TECHNISCHE UNIVERSITÄT MÜNCHEN
TUM School of Engineering and Design

Zahnflankentragfähigkeit ölgeschmierter Kunststoffverzahnungen

Christopher Martin Illenberger

Vollständiger Abdruck der von der TUM School of Engineering and Design der Technischen Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktors der Ingenieurwissenschaften

genehmigten Dissertation.

Vