralöle (Grundöle)

### 9.1.2 IR-Spektren

Bild 145 bis Bild 156 zeigt die IR-Spektren der zur Untersuchung vorliegenden Grundöle, normiert dargestellt als Transmission T über der Wellenzahl. Alle Spektren wurden von nicht gelaufenen Ölproben erstellt und dienen der Dokumentation der verwendeten Schmierstoffe. Die Polyglykole wurden auf einer Küvette aus ZnSe, die Mineralöle und Polyglykole auf einer Küvette aus KBr untersucht. Die Schichtdicke betrug jeweils 100 µm.



**Bild 145:** IR-Spektrum des Grundöls PG1-GÖ

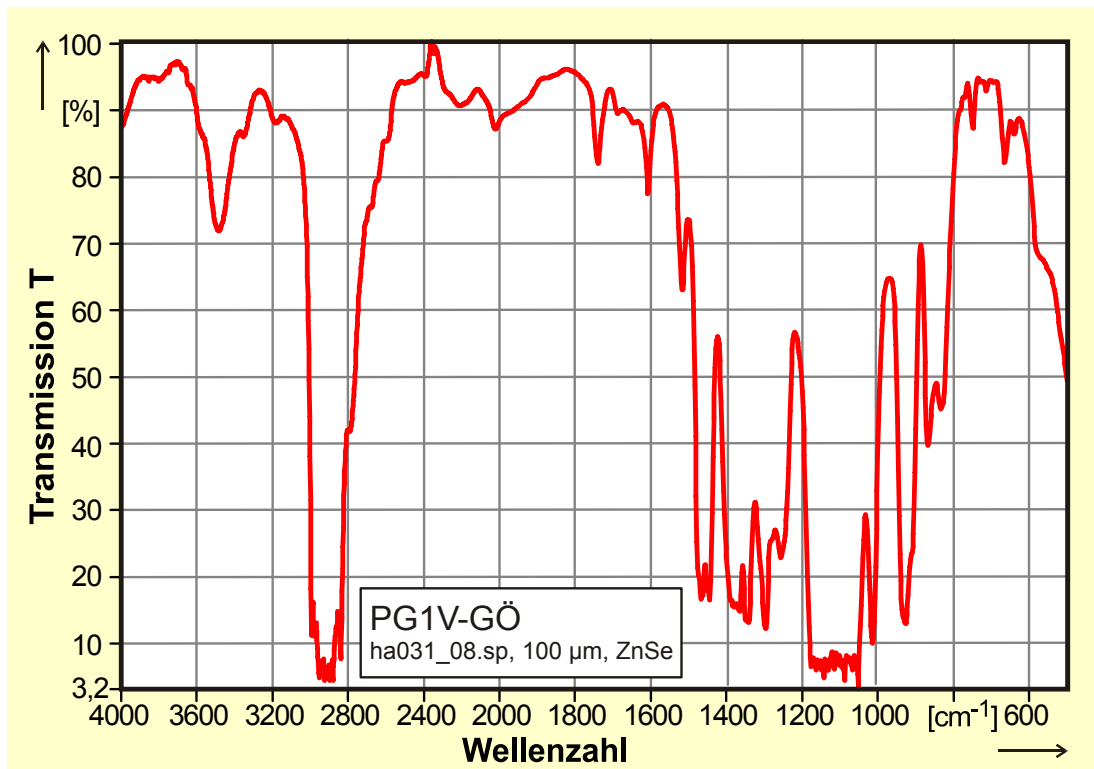


Bild 146: IR-Spektrum des Grundöls PG1V-GÖ

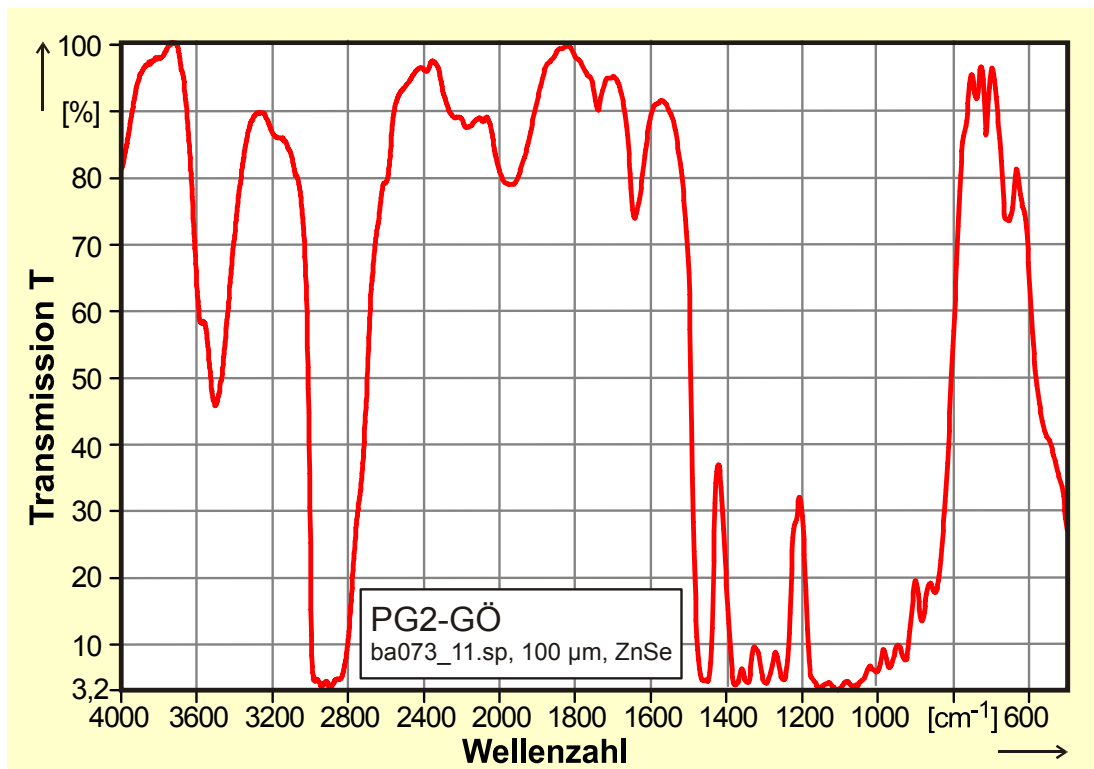


Bild 147: IR-Spektrum des Grundöls PG2-GÖ

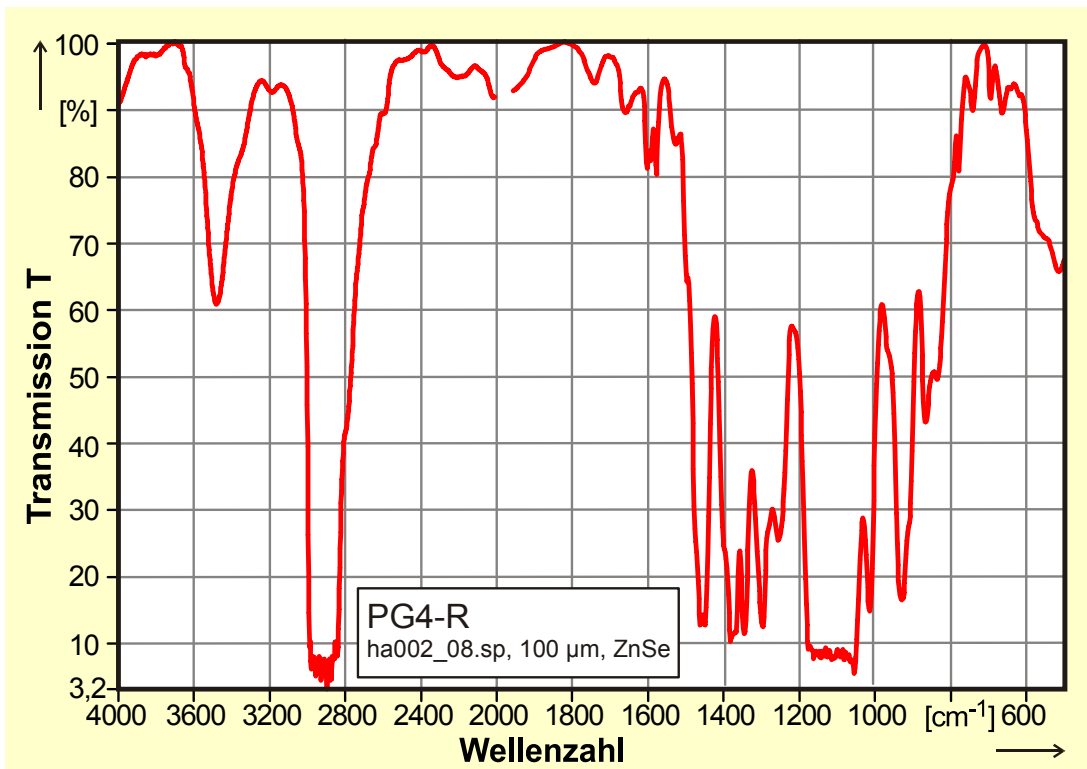


Bild 148: IR-Spektrum des Grundöls PG4R-GÖ

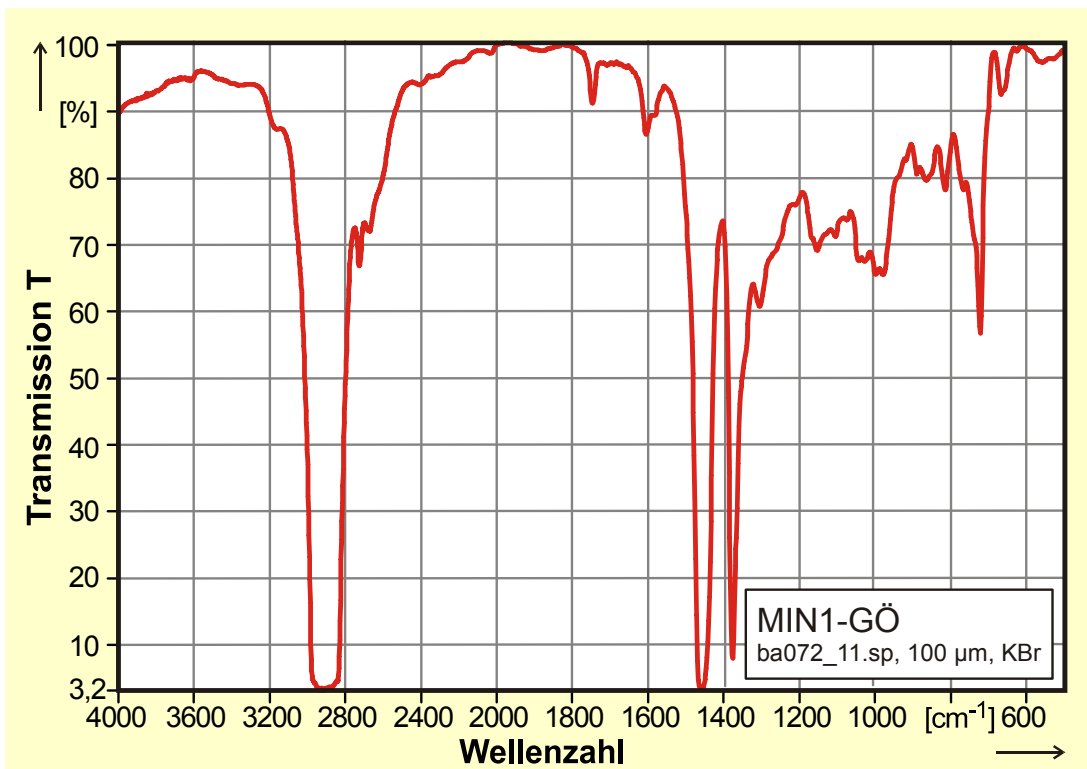


Bild 149: IR-Spektrum des Grundöls MIN1-GÖ

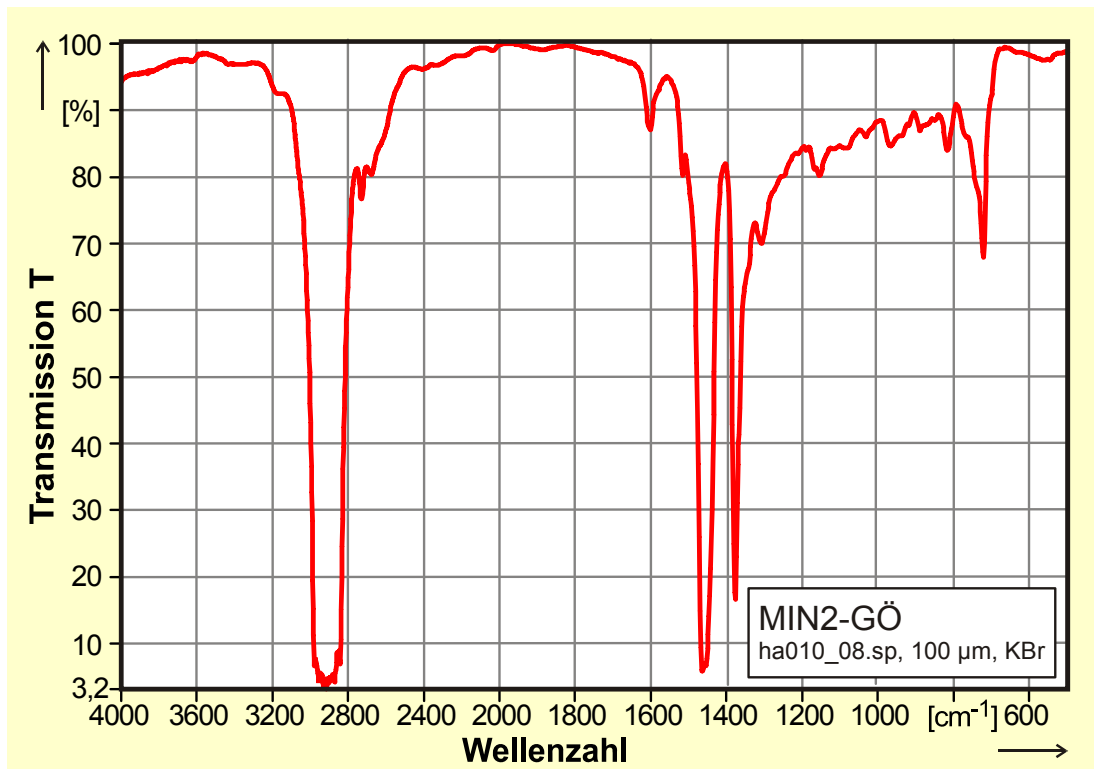


Bild 150: IR-Spektrum des Grundöls MIN2-GÖ

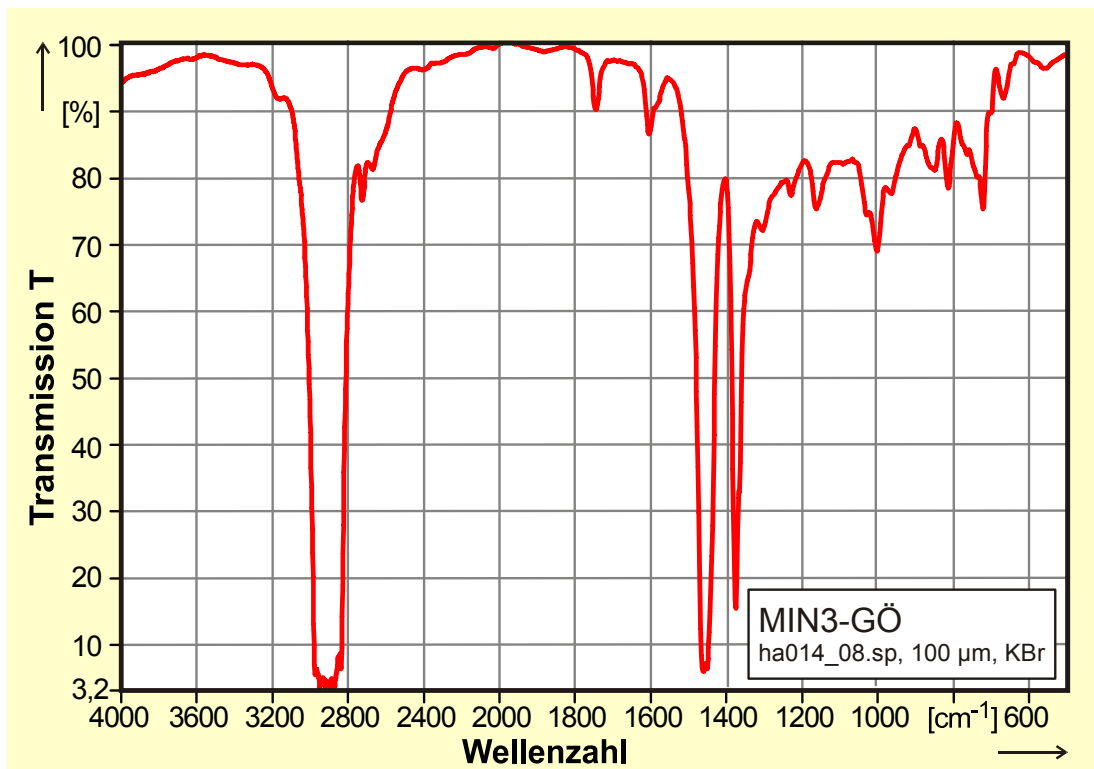


Bild 151: IR-Spektrum des Grundöls MIN3-GÖ

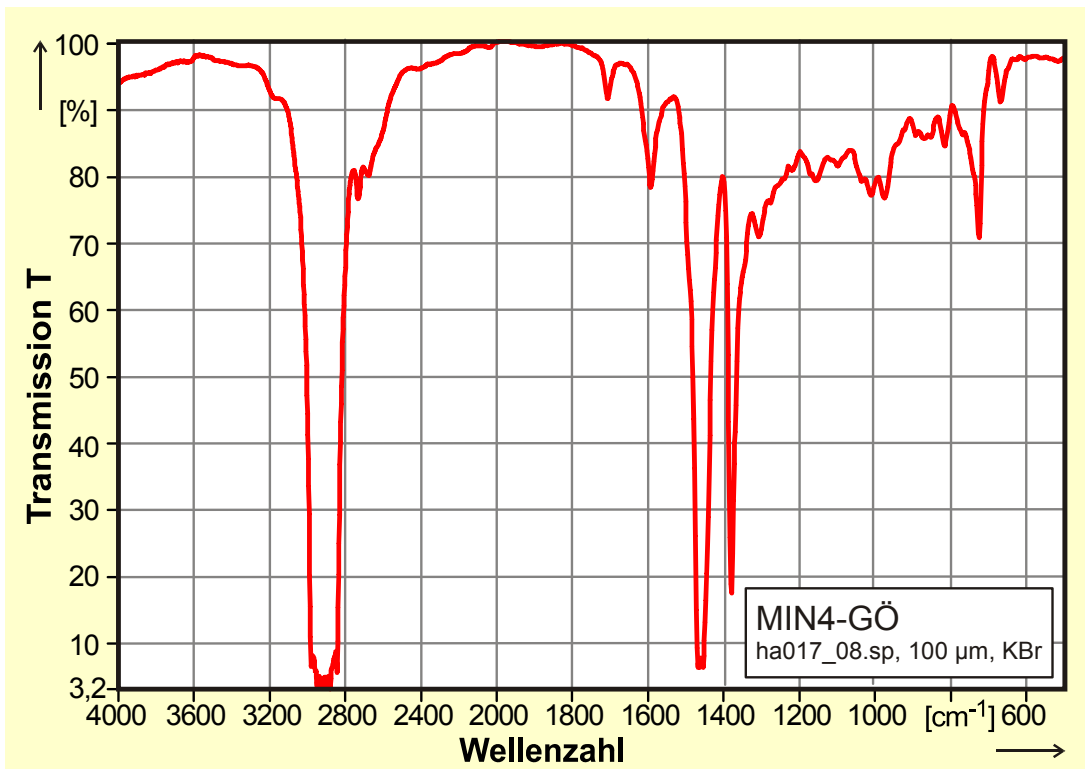


Bild 152: IR-Spektrum des Grundöls MIN4-GÖ

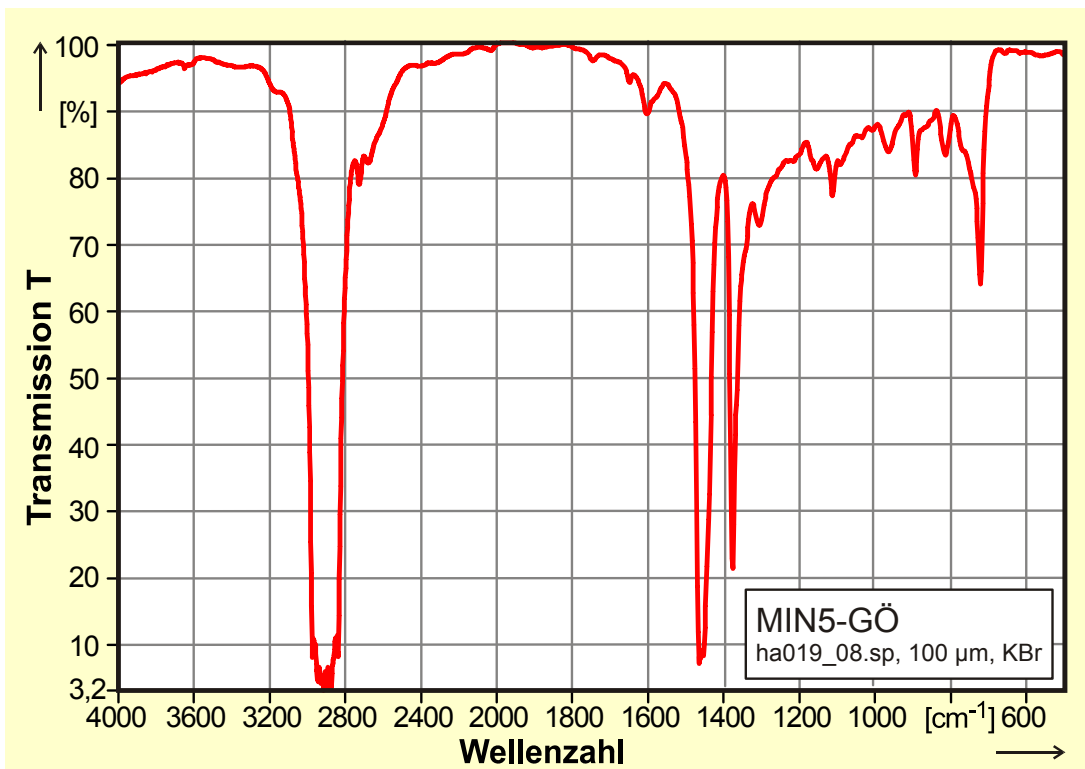


Bild 153: IR-Spektrum des Grundöls MIN5-GÖ

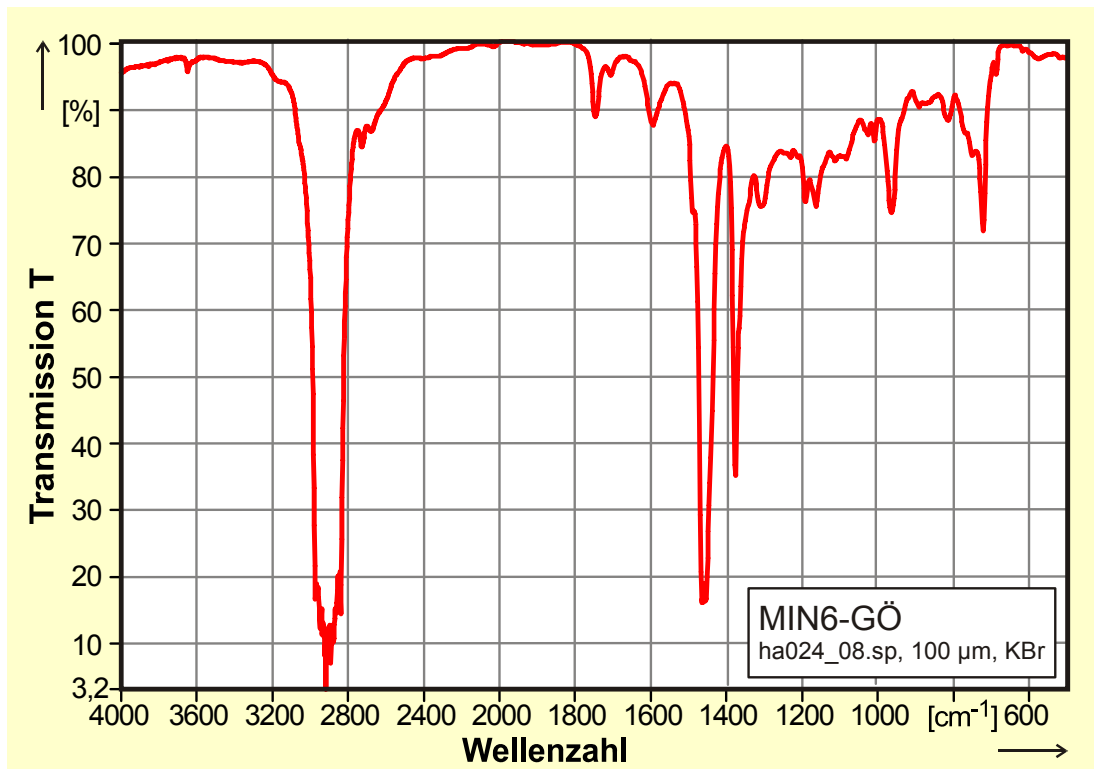


Bild 154: IR-Spektrum des Grundöls MIN6-GÖ

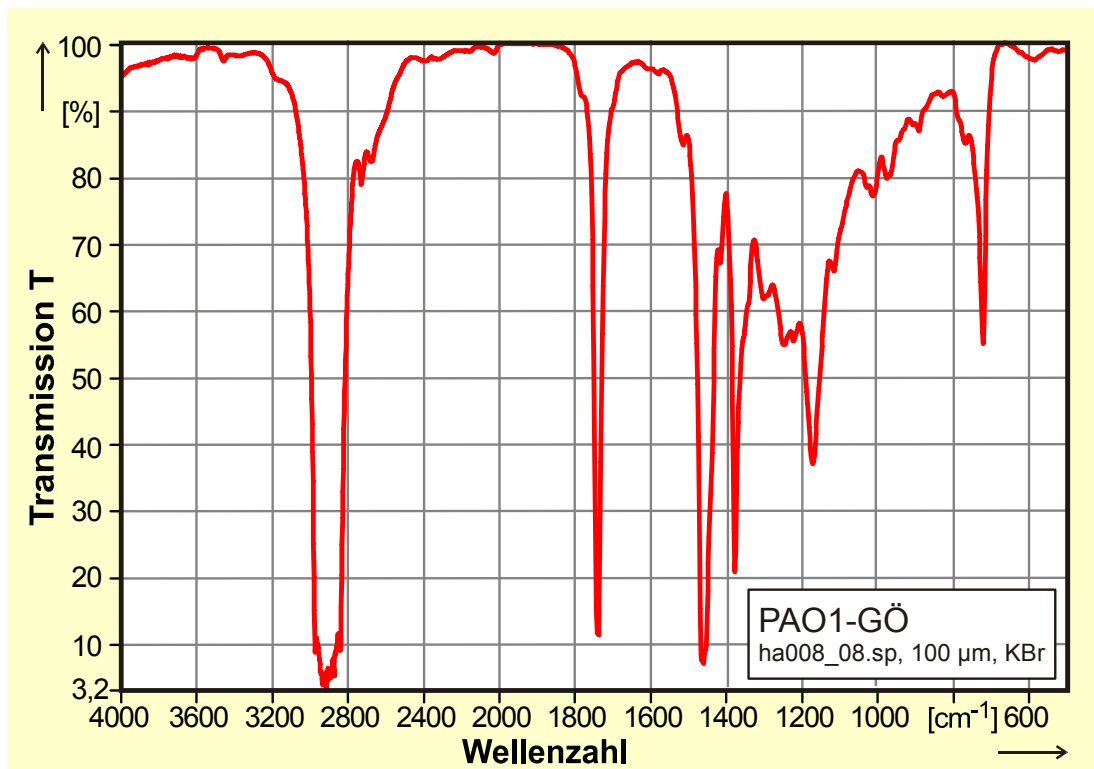


Bild 155: IR-Spektrum des Grundöls PAO1-GÖ

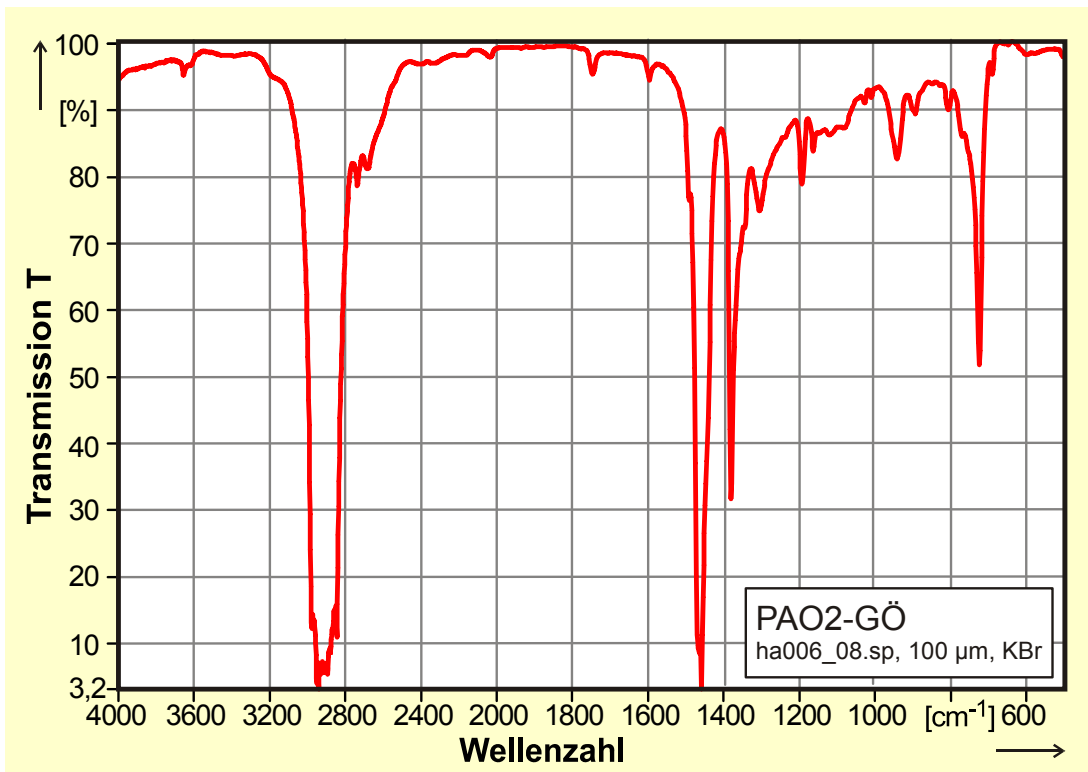


Bild 156: IR-Spektrum des Grundöls PAO2-GÖ



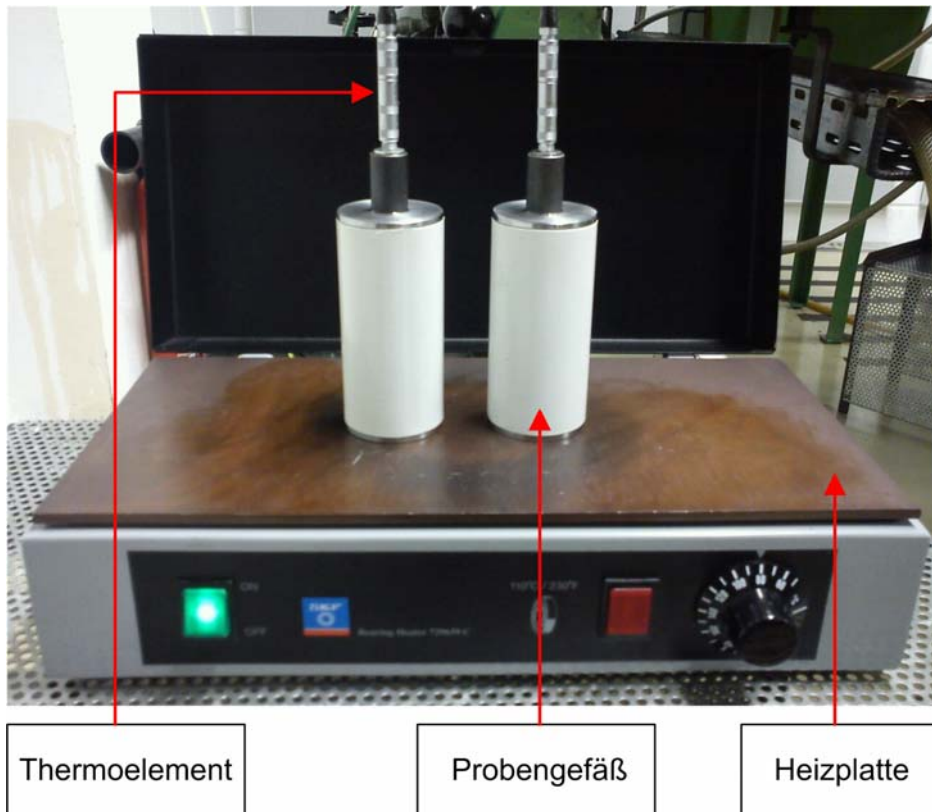
## 9.1.3 Angaben zu den marktgängigen Schmierstoffen

Grundöl	Bezeichnung	Hersteller	Bezeichnung
Polyglykol	PG3-00	Klüber Lubrication München KG	Klüber Kalzium Fließfett
	PG4-R	BP Industrial Lubricants	BP Enersyn SG XP 220
Mineralöl	MIN2	Fuchs Europe Schmierstoffe GmbH	Renolit CX-EP 2
	MIN2-0	Fuchs Europe Schmierstoffe GmbH	Renolit CX-EP 0
	MIN3-000	Fuchs Europe Schmierstoffe GmbH	Renolit SF 7-041
	MIN4	Fuchs Europe Schmierstoffe GmbH	Renolit SEB 2H
	MIN5-00	Fuchs Europe Schmierstoffe GmbH	Renolit Eplith 00
	MIN6	Fuchs Europe Schmierstoffe GmbH	Renolit FAP 502
Polyalpha-olefin	PAO1	BP Industrial Lubricants	Tribol 4747/150
	PAO1-00	BP Industrial Lubricants	Tribol 4747/150
	PAO2-00	BP Industrial Lubricants	Obeen UF 00
	PAO3	BP Industrial Lubricants	Obeen PL 2
	PAO4	BP Industrial Lubricants	Firetemp XT 2
	PAO4-00	BP Industrial Lubricants	Firetemp XT 00

Bild 157: Hersteller und Markenbezeichnung der marktgängigen Schmierstoffe

### 9.1.4 Messung der Wärmeleitfähigkeit

Bild 158 zeigt den Versuchsaufbau. Er besteht aus zwei identischen Probengefäßen, die auf einer regelbaren Heizplatte angebracht sind. Die Temperatur im Inneren der Behälter wird über zwei identische, gemeinsam kalibrierte Temperatursensoren gemessen und mit einem Messrechner aufgezeichnet. Das Wandmaterial der Probengefäße ist aus thermisch beständigem Kunststoff geringer Wärmeleitfähigkeit, so dass ein Großteil des Wärmestroms durch das zu untersuchende Material fließt und nicht an die Umgebung abgegeben wird.



**Bild 158:** Versuchsaufbau zur Bestimmung der Wärmeleitfähigkeit

Zur Messung der Wärmeleitfähigkeit werden jeweils ein Referenzstoff und das zu untersuchende Fett parallel unter identischen Umgebungsbedingungen beheizt. Es ergibt sich damit ein gleicher Wärmestrom in beiden Gefäßen. Zur Absicherung werden Referenzstoffe mit unterschiedlicher Größenordnung der Wärmeleitfähigkeit untersucht und die Messläufe bei unterschiedlichen Temperaturen wiederholt. Die Berechnung der unbekanntenen Leitfähigkeit  $\lambda_1$  erfolgt mit Hilfe der gemessenen Temperaturen  $T_{1/2}$  und der bekannten Leitfähigkeit  $\lambda_2$  mit (Gl. 59).

$$\frac{\dot{Q}_1}{\dot{Q}_2} = 1 = \frac{-\lambda_1 x_1 \Delta T_1}{-\lambda_2 x_2 \Delta T_2} = \frac{-\lambda_1 \Delta T_1}{-\lambda_2 \Delta T_2} \quad (\text{Gl. 59})$$

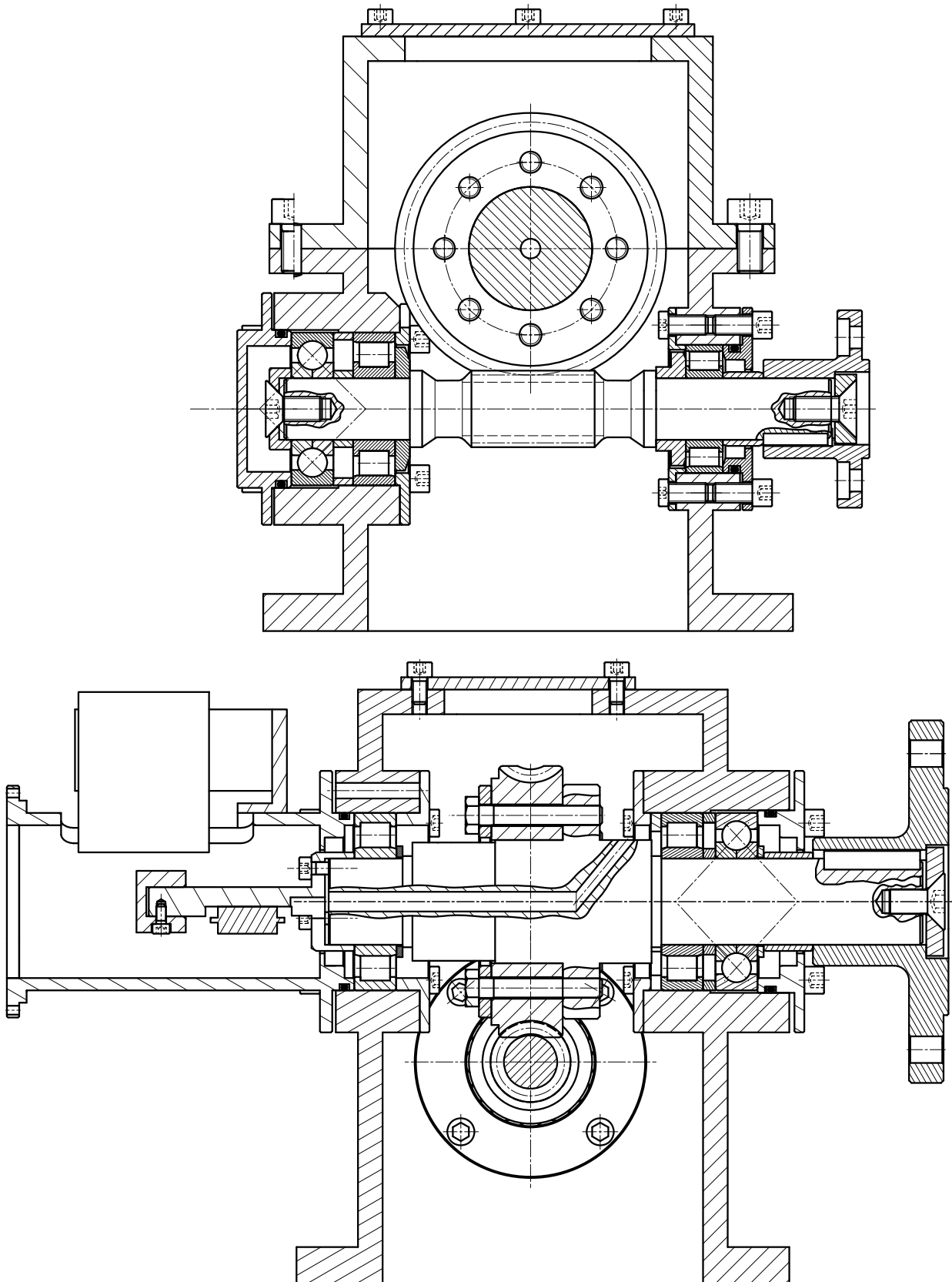
$\delta Q_{1/2}/\delta t$ :	Wärmestrom durch Probenbehälter 1 bzw. 2	[W]
$\lambda_{1/2}$ :	Wärmeleitfähigkeit von Material 1 bzw. 2	[W/(mK)]
$x_{1/2}$ :	Ort der Messung	[mm]
$\Delta T_{1/2}$ :	Temperaturdifferenz zwischen Boden und Ort der Messung	[K]

Innerhalb des untersuchten Temperaturbereichs von +48 - +97°C wurde keine eindeutig quantifizierbare Abhängigkeit der Wärmeleitfähigkeit von der Materialtemperatur festgestellt. Es wird daher im untersuchten Temperaturbereich mit dem Mittelwert der Einzelmessungen gerechnet. Die Wertetabellen der einzelnen Messungen sind in Tabelle 26 wiedergegeben.

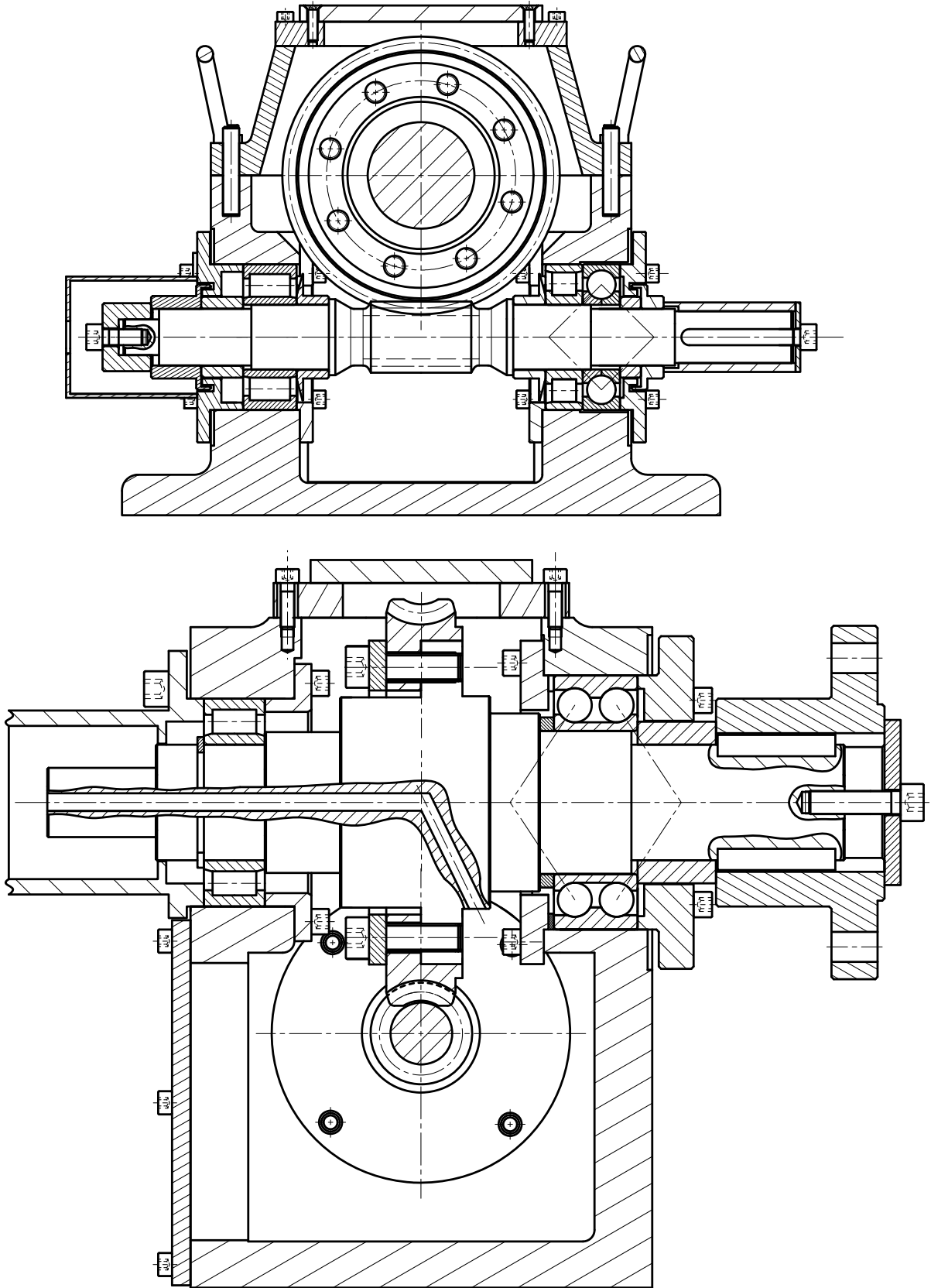
**Tabelle 26:** Messwerte der Wärmeleitfähigkeitsmessungen

$T_{\text{Heizplatte}}$	$T_{\text{Luft}}$	$T_{\text{Fett}}$	$\Delta T_{\text{Luft}}$	$\Delta T_{\text{Fett}}$	$\lambda_{\text{Luft}}$	$\lambda_{\text{Fett}}$
[°C]	[°C]	[°C]	[K]	[K]	[W/(mK)]	[W/(mK)]
<b>PG2</b>						
59,794	36,378	30,199	23,416	29,595	0,03191	0,02525
72,238	42,851	31,471	29,388	40,767	0,03191	0,02300
90,448	49,290	33,772	41,158	56,676	0,03191	0,02317
					<b>Mittelwert</b>	<b>0,02381</b>
<b>PG2o</b>						
48,677	31,824	27,984	16,853	20,694	0,03191	0,02599
55,317	35,542	27,721	19,775	27,596	0,03191	0,02287
58,781	35,999	30,652	22,782	28,128	0,03191	0,02585
69,774	41,747	29,857	28,026	39,917	0,03191	0,02241
74,074	41,942	30,241	32,132	43,833	0,03191	0,02339
90,676	47,632	33,310	43,043	57,366	0,03191	0,02394
97,216	50,825	37,258	46,391	59,959	0,03191	0,02469
					<b>Mittelwert</b>	<b>0,02416</b>
<b>MIN1</b>						
60,117	36,935	28,717	23,182	31,401	0,03191	0,02356
73,958	43,057	31,341	30,901	42,617	0,03191	0,02314
89,581	49,570	33,709	40,011	55,872	0,03191	0,02285
					<b>Mittelwert</b>	<b>0,02318</b>
<b>MIN2</b>						
57,849	36,418	29,119	21,431	28,729	0,03191	0,02381
69,033	42,703	30,366	26,330	38,667	0,03191	0,02173
90,906	49,728	33,259	41,178	57,647	0,03191	0,02280
					<b>Mittelwert</b>	<b>0,02278</b>
<b>PAO3</b>						
56,611	36,373	28,141	20,238	28,470	0,03191	0,02269
75,964	47,495	32,084	28,469	43,879	0,03191	0,02070
87,318	49,279	33,425	38,039	53,894	0,03191	0,02252
					<b>Mittelwert</b>	<b>0,02197</b>

## 9.2 Prüfgetriebe



**Bild 159:** Achsschnitt durch das Prüfgetriebe der Baugröße a = 65 mm



**Bild 160:** Achsschnitt durch das Prüfgetriebe der Baugröße  $a = 100$  mm

### 9.3 Geometrie der Prüfverzahnungen

Es wurden Prüfverzahnungen der Baugrößen  $a = 100$  mm und  $a = 65$  mm, jeweils in Übersetzung 20,5 mit zweigängiger Schnecke, eingesetzt. Die Prüfverzahnung  $a = 100$  mm entspricht der Standard-Referenzverzahnung nach [D11], die Prüfverzahnung  $a = 65$  mm entspricht einer skalierten Variante mit möglichst ähnlichen physikalischen Kennwerten. Beide Verzahnungen wurden bereits in einer großen Zahl von Forschungsarbeiten verwendet und können damit als abgesicherte Standardgeometrien betrachtet werden.

Die Prüfverzahnungen wurden von der Fa. Henschel auf Grundlage bestehender Zeichnungen gefertigt. Diese sind in Bild 161 bis Bild 164 aufgeführt.

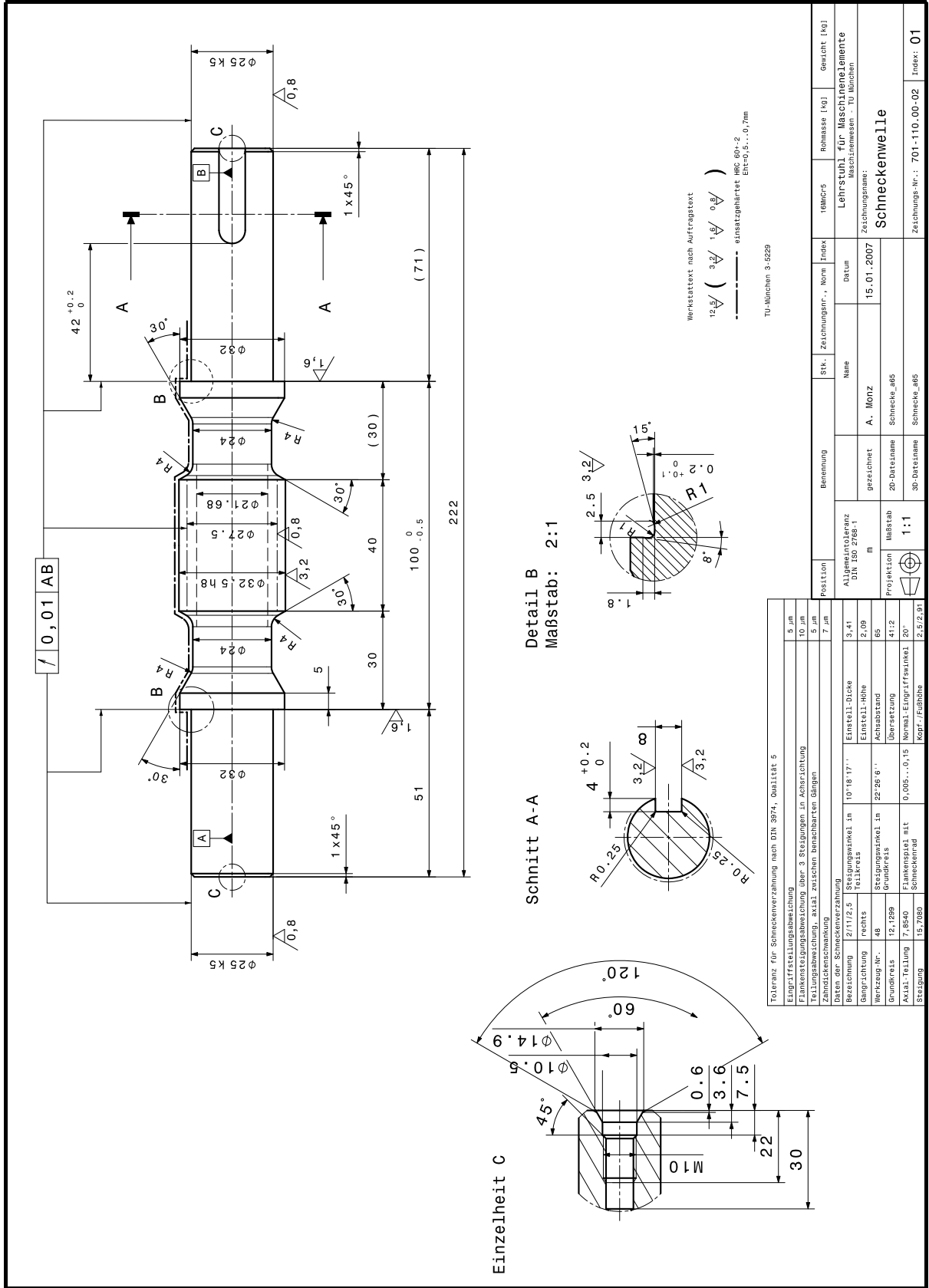


Bild 161: Prüfschnecke a = 65 mm

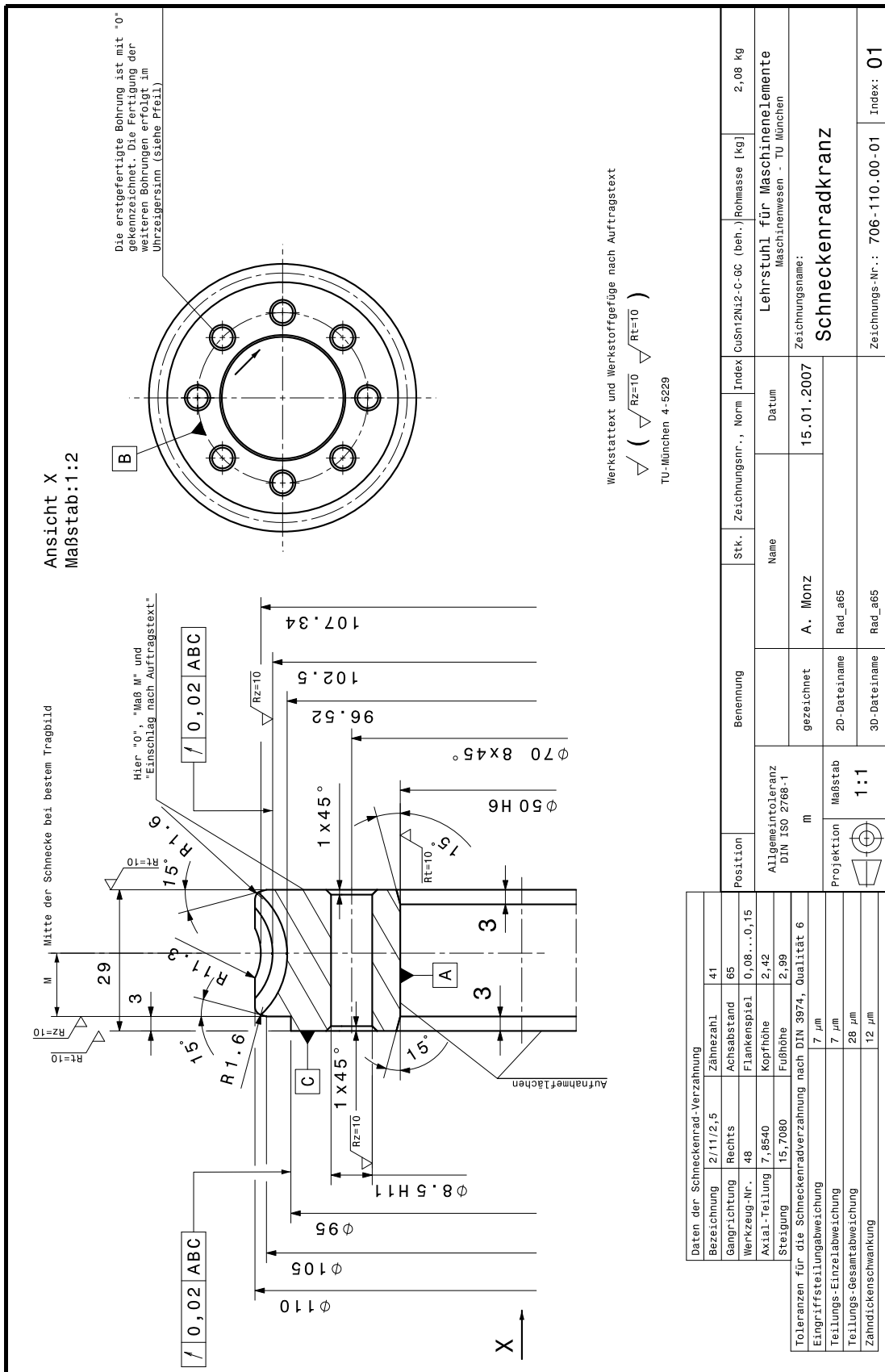


Bild 162: Prüfrad a = 65 mm



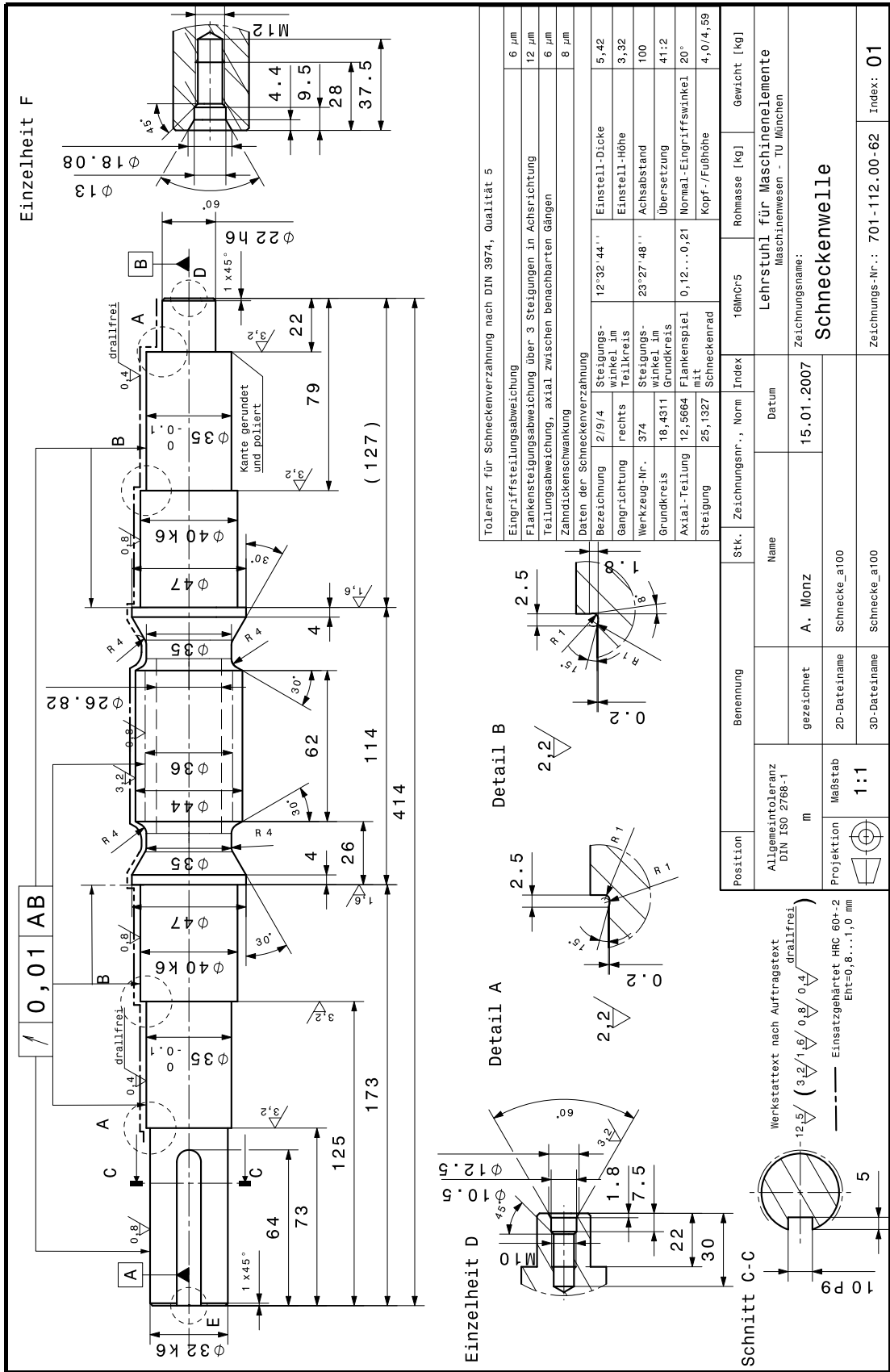


Bild 163: Prüfschnecke a = 100 mm



## 9.4 Werkstoffuntersuchungen der Prüfverzahnungen

Die verwendeten Werkstoffe wurden je Charge stichprobenartig mit den institutseigenen Prüfeinrichtungen untersucht und dokumentiert. Derart wurden die chemische Zusammensetzung, das Gefüge, der Härtetiefenverlauf der Eisenwerkstoffe, der Härtetiefenverlauf der Schneckenwellen, die Rauheit der Schneckenwellen und die Verzahnungsqualität dokumentiert.

### 9.4.1 Chemische Zusammensetzung

Die Legierungsbestandteile der einsatzgehärteten Schneckenwelle der Baugrößen  $a = 100$  mm und  $a = 65$  mm sind in Tabelle 27 den zulässigen Werten nach DIN EN 10084 [D13] gegenübergestellt. Insgesamt wurden stichprobenartig 13 Schneckenwellen aller drei Werkstoffchargen untersucht. Einzig der Wert für den Schwefelanteil in Baugröße  $a = 65$  mm, Charge 1, liegt geringfügig über den zulässigen Werten.

**Tabelle 27:** Legierungszusammensetzung der Schnecken aus Einsatzstahl 16MnCr5

Elementanteil [%]	Werte nach DIN EN 10084 [D13]	$a = 100$ mm	$a = 65$ mm Charge 1	$a = 65$ mm Charge 2
C	0,14 – 0,19	0,14	0,163	0,15
Si	max. 0,40	0,263	0,291	0,310
Mn	1,0 – 1,3	1,089	1,102	1,08
P	max. 0,035	0,0185	0,016	0,022
S	0,020 – 0,035	0,0308	0,036	0,028
Cr	0,8 – 1,1	0,92	0,91	0,90

Die Legierungsbestandteile der vergüteten Schneckenwelle der Baugrößen  $a = 65$  mm sind in Tabelle 28 den zulässigen Werten nach DIN EN 10083 [D12] gegenübergestellt. Dazu wurden insgesamt vier Schneckenwellen aus Vergütungsstahl abgefunkt. Die Werkstoffzusammensetzung entspricht den Vorgaben.

<b>Tabelle 28:</b> Legierungszusammensetzung der Schnecken aus Vergütungsstahl		
Elementanteil [%]	Werte nach DIN EN 10083 [D12]	$a = 65$ mm
C	0,38 – 0,45	0,43
Si	max. 0,4	0,21
Mn	0,6 – 0,9	0,77
P	max. 0,025	0,008
S	max. 0,035	0,02
Cr	0,9 – 1,2	0,97
Mo	0,15 – 0,30	0,15

Tabelle 29 zeigt die Legierungszusammensetzung der Schneckenräder aus Bronze. Die Schneckenräder wurden stichprobenartig nach den Laufversuchen im Funkenspektrometer untersucht. Dabei wurden innerhalb einer Gusscharge nur minimale Abweichungen festgestellt. Die einzelnen Gusschargen sind sich untereinander sehr ähnlich und erfüllen jeweils die Anforderungen nach DIN 1982 [D5].

**Tabelle 29:** Legierungszusammensetzung der Schneckenräder aus Bronze

Elementanteil [%]	Werte nach DIN 1982 [D5]	a = 100 mm	a = 65 mm Charge 1	a = 65 mm Charge 2
Cu	85 – 88,5	86,05	85,33	85,48
Sn	11 – 13	11,65	12,09	11,86
Ni	2,0 – 2,2	1,96	2,08	2,03
P	0,05 – 0,1	0,1	0,1	0,1
Sb	max. 0,15	0,009	0,07	0,11
Pb	0,1 – 0,15	0,149	0,07	0,09
Sonstige				
Fe	max. 0,2	0,1	0,1	0,1
S	max. 0,05	0,01	-	0,01
Zn	max. 0,5	0,06	0,18	0,20

Tabelle 30 zeigt die Legierungszusammensetzung der Schneckenräder aus Sphäroguss. Die Schneckenräder wurden nach den Laufversuchen im Funkenspektrometer untersucht. Die Legierungszusammensetzung entspricht den Anforderungen nach DIN EN 1563 [D4].

**Tabelle 30:** Legierungszusammensetzung der Schneckenräder aus Sphäroguss

Elementanteil [%]	Werte nach DIN EN 1563 [D1]	a = 65 mm
C	3,4 – 3,8	3,62
Si	2,0 – 3,0	2,44
Mn	0,1 – 0,6	0,2
S	0,003 – 0,015	0,009

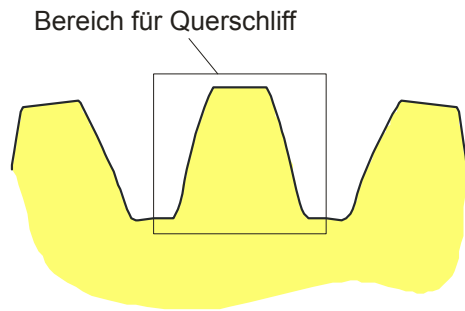
### 9.4.2 Mechanische Eigenschaften

Tabelle 31 zeigt die mechanischen Kennwerte der Werkstoffchargen für die Schneckenwellen nach DIN 10083 [D12] und DIN 10084 [D13]. Diese wurden vom Hersteller anhand von Stichproben bestätigt und nicht an eigenen Einrichtungen nachgeprüft.

**Tabelle 31:** Mechanische Eigenschaften der Schneckenwellen

		42CrMo4 nach DIN 10083 [D12]	16MnCr5 nach DIN 10084 [D13]
		Ø 16..40	Ø 16..40
Zugfestigkeit $R_m$	[N/mm <sup>2</sup> ]	1000..1200	≥ 900
Streckgrenze $R_{eH}$	[N/mm <sup>2</sup> ]	≥ 650	≥ 500
Bruchdehnung $A_5$	[%]	≥ 11	≥ 10
Brucheinschnürung $Z$	[%]	≥ 45	≥ 40

### 9.4.3 Metallographische Untersuchungen



**Bild 165:** Orientierung des Schliffs am Schneckenrad [W3]

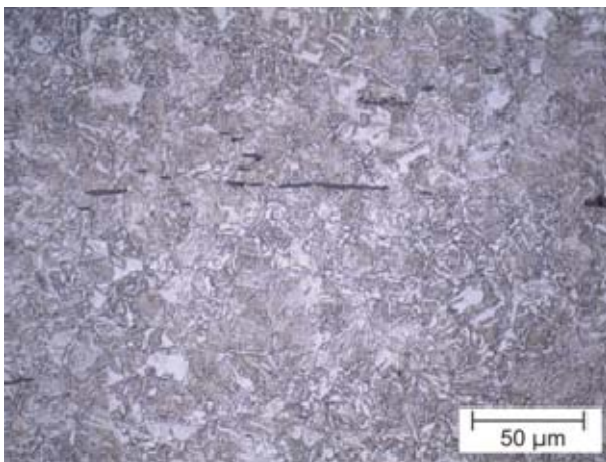
Die Schiffe der Eisenwerkstoffe wurden mit Nital geätzt, die Schiffe der Bronzwerkstoffe mit Klemm III. Auf Grund des Herstellprozesses der Werkstoffe, die jeweils in Achsrichtung ur- und umgeformt werden (Strangguss und Schleuderguss) und in radialer Richtung abkühlen, werden zur Charakterisierung der Werkstoffe Querschliffe angefertigt. Bild 165 zeigt die Orientierung des Schliffs in einer Stirnschnittebene des Rades. Analog werden die Schiffe der Schneckenwellen in einer Parallelschnittebene zur Radachse ausgewertet.

#### a) Schneckenwellen aus Einsatzstahl (16MnCr5)

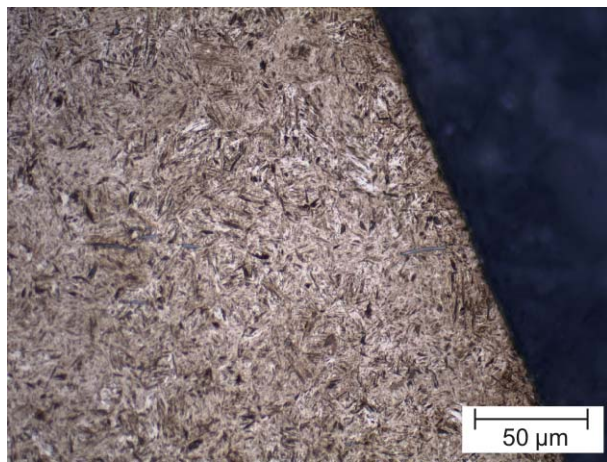
Bild 166 und Bild 167 zeigen typische Schlifffbilder einer Schneckenwelle aus Einsatzstahl 16MnCr5 der Baugröße  $a = 100$  mm. Alle dargestellten Schlifffbilder stammen von Werkstoffproben, welche von gelaufenen Verzahnungen entnommen wurden.

In Bild 166 ist das Kerngefüge einer Schneckenwelle der Baugröße  $a = 100$  mm dargestellt. Das dargestellte Kerngefüge ist vorwiegend bainitisch (hoher Anteil an oberem Bainit, geringer Anteil an unterem Bainit) und somit typisch für den Kernbereich einer einsatzgehärteten Welle. Die horizontale Linie im oberen Drittel des Bildausschnitts ist ein nichtmetallischer Einschluss (Mangansulfid). Diese kommen in allen Schneckenchargen in größerer Zahl vor, die resultierende Festigkeitseinbuße ist allerdings für die Einsatzbedingungen von Schneckengetrieben nicht erheblich.

Bild 167 zeigt das Randgefüge einer Schneckenwelle der Baugröße  $a = 100$  mm. Das Randgefüge zeigt einen hohen Anteil an feinnadeligem Martensit und sehr wenig Restaustenit. Zusätzlich sind vereinzelt Einschlüsse von nichtmetallischen Einschlüssen (Mangansulfide) zu erkennen. Das Gefüge ist typisch für eine einsatzgehärtete Randschicht.



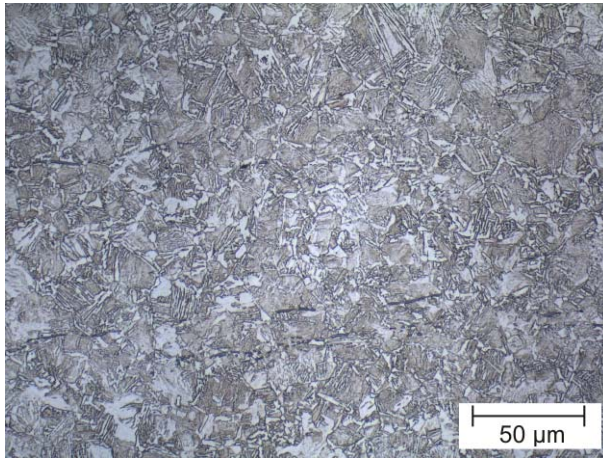
**Bild 166:** typisches Kerngefüge einer Schneckenwelle aus 16MnCr5 (Baugröße  $a = 100$  mm)



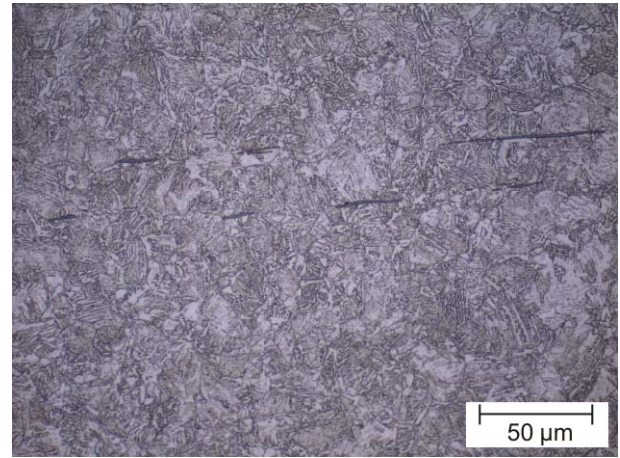
**Bild 167:** typisches Randgefüge einer Schneckenwelle aus 16MnCr5 (Baugröße  $a = 100$  mm)



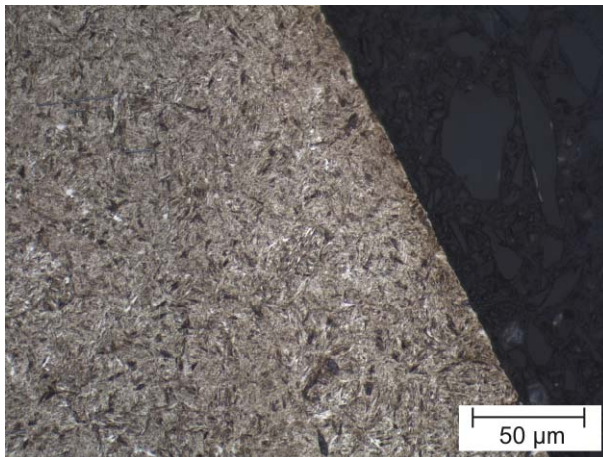
Die einsatzgehärteten Schneckenwellen der Baugröße  $a = 65$  mm weisen vergleichbare Gefüge wie die Schnecken der Baugröße  $a = 100$  mm auf. Bild 168 und Bild 169 zeigen dazu typische Kerngefüge der Chargen 1 und 2, Bild 170 und Bild 171 stellen das Randgefüge dar.



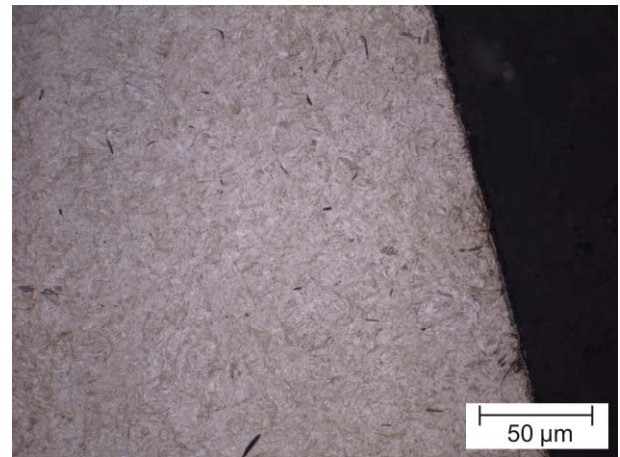
**Bild 168:** typisches Kerngefüge einer Schneckenwelle der Charge 1 aus 16MnCr5 (Baugröße  $a = 65$  mm)



**Bild 169:** typisches Randgefüge einer Schneckenwelle der Charge 2 aus 16MnCr5 (Baugröße  $a = 65$  mm)



**Bild 170:** typisches Randgefüge einer Schneckenwelle der Charge 1 aus 16MnCr5 (Baugröße  $a = 65$  mm)

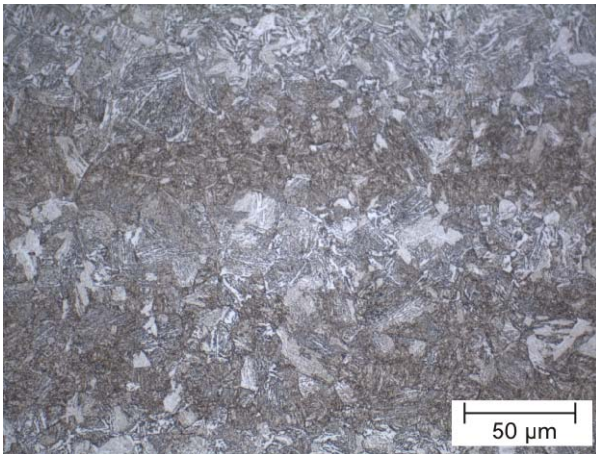


**Bild 171:** typisches Randgefüge einer Schneckenwelle der Charge 2 aus 16MnCr5 (Baugröße  $a = 65$  mm)

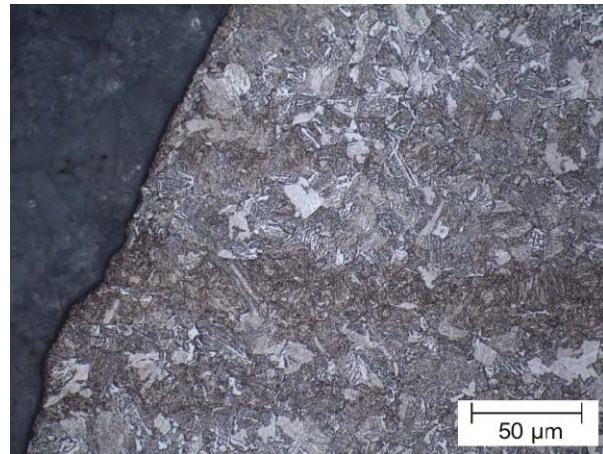
**b) Schneckenwellen aus Vergütungsstahl (42CrMo4V)**

Bild 172 zeigt ein repräsentatives Kerngefüge einer Schneckenwelle aus 42CrMo4. In Bild 173 ist ein repräsentatives Randgefüge einer Schneckenwelle aus 42CrMo4 dargestellt. Beide Bilder weisen ein leicht zeiliges Sekundärgefüge auf, das eine Folge der Kristallseigerungen der Legierungselemente bei der Erstarrung ist. Es tritt nach [S3] üblicherweise nach dem Anlassen auf die hohe Anlasstemperatur (670°C) hervor. An den helleren und dunkleren Zeilen sind demnach unterschiedlich hohe Legierungskonzentrationen erkennbar.

Beide Bilder zeigen eine relativ grobe Struktur mit größeren Anteilen Perlit sowie einem Restgefüge aus Ferrit, Zwischenstufe und Martensit. Gegenüber einem typischen Vergütungsgefüge (z.B. in [S3]) ist das Gefüge bei allen untersuchten Schneckenwellen deutlich gröber.



**Bild 172:** typisches Kerngefüge einer Schneckenwelle aus 42CrMo4V (Baugröße a = 65 mm)



**Bild 173:** typisches Randgefüge einer Schneckenwelle 42CrMo4V (Baugröße a = 65 mm)

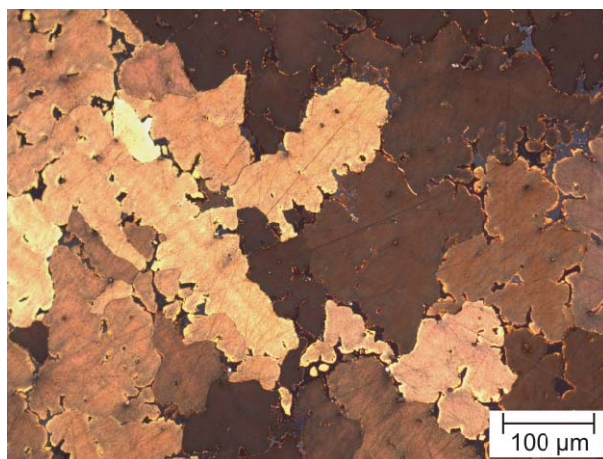


### c) Schneckenräder aus Bronze CuSn12Ni2

#### **Schneckenräder aus Schleudergussbronze CuSn12Ni2-C-GZ (Baugröße a = 100 mm)**

Radkörper aus Schleudergussbronze sollen nach [D11] ein möglichst feinkörniges Gefüge im Bereich der Verzahnung aufweisen. Die mittlere Korngröße sollte dabei weniger als 150 µm betragen um einen niedrigen Betriebsverschleiß aufzuweisen.

Bild 174 zeigt den Querschliff einer typischen Radbronze in Achsabstand a = 100 mm. Die mittlere Korngröße schwankt nach Messungen mit dem Linienschnittverfahren zwischen 110 µm und 180 µm und erfüllt damit die Anforderungen an ein feinkörniges Gefüge. Das Eutektikum liegt gleichmäßig verteilt an den Korngrenzen vor.

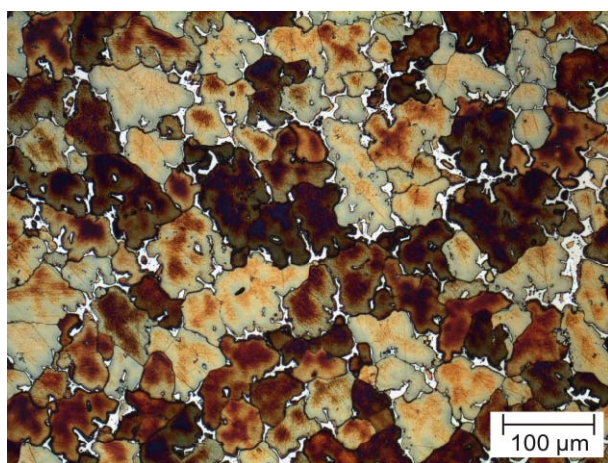


**Bild 174:** Querschliff, CuSn12Ni2-C-GZ (Baugröße a = 100 mm)

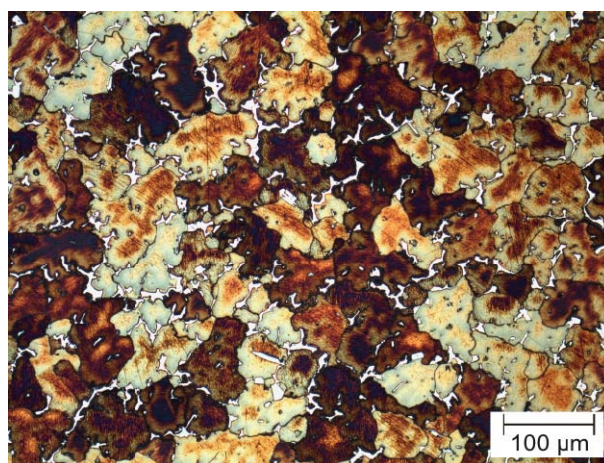
#### **Schneckenräder aus Stranggussbronze CuSn12Ni2-C-GCB (Baugröße a = 65 mm)**

Aus fertigungstechnischen Gründen werden Schneckenräder der Baugröße a = 65 mm üblicherweise nicht im Schleudergussverfahren hergestellt. Um dennoch ein ähnlich feinkörniges Gefüge zu erreichen, wird daher im Vorhaben behandelte Strangguss (GCB) der Firma Fitscherguss eingesetzt.

Bild 175 und Bild 176 zeigen den repräsentativen Querschliff der entsprechenden Radbronze der Baugröße a = 65 mm für die beiden verwendeten Gusschargen. Beide Gefüge weisen einen vergleichbaren Aufbau und ähnliche Korngrößen auf. Zu erkennen ist die ebenfalls gleichmäßige Verteilung des Eutektikums an den Korngrenzen. Die Korngröße kann mittels Linienschnittverfahren zu etwa 80 µm (Charge 1) bzw. 70 µm (Charge 2) bei jeweils etwa +/-20 µm Streuung bestimmt werden.



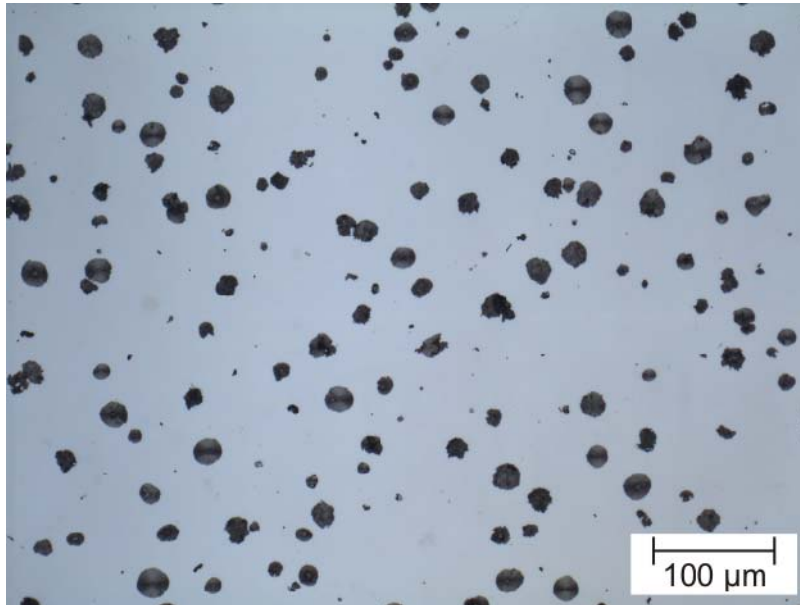
**Bild 175:** Querschliff, CuSn12Ni2-C-GCB (Baugröße a = 65 mm), Charge 1



**Bild 176:** Querschliff, CuSn12Ni2-C-GCB (Baugröße a = 65 mm), Charge 2

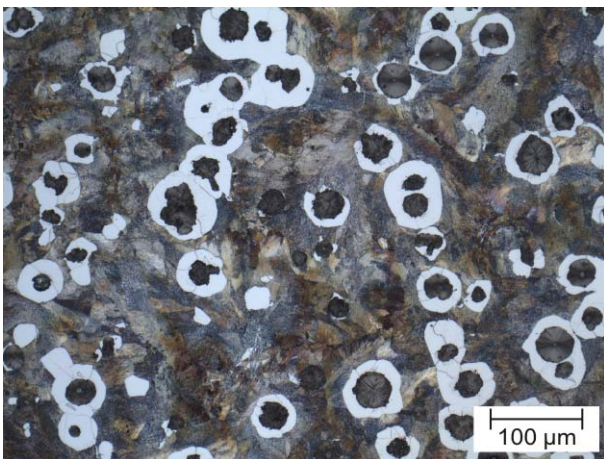
#### d) Schneckenräder aus Sphäroguss EN-GJS-600-3 (Baugröße a = 65 mm)

Die Gussräder wurden im Stranggussverfahren gefertigt. Bild 177 zeigt den ungeätzten Schliff einer repräsentativen Probe des Radwerkstoffs EN-GJS-600. Anhand dieses Schliffs lassen sich die Graphiteinlagerungen nach DIN EN ISO 945 [D1] beurteilen. Es liegt im Wesentlichen globularer Graphit der Form VI vor mit vereinzelt Teilchen Vermiculargraphit der Form III. Die Größe der Graphiteilchen entspricht Größe 7.

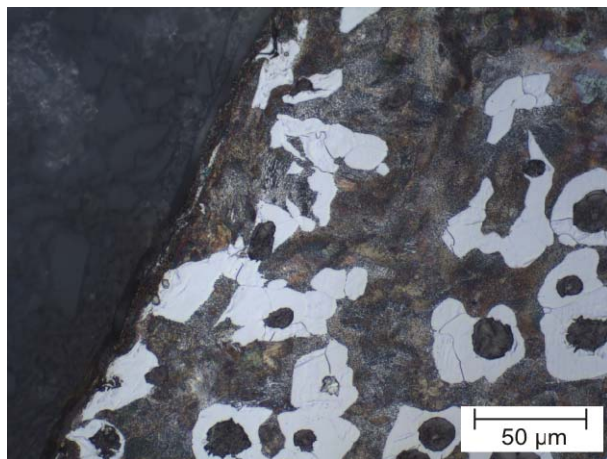


**Bild 177:** ungeätzter Schliff (Querschliff) eines Schneckenrades aus EN-GJS-600-3 (Baugröße a = 65 mm)

Bild 178 zeigt einen Schliff im Kernbereich eines Rades aus EN-GJS-600. Bild 179 zeigt einen Schliff der dazugehörigen gelaufenen Flanke des Radzahns.



**Bild 178:** typisches Kerngefüge eines Schneckenrades aus EN-GJS-600-3 (Baugröße a = 65 mm)

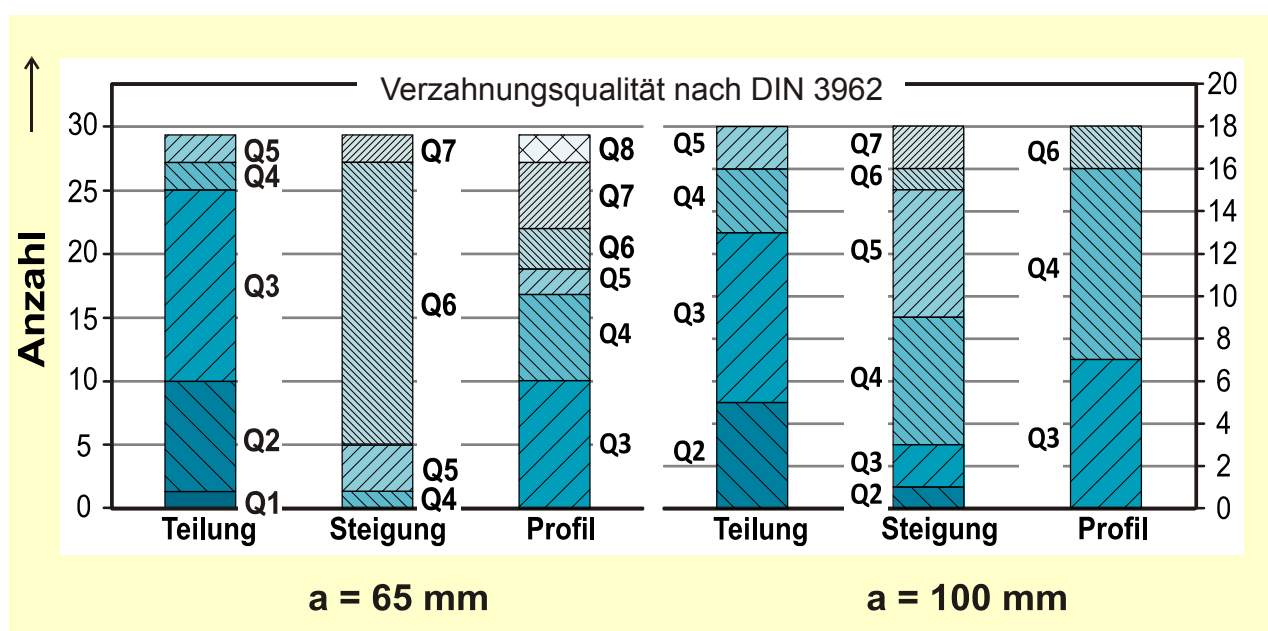


**Bild 179:** typisches Randgefüge eines Schneckenrades aus EN-GJS-600-3 (Baugröße a = 65 mm)

Beide Bilder zeigen feinlamelaren Perlit /Troostit mit hellerem Ferrit um die Grafitkugeln herum. Der Werkstoff entspricht den Anforderungen nach [D4].

#### 9.4.4 Verzahnungsabweichungen

In Anlehnung an vorangegangene Forschungsarbeiten wurden hochwertige Prüfschnecken in DIN-Qualität 5 und Schneckenräder in DIN-Qualität 6 bestellt. Die Prüfschnecken wurden am Institut einer 100%-Prüfung unterzogen. Bild 180 zeigt die erreichten Verzahnungsqualitäten der Auswertegrößen Teilung, Steigung und Profil für die Schnecken beider Baugrößen für die beiden Chargen 16MnCr5 sowie 42CrMo4. Die Verzahnungsqualität liegt weitgehend im geforderten Bereich. In Baugröße  $a = 65$  mm liegen die Abweichungen der Steigungen größtenteils in Qualität 6, was aber auf Grund des jeweils durchgeführten sorgfältigen Einlaufs der Prüfverzahnungen keinen nachweislichen Einfluss auf die Versuchsergebnisse hat. Die Schneckenräder wurden auf Grund der untergeordneten Bedeutung ihrer Ausgangsgeometrie lediglich stichprobenartig untersucht.



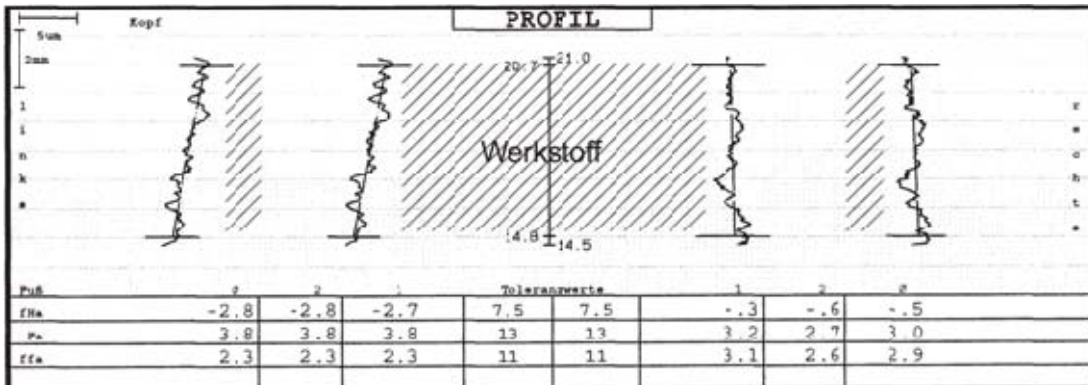
**Bild 180:** Verzahnungsqualität der Schneckenwellen der Baugrößen  $a = 65$  mm und  $a = 100$  mm

In der Folge werden repräsentative 3D-Vermessungen der einzelnen Prüfteile dargestellt. Die einzelnen Messungen unterscheiden sich nur wenig, daher wird auf die vollständige Darstellung aller Messergebnisse zugunsten einer beispielhaften Darstellung verzichtet.



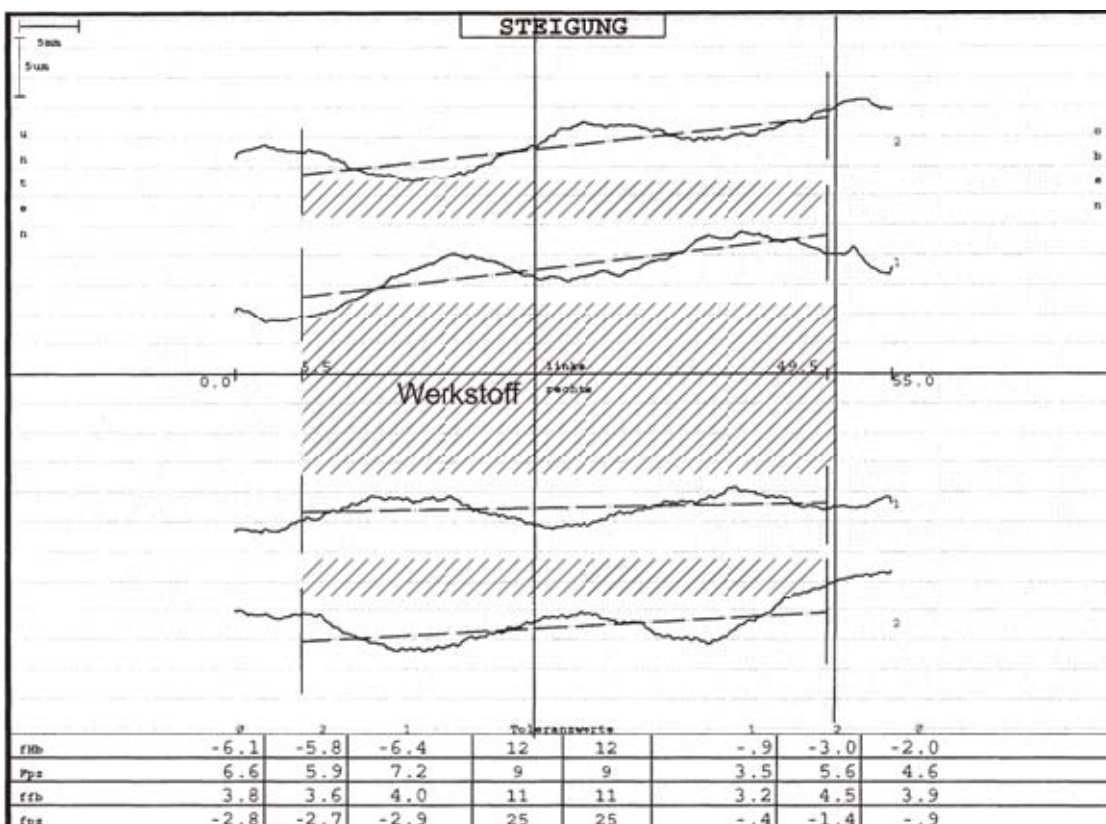
**a) Schneckenwellen aus Einsatzstahl, a = 100 mm**

In Bild 181 ist ein repräsentativer Auszug aus der Zahnprofilvermessung an einer Schneckenwelle a = 100 mm dargestellt. Die erkennbare Profilwinkelabweichung tritt an allen vermessenen Schneckenwellen in ähnlicher Form auf.



**Bild 181:** repräsentativer Ausdruck eines Zahnprofils der Schnecke (a = 100 mm), Links- und Rechtsflanke, Zähne 1 und 2

Bild 182 zeigt beispielhaft einen Auszug aus der Flankenlinienvermessung einer Schneckenwelle a = 100 mm. Die erkennbare Steigungswinkelabweichung tritt an allen vermessenen Schneckenwellen in ähnlicher Form auf.



**Bild 182:** repräsentativer Ausdruck einer Flankenlinie der Schnecke (a = 100 mm), Links- und Rechtsflanke, Zähne 1 und 2

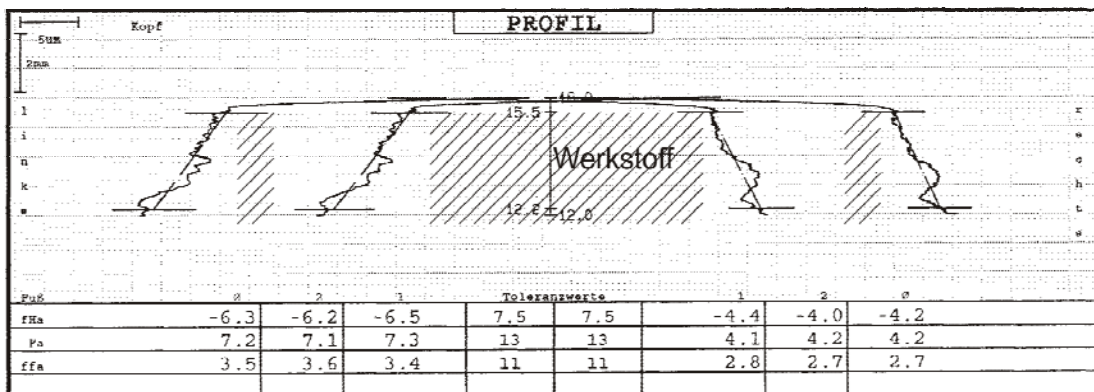
Ein beispielhafter Ausdruck der Gangteilung ist in Bild 183 dargestellt.

GANGTEILUNG links				GANGTEILUNG rechts		
20um				20um		
$f_{px}$	$F_{px}$	$f_{ux}$	Achsebene	$f_{px}$	$F_{px}$	$f_{ux}$
8.5	13	11	Tol	8.5	13	11
2.1	2.8	1.5	Ist	1.5	2.3	1.5

**Bild 183:** repräsentativer Ausdruck der Gangteilungsabweichung der Schnecke ( $a = 100 \text{ mm}$ ), Links- und Rechtsflanke, Zähne 1 und 2

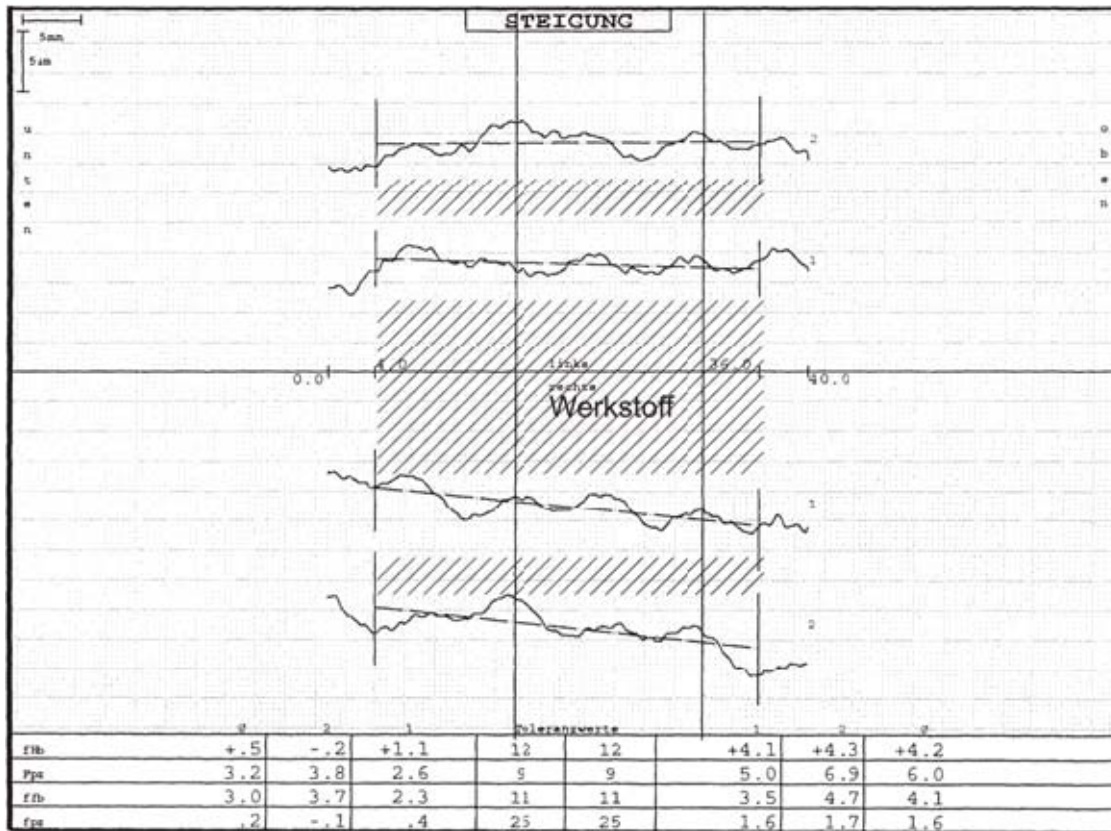
**b) Schneckenwellen aus Einsatzstahl,  $a = 65 \text{ mm}$ , Charge 1**

In Bild 184 ist ein Auszug aus der Zahnprofilvermessung an einer Schneckenwelle  $a = 65 \text{ mm}$  dargestellt. Die erkennbare Profilwinkelabweichung mit der Tendenz zu einem zurückgenommenen Zahnkopf tritt an allen vermessenen Schneckenwellen in ähnlicher Form auf.



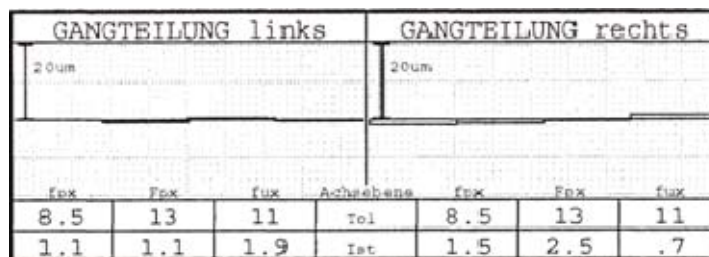
**Bild 184:** repräsentativer Ausdruck des Zahnprofils einer Schnecke aus Charge 1 ( $a = 65 \text{ mm}$ ), Links- und Rechtsflanke, Zähne 1 und 2

Bild 185 zeigt einen repräsentativen Auszug aus der Flankenlinienvermessung einer Schneckenwelle  $a = 65 \text{ mm}$ . Die erkennbare Steigungswinkelabweichung tritt an allen vermessenen Schneckenwellen in ähnlicher Form auf. Ebenso die Welligkeit der Flankenlinie.



**Bild 185:** repräsentativer Ausdruck der Flankenlinie einer Schnecke aus Charge 1 ( $a = 65 \text{ mm}$ ), Links- und Rechtsflanke, Zähne 1 und 2

Ein beispielhafter Ausdruck der Gangteilung ist in Bild 186 dargestellt.

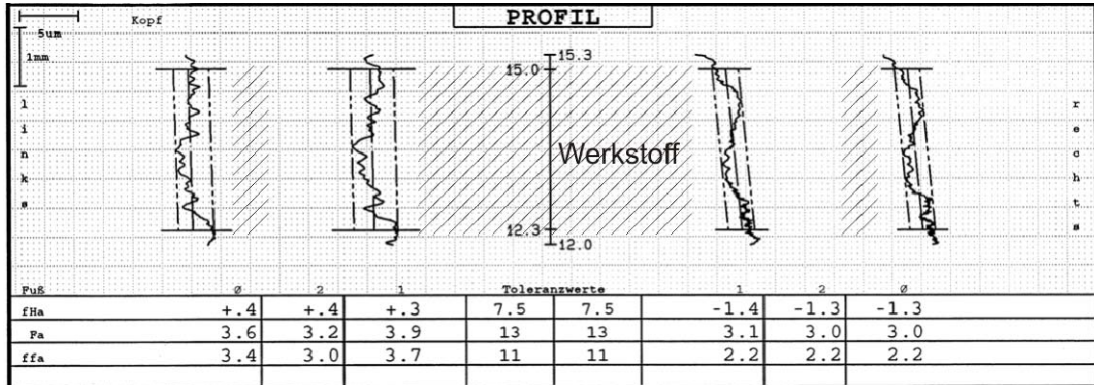


**Bild 186:** repräsentativer Ausdruck der Gangteilungsabweichung einer Schnecke aus Charge 1 ( $a = 65 \text{ mm}$ ), Links- und Rechtsflanke, Zähne 1 und 2



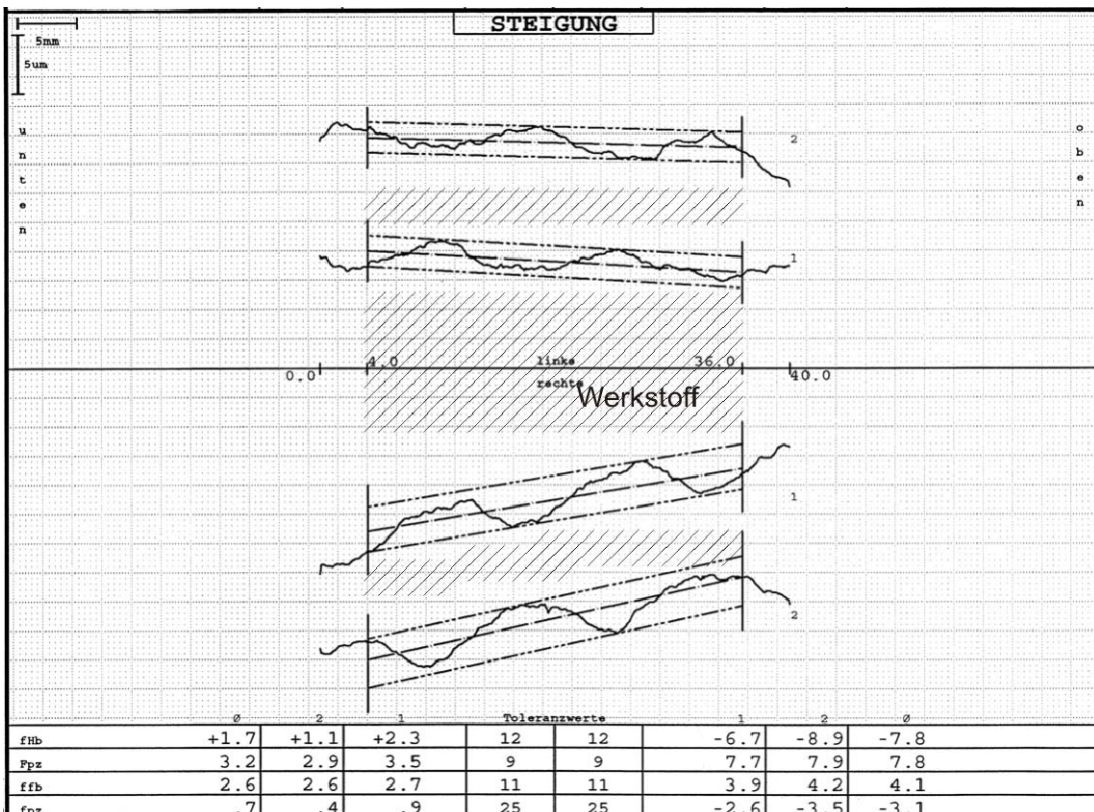
**c) Schneckenwellen aus Einsatzstahl, a = 65 mm, Charge 2**

In Bild 184 ist beispielhaft ein Auszug aus der Zahnprofilvermessung an einer Schneckenwelle a = 65 mm dargestellt. Die erkennbare Profilwinkelabweichung mit der Tendenz zu einem zurückgenommenen Zahnkopf tritt an allen vermessenen Schneckenwellen in ähnlicher Form auf.



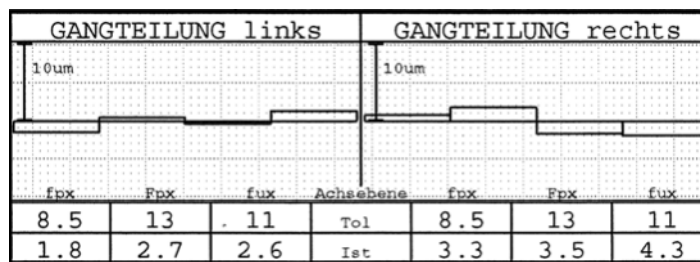
**Bild 187:** repräsentativer Ausdruck des Zahnprofils einer Schnecke aus Charge 2 (a = 65 mm), Links- und Rechtsflanke, Zähne 1 und 2

Bild 185 zeigt einen repräsentativen Auszug aus der Flankenlinienvermessung einer Schneckenwelle a = 65 mm. Die erkennbare, auf den beiden Flankenseiten unterschiedliche, Steigungswinkelabweichung tritt an allen Schneckenwellen in ähnlicher Form auf. Ebenso die Welligkeit der Flankenlinie.



**Bild 188:** repräsentativer Ausdruck der Flankenlinie einer Schnecke aus Charge 2 (a = 65 mm), Links- und Rechtsflanke, Zähne 1 und 2

Ein beispielhafter Ausdruck der Gangteilung ist in Bild 186 dargestellt.



**Bild 189:** repräsentativer Ausdruck der Gangteilungsabweichung einer Schnecke aus Charge 2 ( $a = 65$  mm), Links- und Rechtsflanke, Zähne 1 und 2

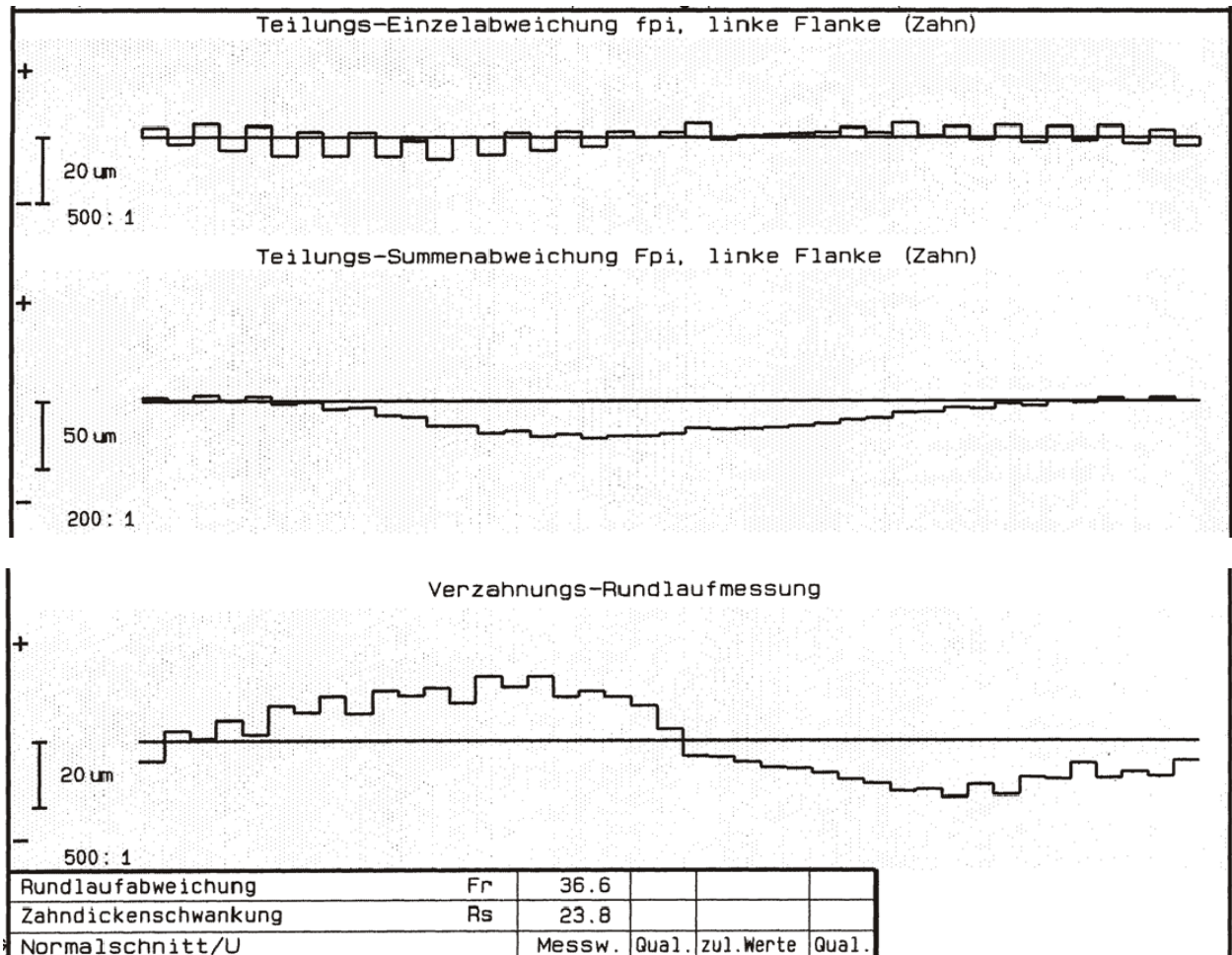
#### d) Schneckenwellen aus Vergütungsstahl, $a = 65$ mm

Die Schneckenwellen aus Vergütungsstahl weisen die gleichen charakteristischen Abweichung auf und lassen sich auf Grund der Verzahnungsabweichungen nicht von den Schneckenwellen aus Einsatzstahl unterscheiden. Die Schneckenwellen beider Werkstoff wurden an der gleichen Maschine in aufeinanderfolgenden Arbeitsgängen gefertigt.



### f) Schneckenräder aus Schleudergussbronze CuSn12Ni2-C-GZ (a = 100 mm)

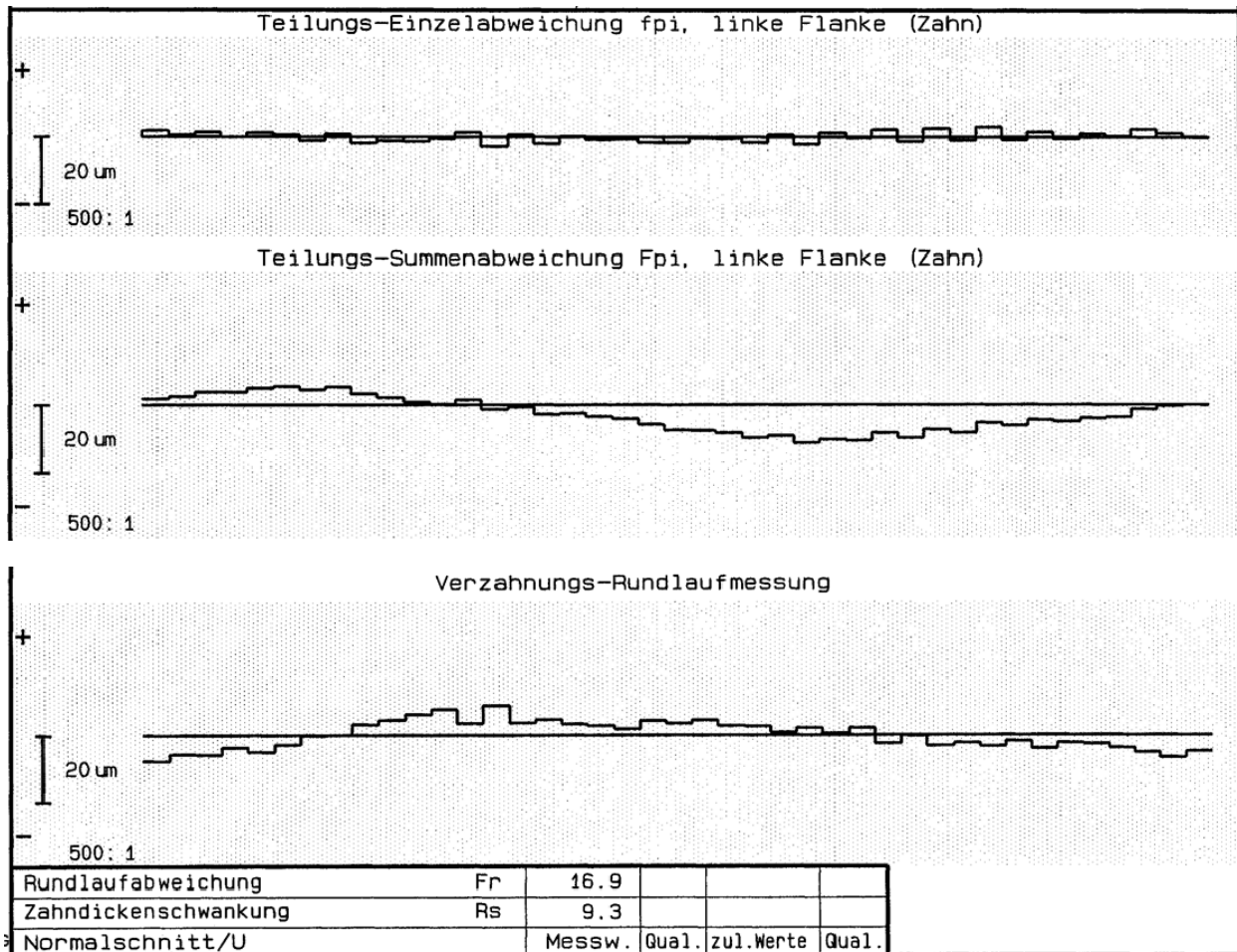
Die Schneckenräder der Baugröße a = 100 mm werden mit einsatzgehärteten Schneckenwellen gepaart. Die Schneckenräder aus Schleudergussbronze CuSn12Ni2-C-GZ werden auf einer Verzahnungsmaschine im Radialverfahren gefräst, die Flankenflächen werden nach dem Fräsen nicht weiterbearbeitet. Die Schneckenräder der Baugröße a = 100 mm liegen innerhalb der Qualitätsstufe 7 nach [D9]. In Bild 190 sind die typischen Teilungs- und Rundlaufabweichungen eines Bronze-Schneckenrades dieser Baugröße dargestellt.



**Bild 190:** repräsentativer Ausdruck der Teilungsabweichungen und des Verzahnungsrundlaufs eines Schneckenrades (a = 100 mm), Linksflanke

**g) Schneckenräder aus behandelter Stranggussbronze CuSn12Ni2-C-GCB (a = 65 mm), Charge 1**

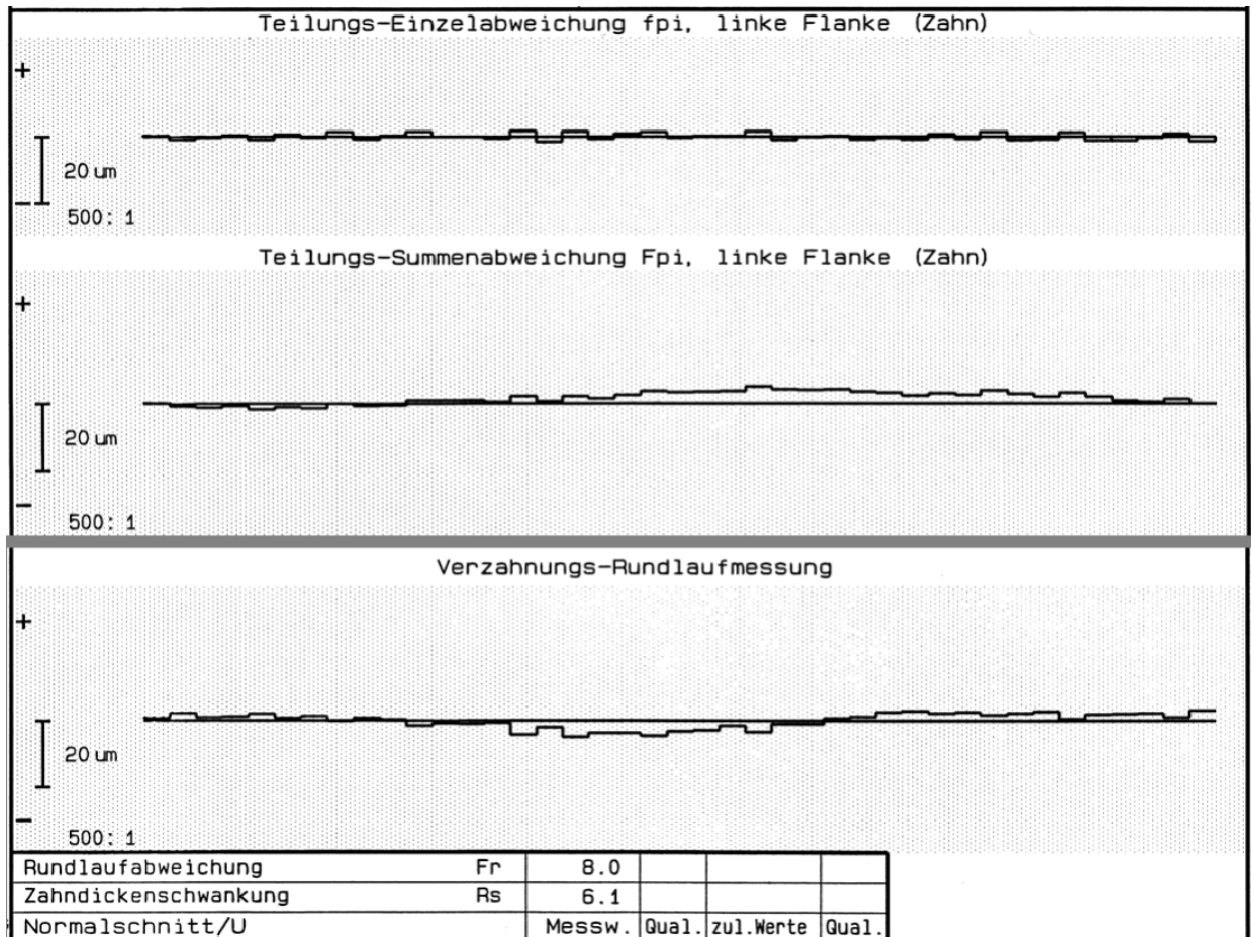
Die Schneckenräder der Baugröße a = 65 mm werden mit einsatzgehärteten Schneckenwellen gepaart. Die Schneckenräder aus behandelter Stranggussbronze CuSn12Ni2-C-GCB werden auf einer Verzahnungsmaschine im Radialverfahren gefräst, die Flankenflächen werden nach dem Fräsen nicht weiterbearbeitet. Die Schneckenräder der Charge 1 in Baugröße a = 65 mm liegen innerhalb der Qualitätsstufe 7 nach DIN 3974 [D9]. In Bild 191 sind die typischen Teilungs- und Rundlaufabweichungen eines Bronze-Schneckenrades dieser Baugröße dargestellt.



**Bild 191:** repräsentativer Ausdruck der Teilungsabweichungen und des Verzahnungsrundlaufs eines Schneckenrades der Charge 1 (a = 65 mm), Linksflanke

### h) Schneckenräder aus behandelter Stranggussbronze CuSn12Ni2-C-GCB (a = 65 mm), Charge 2

Die Schneckenräder der Charge 2 wurden vom gleichen Hersteller mit den gleichen Fertigungsverfahren wie die Räder der Charge 1 gefertigt. Die Schneckenräder liegen bis auf wenige Ausnahmen mit Qualität 8 innerhalb der Qualitätsstufe 7 nach DIN 3974 [D9]. Bild 192 sind die typischen Teilungs- und Rundlaufabweichungen eines Bronze-Schneckenrades dieser Baugröße dargestellt.



**Bild 192:** repräsentativer Ausdruck der Teilungsabweichungen und des Verzahnungsrundlaufs eines Schneckenrades der Charge 2 (a = 65 mm), Linksflanke

### i) Schneckenräder aus Gusswerkstoffen, a = 65 mm

Die Schneckenräder aus Gusswerkstoffen weisen vergleichbare Verzahnungsabweichungen wie die Räder aus Bronze auf. Lediglich die Rundlaufabweichungen  $R_s$  liegt im Mittel eine Verzahnungsqualität schlechter als die Räder aus Bronze. Auf Grund der hohen Zahl von Bronzerädern verglichen mit der sehr geringen Zahl an Rädern aus Sphäroguss kann daraus jedoch keine allgemeine Tendenz abgeleitet werden.

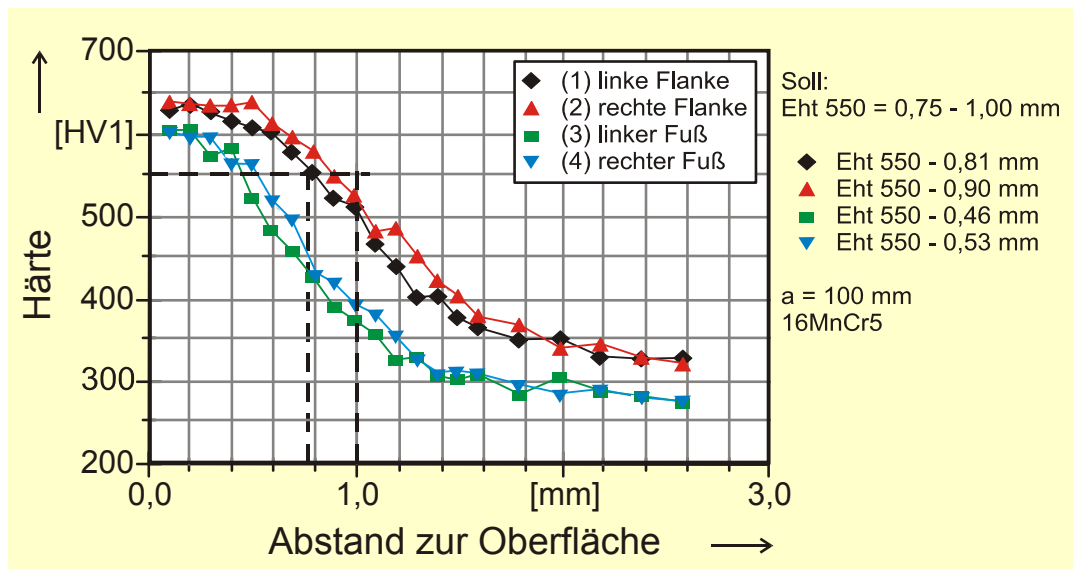
### 9.4.5 Härte

Für die Schneckenwellen aus Einsatzstahl wurde die Härte nach Vickers (HV<sub>1,0</sub>) bestimmt. Die Härtewerte für die Schneckenwellen aus Vergütungsstahl und die Härtewerte für die Gussräder zeigen keinen ausgeprägten Tiefenverlauf und sind daher zusammenfassend in Tabelle 11 dargestellt.

#### a) Schneckenwellen aus Einsatzstahl, a = 100 mm, Charge 1

Für die einsatzgehärteten Schneckenwellen wird eine Oberflächenhärte im Bereich von  $60 \pm 2$  HRC bei einer Einsatzhärtungstiefe von 0,8 - 1,0 mm gefordert. Die Oberflächenhärte der einsatzgehärteten Schneckenwellen beider Baugrößen wird im Bereich des Mittenkreisdurchmessers  $d_{m1}$  (Flanke) der Schneckenwelle und im Bereich des Fußkreisdurchmessers  $d_{f1}$  (Fuß) der Schneckenwelle gemessen. Im Rahmen einer Messung des Härtetiefenverlaufs nach Vickers kann die Oberflächenhärte als oberflächennaher Grenzwert des Tiefenverlaufs aufgefasst werden. Die Einteilung nach Vickers (HV) kann nach DIN EN ISO 18265 [D14] in Härte nach Rockwell (HRC) umgerechnet werden. 655 HV<sub>10</sub> entsprechen dabei 58 HRC.

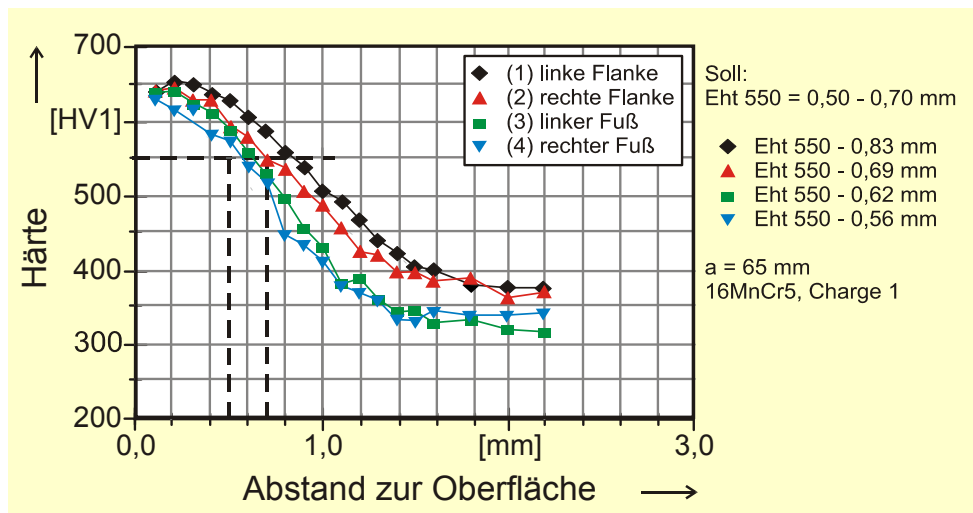
Zur Darstellung des Härtetiefenverlaufs wird die gemessene Bauteilhärte in Vickers über dem Abstand der Messstelle zur Bauteiloberfläche aufgetragen. In Bild 193 ist für die in diesem Forschungsvorhaben eingesetzten Schneckenwellen der Baugröße a = 100 mm ein typischer Härtetiefenverlauf dargestellt. Die Werte für die Messung im Flankenbereich liegen dabei etwa 20 HV<sub>10</sub> über den Werten für die Messung im Zahnfußbereich. Die Oberflächenhärte beträgt etwa 640 HV<sub>10</sub>, was mit umgerechnet 57 HRC leicht unterhalb der geforderten 58 HRC liegt. Die Einsatzhärtungstiefe im Bereich der Zahnflanken beträgt zwischen 0,8 und 0,9 mm und erfüllt damit die Anforderungen. Es wurden insgesamt bei 9 Schneckenwellen der Baugröße a = 100 mm Härteverläufe gemessen, die nahezu identische Ergebnisse aufweisen.



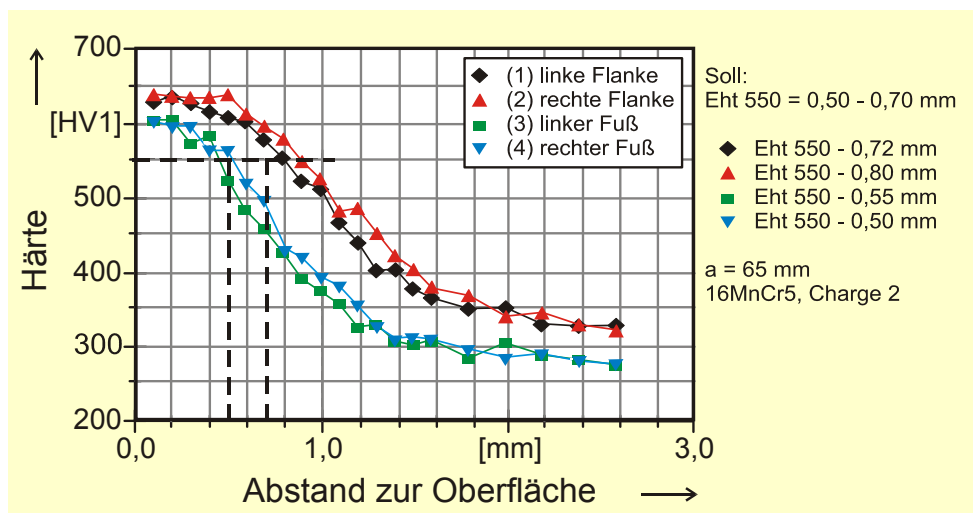
**Bild 193:** repräsentativer Härteverlauf einer Schneckenwelle ( $a = 100$  mm)

### b) Schneckenwellen aus Einsatzstahl, $a = 65$ mm, Charge 1 und Charge 2

Bild 194 zeigt einen repräsentativen Härteverlauf für eine Schneckenwelle der Baugröße  $a = 65$  mm der Charge 1. Bild 195 zeigt die entsprechende Messung für eine Schneckenwelle der Charge 2. Beide Bilder zeigen für den Härteverlauf unter der Flanke Werte leicht oberhalb der geforderten Härte. Die Härtewerte im Fußbereich liegen bei beiden Chargen unter den Werten für die Flanke. Bei Charge 2 ist dieser Unterschied stärker ausgeprägt. Die Vermessung von insgesamt 4 Schneckenwellen der Charge 1 und 3 Schneckenwellen der Charge 2 liefert eine vernachlässigbare Streuung um die in Tabelle 11 dargestellten Ergebnisse.



**Bild 194:** repräsentativer Härteverlauf einer Schneckenwelle, Charge 1 ( $a = 65$  mm)

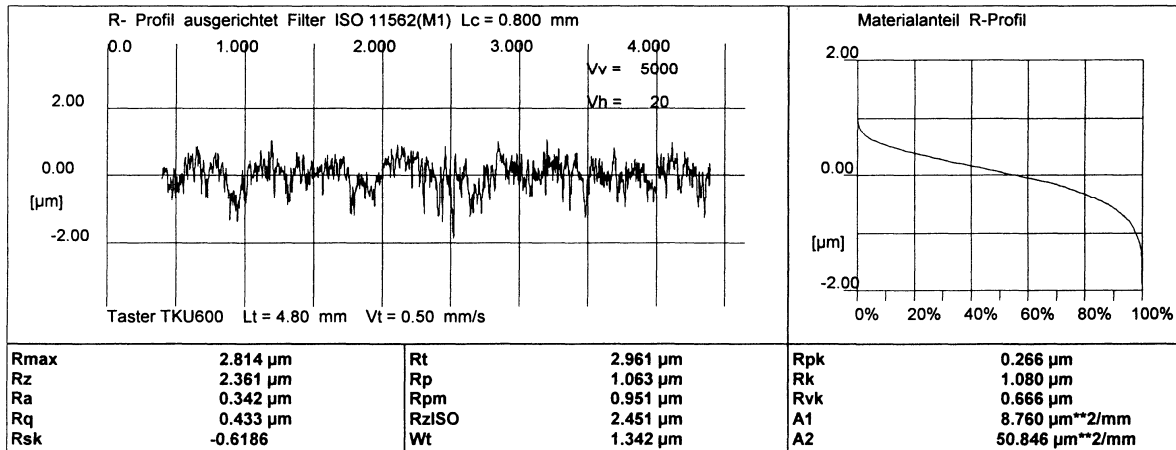


**Bild 195:** repräsentativer Härteverlauf einer Schneckenwelle, Charge 2 ( $a = 65$  mm)

Auswirkungen der teilweise von den Vorgaben abweichenden Einsatzhärte auf die Tragfähigkeit sind nur hinsichtlich der Fußtragfähigkeit der Schnecke zu erwarten. Derartige Versuche sind nicht Gegenstand der Betrachtung und unter den Versuchsbedingungen nicht zu erwarten. Zwischen Schnecken verschiedener Oberflächenhärte konnte bei stichprobenartiger Paarung mit dem selben Rad kein signifikanter Unterschied im Betriebsverschleiß festgestellt werden.

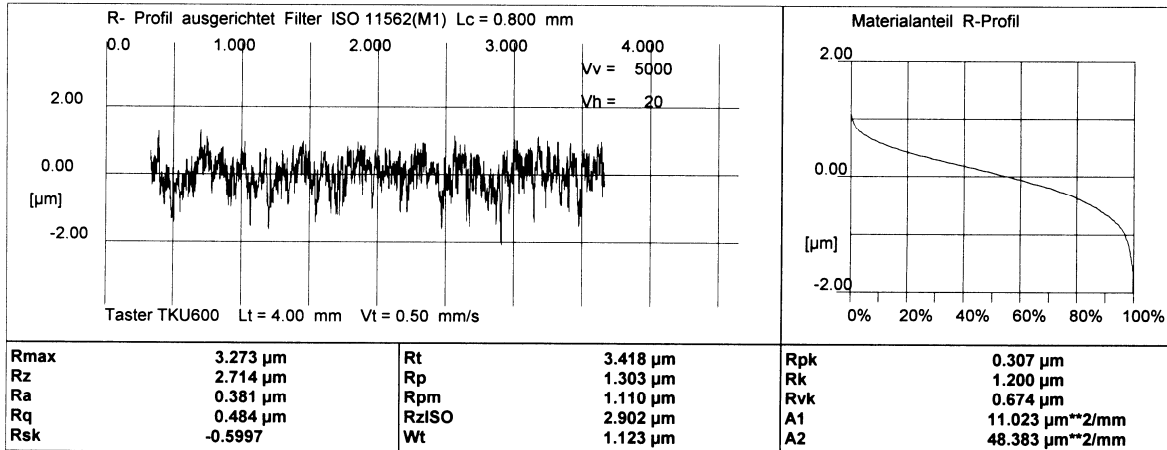
### 9.4.6 Rauheitsmessungen

Bild 196 zeigt ein typisches Profil der Rauheit einer Schneckenwelle aus 16MnCr5 der Baugröße  $a = 100$  mm im ungelaufenen Zustand.



**Bild 196:** repräsentative Rauheitsmessung einer Schneckenwelle aus Einsatzstahl  
( $a = 100$  mm, Zahnfuß links, Zahnkopf rechts)

Die entsprechende Messung an einer Schneckenwelle aus 16MnCr5, Charge 1 der Baugröße  $a = 65$  mm im ungelaufenen Zustand ist in Bild 197 dargestellt.



**Bild 197:** repräsentative Rauheitsmessung einer Schneckenwelle aus Einsatzstahl, Charge 1  
( $a = 65$  mm, Zahnfuß links, Zahnkopf rechts)

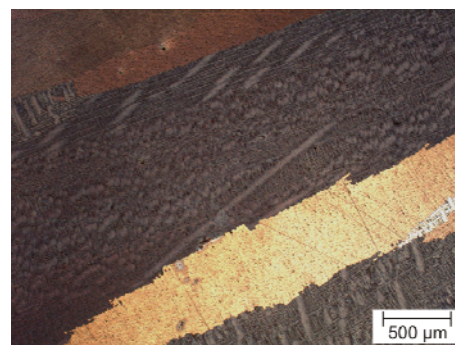
Die Schneckenwellen in Baugröße  $a = 65$  mm der Charge 2 wiesen im ungelaufenen Zustand vergleichbare Oberflächenprofile auf. Sie sind im Mittel um  $Ra = 0,03$  µm rauer als die Schneckenwellen der Charge 1.



### 9.5 Werkstoffuntersuchungen der Prüfkörper am Drei-Scheiben-Prüfstand

Am Drei-Scheiben-Prüfstand werden zwei unterschiedliche Prüfkörper verwendet. Die Schnecke wird durch zwei Prüfscheiben aus dem Wälzlagerstahl 100Cr6, die beidseitig auf die Scheibe aufgeklebt sind, simuliert. Das Schneckenrad wird durch Prüfscheiben aus Stranggussbronze CuSn12Ni2 dargestellt. Neupert zeigt in [N1] anhand von Kurztests und einem ausführlichen Versuch, dass bei gleicher Legierungszusammensetzung das Urformverfahren (Strangguss bzw. Schleuderguss) nur einen unwesentlichen Einfluss auf den Verlustgrad hat. Reibungszahluntersuchungen lassen sich demnach zuverlässig am Drei-Scheiben-Prüfstand auch mit Stranggussbronze durchführen.

Bild 198 zeigt den Schliff einer Prüfscheibe aus Stranggussbronze CuSn12Ni2-C-GC. Das Gefüge weist die für Strangguss typischen, sehr großen Körner auf. Innerhalb der Körner sind nadelartige Strukturen zu erkennen. Das Eutektikum ist fein an den Korngrenzen verteilt. Ein Einfluss auf die Reibungszahluntersuchungen auf Grund der Gefügebildung ist nicht zu erwarten.



**Bild 198:** Kerngefüge einer Prüfwalze aus CuSn12Ni2

Die Gefügeuntersuchungen dienen der Eingangskontrolle des Werkstoffs. Aus den beschriebenen Beobachtungen werden keine Werte für die Berücksichtigung in den Reibungszahlmessungen am Drei-Scheiben-Prüfstand abgeleitet.

Tabelle 32 zeigt die Legierungszusammensetzung der Prüfwalzen aus Stranggussbronze CuSn12Ni2. Die Legierungsbestandteile liegen mit Ausnahme des Phosphorgehalts im Rahmen der Vorgaben. Der Phosphorgehalt liegt unterhalb des Grenzwerts nach DIN EN 1982 [D5]. Ein Einfluss auf das Reibungsverhalten ist nach Erfahrungswerten dadurch nicht zu erwarten.

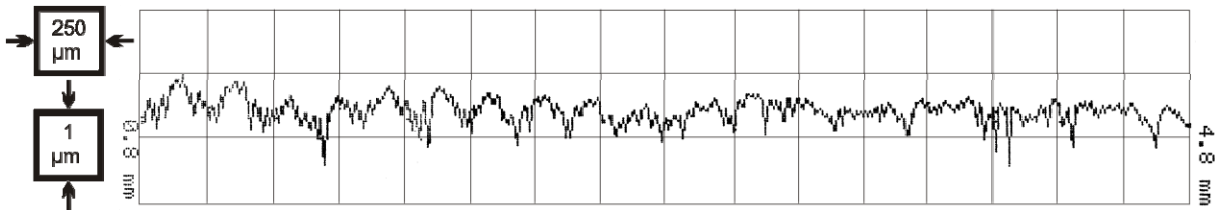
**Tabelle 32:** Legierungszusammensetzung der Prüfwalzen

Werkstoff: CuSn12Ni2	Legierungsanteile, Massengehalt [%]								
	Cu	Sn	Ni	P	S	Al	Pb	Sb	Zn
Solldaten nach DIN EN 1982 [D5]	85- 88,5	11- 13	2,0- 2,2	0,05- 0,1	max. 0,05	max. 0,01	0,1 - 0,15	max. 0,15	max. 0,5
Prüfscheiben	86,36	11,7	2,05	0,02	0,01	-	0,13	0,01	0,11

Die Prüfscheiben aus dem Wälzlagerstahl 100Cr6 sind umfangsgeschliffen und werden auf das Speichenrad verklebt. Aus diesem Grund können keine ausführlichen Untersuchungen mit den Scheiben durchgeführt werden. Die Rauheit der Scheiben wird vor und nach den einzelnen Versuchsreihen mit einem mobilen Rauheitsmessgerät an jeweils drei Messstellen gemessen.

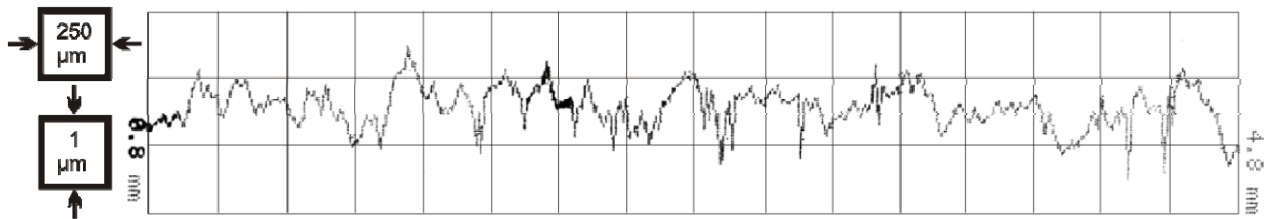
Bild 199 zeigt einen repräsentativen Ausschnitt einer derartigen Messung radial im Bereich der Kontaktfläche mit der Bronzewalze. Die Messlänge beträgt 4,8 mm mit einem Cut-Off von

0,8 mm. Der Wert der arithmetischen Mittenrauheit  $R_a$  liegt bei allen Messungen im Bereich zwischen 0,19 und 0,32  $\mu\text{m}$ . Die Kennwerte zur Messung sind in Tabelle 33 angegeben.



**Bild 199:** repräsentativer Rauheitsmessschrieb der Prüfscheibe (100Cr6)

Die Prüfwalzen aus der Stranggussbronze CuSn12Ni2 werden auf eine Rauheit  $R_a = 0,3 \text{ mm}$  längsgeschliffen und eingelaufen. Die Rauheit der Scheiben wird vor und nach den einzelnen Versuchsreihen mit einem mobilen Rauheitsmessgerät an jeweils drei Messstellen quer zur Laufrichtung gemessen. Bild 200 zeigt den repräsentativen Ausschnitt einer Rauheitsmessung für eine gelaufene Prüfscheibe aus Schleudergussbronze. Die Messlänge beträgt dabei 4,8 mm bei einem Cut-Off von 0,8 mm. Mit der Rauheit der Prüfscheibe aus 100Cr6 (vgl. Bild 199) ergibt sich so eine mittlere Rauheit der Kontaktpartner von 0,2 – 0,35  $\mu\text{m}$ . Die Kennwerte zur Messung sind in Tabelle 33 angegeben.



**Bild 200:** repräsentativer Rauheitsmessschrieb der Prüfscheibe (CuSn12Ni2-C-GC)

**Tabelle 33:** Werte der repräsentativen Rauheitsmessungen (Bild 199 und Bild 200)

		Scheibe 100Cr6	Walze CuSn12Ni2	
$L_t$	=	4,8		mm
$L_c$	=	0,8		mm
$R_a$	=	0,26	0,21	$\mu\text{m}$
$R_{zD}$	=	1,87	1,34	$\mu\text{m}$
$R_{zI}$	=	2,37	1,59	$\mu\text{m}$
$R_{zJ}$	=	3,85	2,90	$\mu\text{m}$
$R_{mD}$	=	2,72	1,66	$\mu\text{m}$
$R_{mJ}$	=	3,93	3,18	$\mu\text{m}$
$R_t$	=	2,72	1,82	$\mu\text{m}$



## 9.6 Messungen der Radmassentemperatur

Bild 201 bis Bild 206 zeigen die Verläufe der Radmassentemperatur über der Verzahnungsverlustleistung für die Versuche beider Baugrößen.

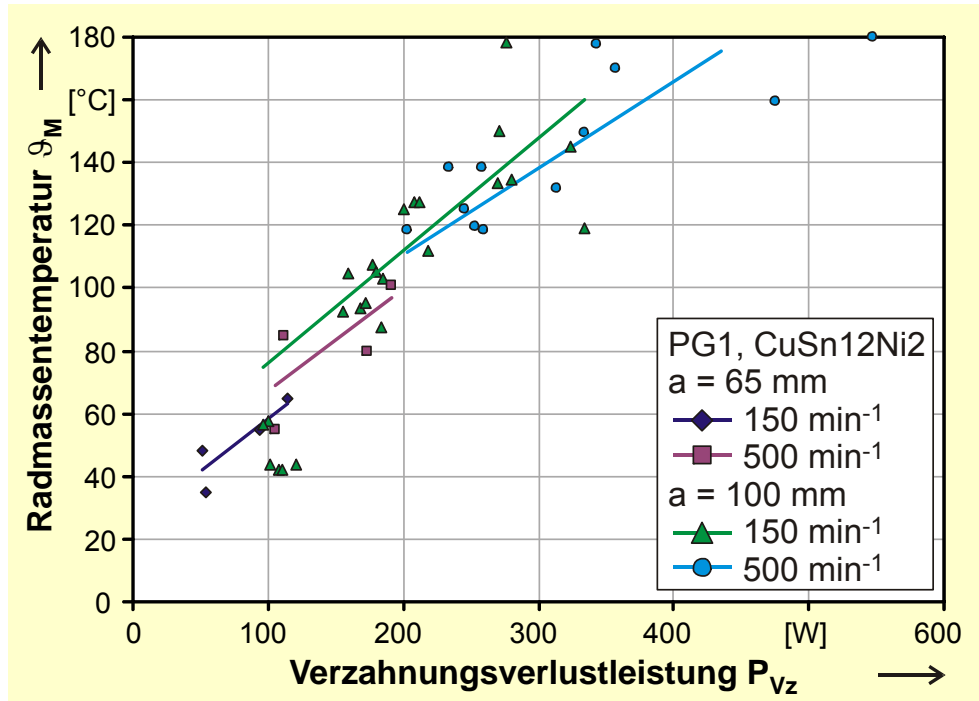


Bild 201: Verlauf der Massentemperatur für PG1

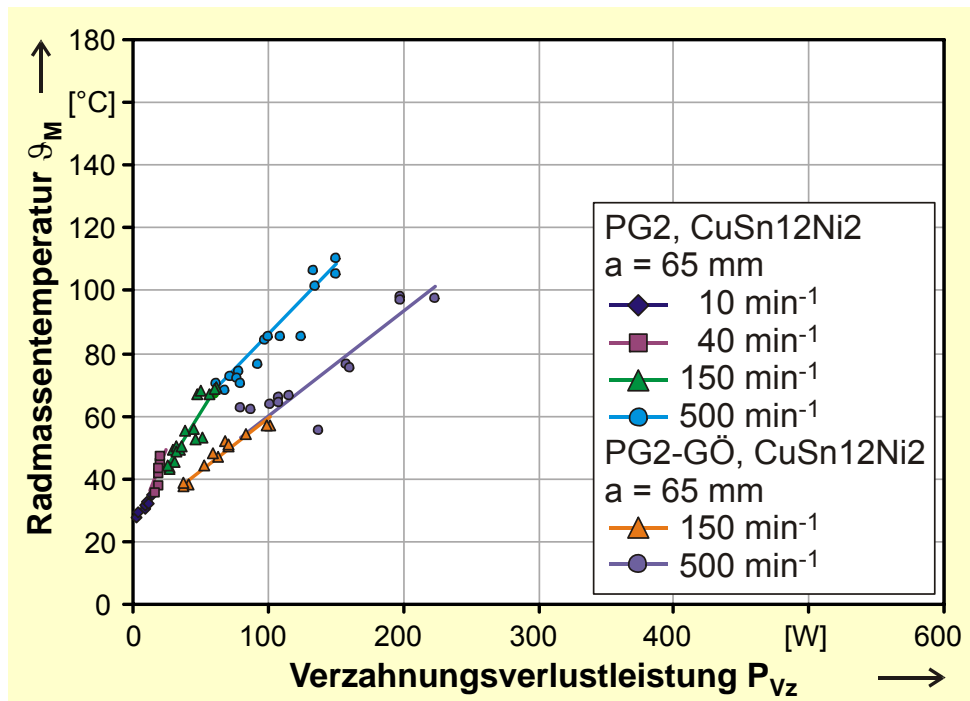


Bild 202: Verlauf der Massentemperatur für PG2 und PG2-GÖ

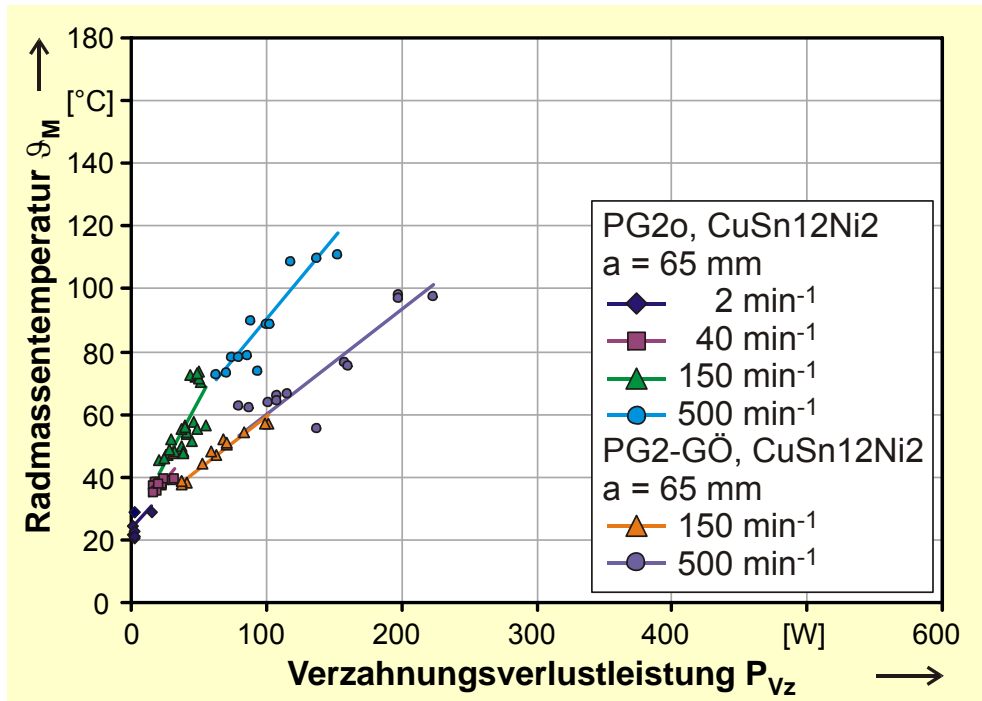


Bild 203: Verlauf der Massentemperatur für PG2o und PG2-GÖ

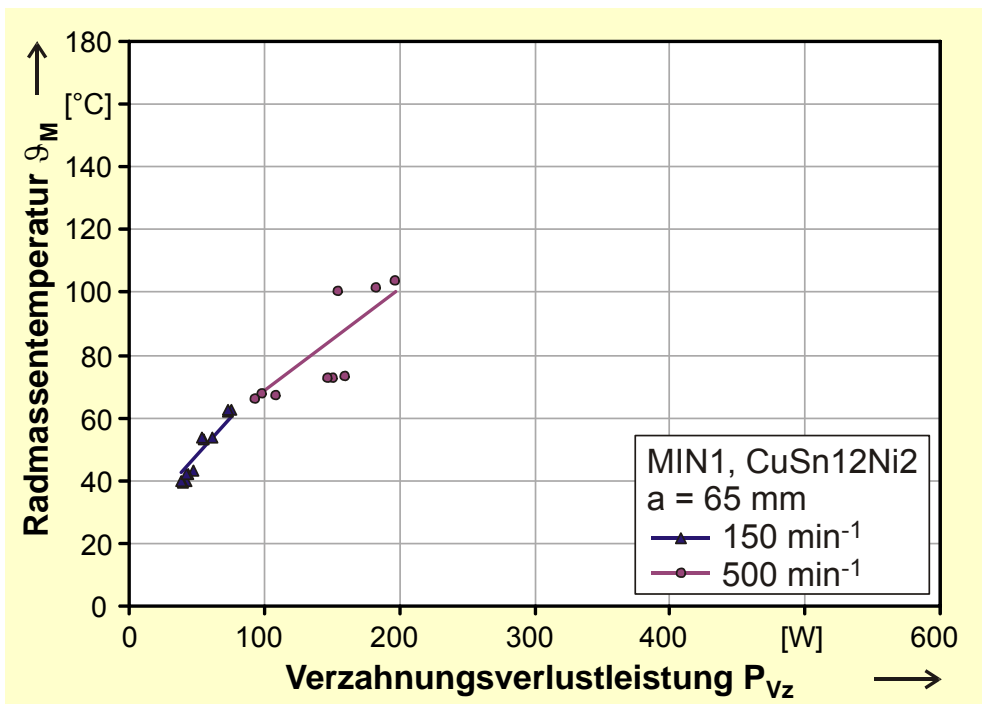


Bild 204: Verlauf der Massentemperatur für MIN1

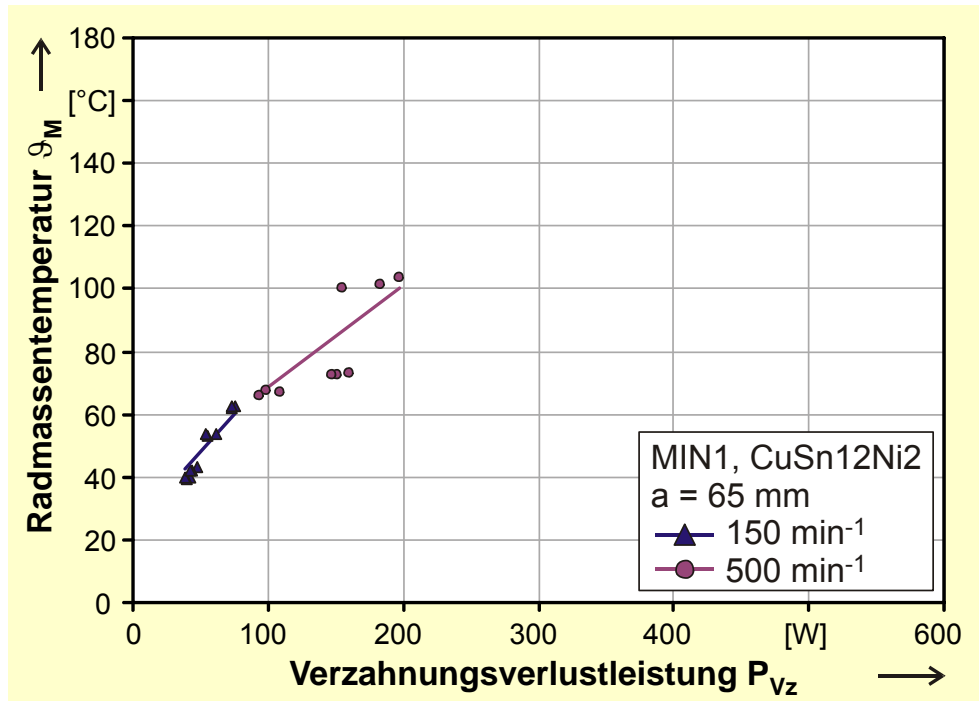


Bild 205: Verlauf der Massentemperatur für MIN2

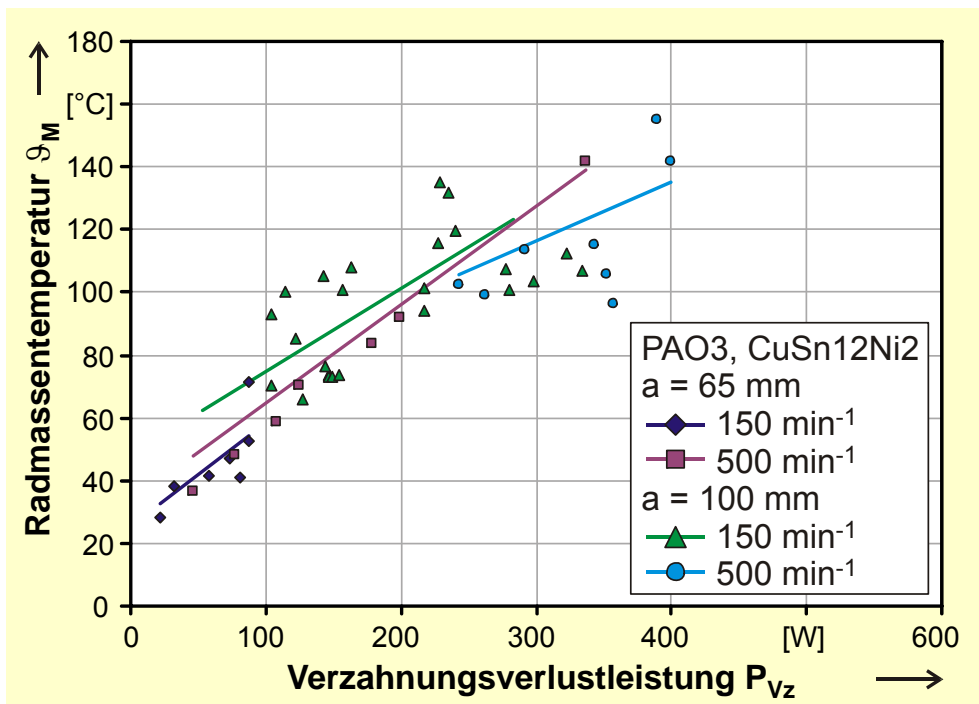


Bild 206: Verlauf der Massentemperatur für PAO3

## 9.7 Leerlaufverluste der Versuchsfette

Bild 207 und Bild 208 zeigen die Leerlaufverlustleistung in der Baugröße  $a = 100$  mm für die beiden Versuchsfette PG1 und MIN2.

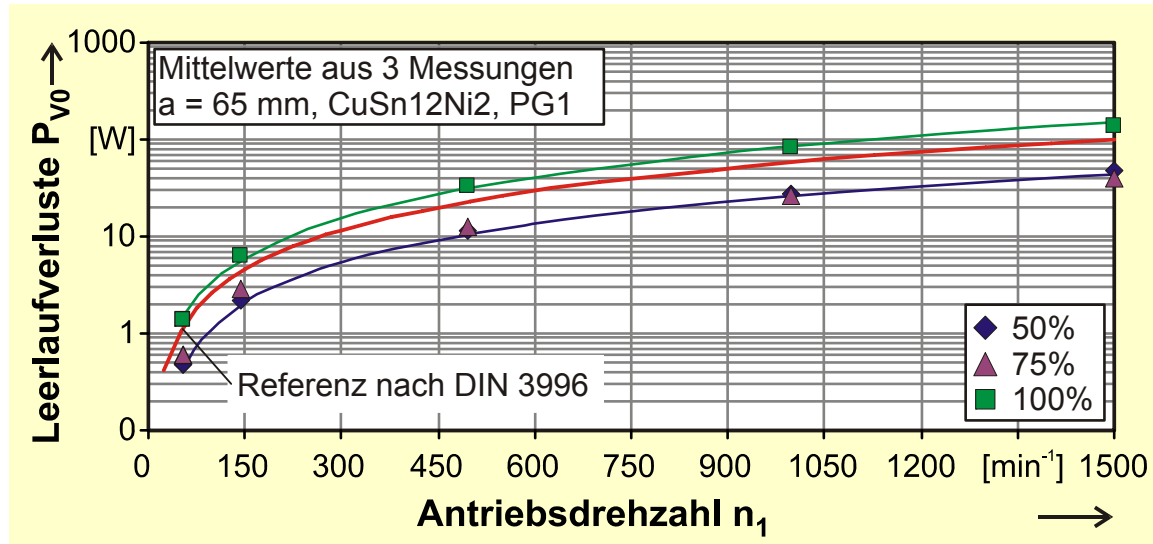


Bild 207: Leerlaufverluste für das Fett PG1 (Baugröße  $a = 100$  mm)

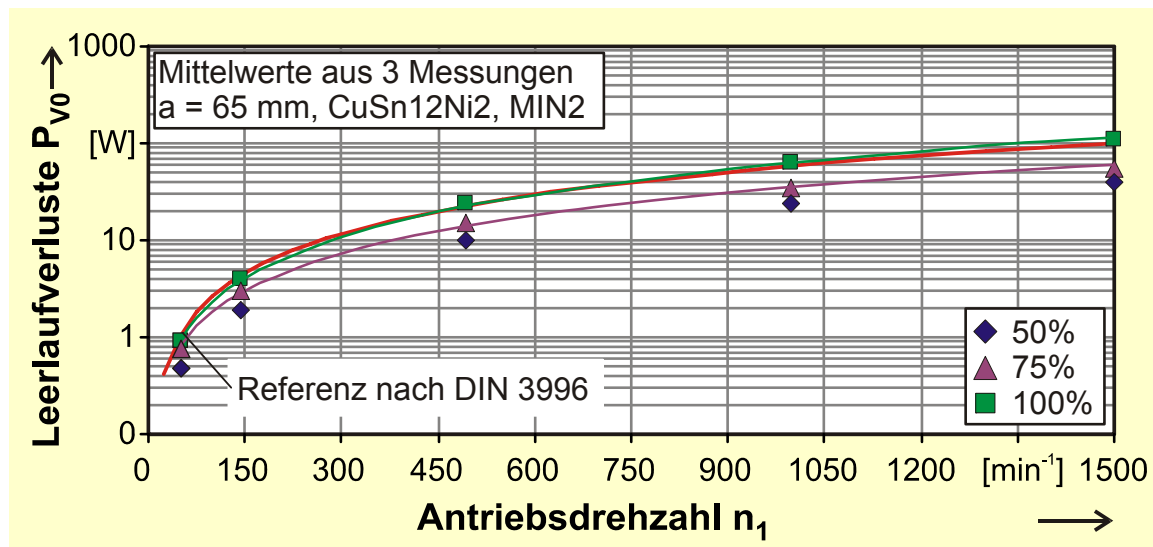


Bild 208: Leerlaufverluste für das Fett MIN2 (Baugröße  $a = 100$  mm)

### 9.8 Abweichung der Verschleißintensität über der Massentemperatur

Bild 209 bis Bild 212 zeigen die Abweichungen der Verschleißintensität vom Erwartungswert der regressionsrechnung, aufgetragen über der Massentemperatur.

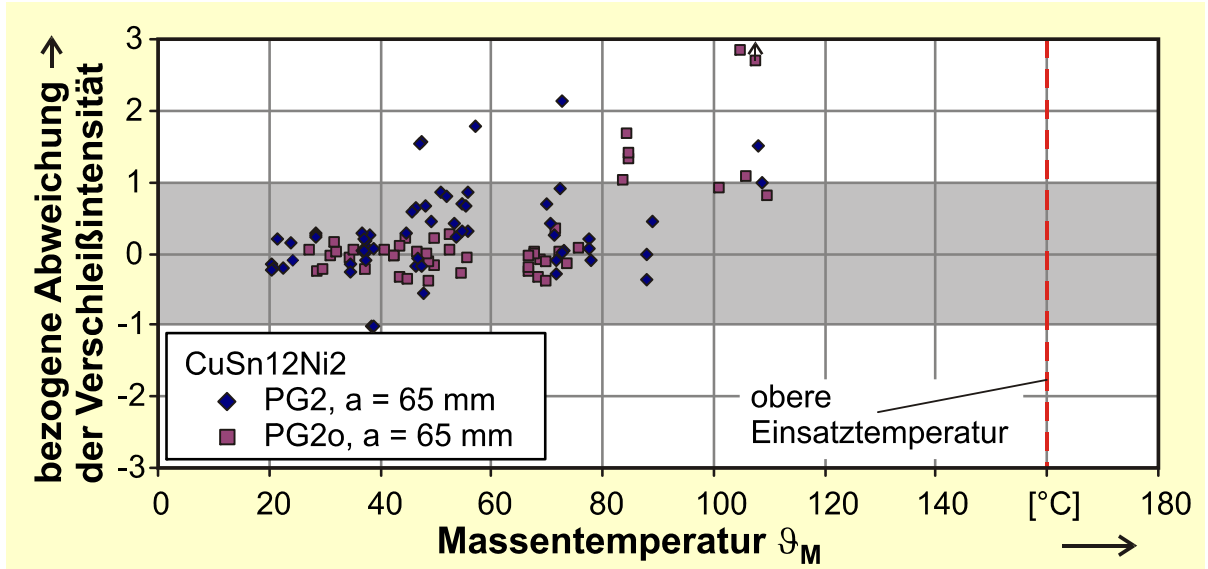


Bild 209: Abweichung der Verschleißintensität über der Massentemperatur für PG2 und PG2o

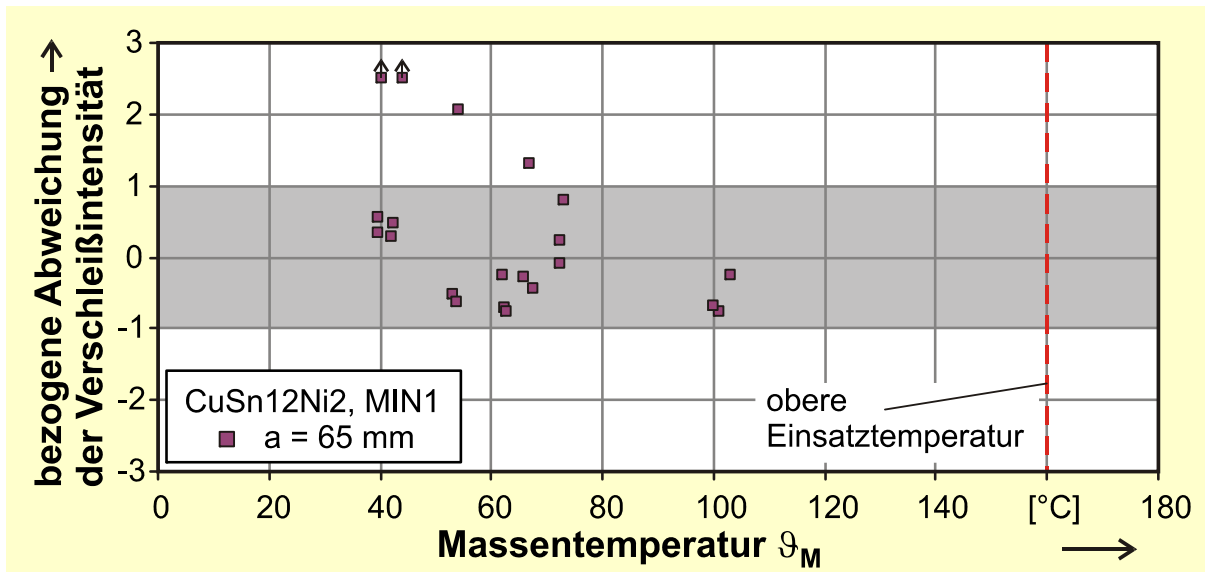


Bild 210 Abweichung der Verschleißintensität über der Massentemperatur für MIN1

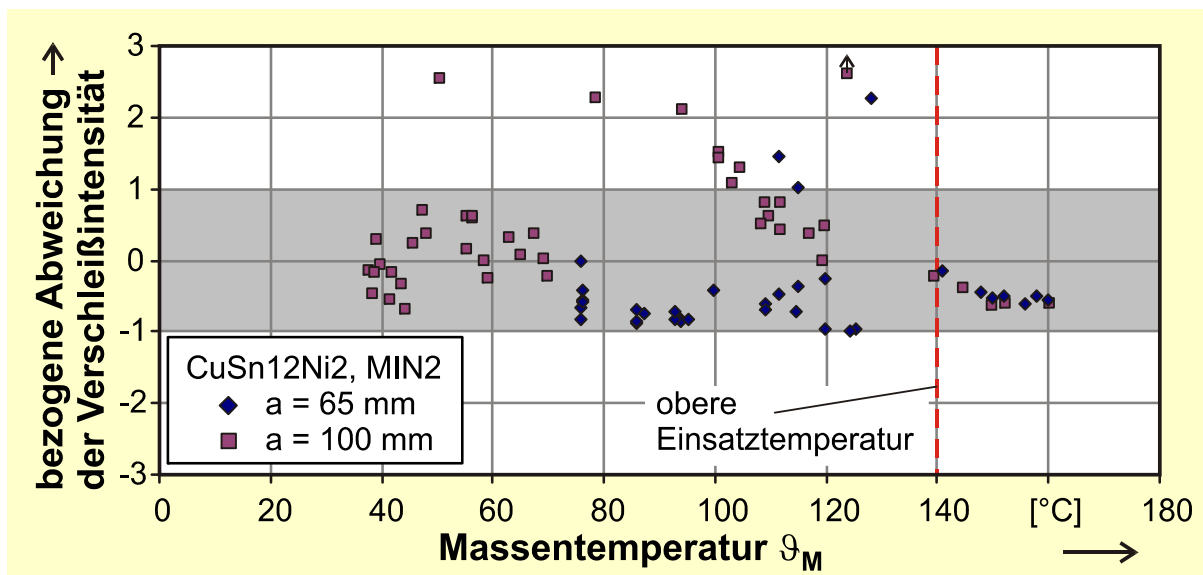


Bild 211: Abweichung der Verschleißintensität über der Massentemperatur für MIN2

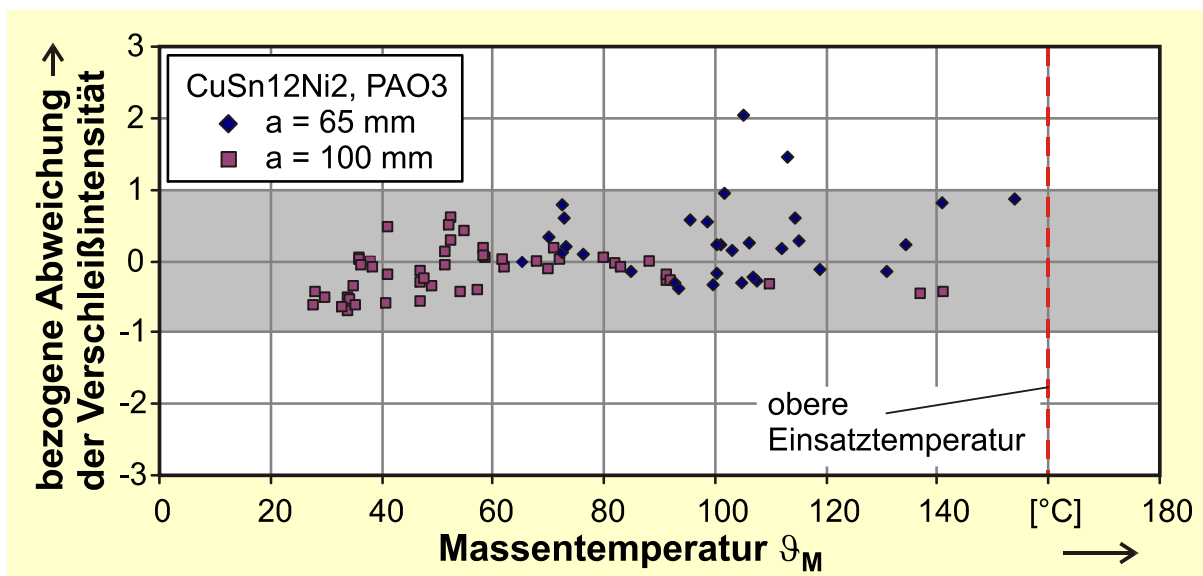


Bild 212: Abweichung der Verschleißintensität über der Massentemperatur für PAO3

## 10 Lebenslauf

### Persönliches:

Alexander Monz

geb. 24.05.1981 in München

verheiratet seit 10.07.2010 mit Holde Hell

### Schulische Bildung:

09/87 bis 08/91 Gerhardinger Grundschule in Pfaffenhofen/Ilm

09/91 bis 06/00 Schyren-Gymnasium Pfaffenhofen/Ilm,  
Abschluss: Allgemeine Hochschulreife

### Studium:

10/01 bis 12/06 Studium des Maschinenbaus an der TU-München, Studienschwerpunkte in Produktionstechnik und Produktentwicklung, Abschluss: Diplom-Ingenieur (Univ.)

### Grundwehrdienst:

07/00 bis 04/01 1./FlaRakGrp. 23 in Oberstimm

### Berufliche Erfahrung:

11/02 bis 02/03 stud. Hilfskraft am Institut für Werkzeugmaschinen und Betriebswissenschaften (iwb), TU München

03/03 bis 04/03 Werkstudent am Forschungszentrum für Umwelt und Gesundheit der Helmholtz-Gemeinschaft, Neuherberg

03/03 bis 08/05 stud. Hilfskraft an der Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau (FZG), TU München

10/05 bis 02/06 Praktikum in der Entwicklung, DaimlerChrysler AG, Wörth am Rhein

06/06 bis 12/06 Diplomand im CoC „Brake Control“ der Knorr-Bremse Systeme f. Schienenfahrzeuge GmbH

01/07 bis 02/12 Wissenschaftlicher Assistent am Lehrstuhl für Maschinenelemente, Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau (FZG)





## 11 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 Gleitschuhes 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 Zylinderschneckengetrieben. 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 Zahnradern, 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 ungeschmierten 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 allgemein verwendbare feinwerktechnische Normverzahnung, TH München, 1963
- /29/ NARUSE C.: Verschleiß, Tragfähigkeit und Verlustleistung bei Schraubenradgetrieben, TH München, 1964
- /30/ GARTNER F.: Die Mischreibung bei Linienberührung, TH München, 1964
- /31/ ASSMANN H.: Vergleichende Untersuchung von Getriebeölen im FZG-Stirnrad- 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 Evolventenverzahnung, TH München, 1965
- /35/ LANGENBECK K.: Die Verschleiß- und Fressgrenzlast der Hypoidgetriebe, TH München, 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 abwickelbaren Schneckenflanken nach der hydrodynamischen und nach der Hertz'-schen Theorie, TH München, 1967
- /40/ SCHWÄGERL D.: Untersuchung von Helicon- und Spiroidgetrieben mit trapezförmigem Schneckenprofil nach der Hertz'-schen und nach der hydrodynamischen 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 elastohydrodynamischen 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 Geradenprofil), 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 elastohydrodynamischer Schmierung, TU München, 1977
- /56/ KÄSER W.: Beitrag zur Grübchenbildung an gehärteten Zahnrädern. Einfluss von Härte-tiefe 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 elastohydrodynamischen 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 Sicherheitskupplung, 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 Hypoidgetrieben, TU München, 1987
- /80/ KNAUER G.: Zur Grübchentragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder – Einfluss von Werkstoff, Schmierstoff und Betriebstemperatur, TU München, 1988
- /81/ PLACZEK T.: Lastverteilung und Flankenkorrektur in gerad- und schrägverzahnten Stirnradstufen, TU München, 1988
- /82/ PFLAUM H.: Das Reibungsverhalten ölgeschmierter Kegelreibkupplungen in Synchronisationseinrichtungen von Kraftfahrzeug-Schaltgetrieben, TU München, 1988
- /83/ BRINCK P.: Zahnfußtragfähigkeit oberflächengehärteter Stirnräder bei Lastrichtungs-umkehr, 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 vergüteter 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 Stirnradgetriebe, TU München, 1991
- /89/ MÜLLER R.: Schwingungs- und Geräuschanregung bei Stirnradgetrieben, TU München, 1991
- /90/ ANZINGER M.: Werkstoff- und Fertigungseinflüsse auf die Zahnfußtragfähigkeit, insbesondere im hohen Zeitfestigkeitsgebiet, TU München, 1991
- /91/ KAGERER E.: Messung von elastohydrodynamischen Parametern im hochbelasteten Scheiben- und Zahnkontakt, TU München, 1991
- /92/ HASLINGER K.: Untersuchungen zur Grübchentragfähigkeit profilkorrigierter Zahnräder, TU München, 1991
- /93/ VOLLHÜTER F.: Einfluss der Achsversetzung auf die Grübchen- und Zahnfußtragfähigkeit 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 Getrieberechnungsprogramme, 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 Kegelrädern, TU München, 1998
- /111/ WIKIDAL F.: Berechnung der Flankenpressung gerad- und schrägverzählter 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  $i^2$ -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 Hochverzählungen geringer Schwingungsanregung, TU München, 1998

- 
- /119/ WEIGAND U.: Werkstoff- und Wärmebehandlungseinflüsse auf die Zahnfußtragfähigkeit, TU München, 1999
- /120/ SCHRADE 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  $i^2$ -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 Zahnräder, 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 naslaufender Lamellenkuppelungen, TU München, 2002
- /131/ DYLA A.: Modell einer durchgängig rechnerbasierten Produktentwicklung, TU München, 2002
- /132/ GRASWALD C.: Reibung im elasto-hydrodynamischen 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/ DOLESCHEL 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 nasslaufender Kuppungen 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 nichtevolventische 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/ GROSSLA.: 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 schrägverzählter 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 minimized 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 nasslauender 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 Low-Loss-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.
- /183/ KURTH, F.: Efficiency Determination and Synthesis of Complex-Compound Planetary Gear Transmissions. TU München 2012.
- /184/ WOHLLEBER, F.: Thermischer Haushalt nasslaufender Lamellenkupplungen. TU München 2012.
- /185/ HEIDER, M.: Schwingungsverhalten von Zahnradgetrieben. TU München 2012.
- /186/ MONZ, A.: Tragfähigkeit und Wirkungsgrad von Schneckengetrieben bei Schmierung mit konsistenten Getriebefetten. TU München 2012.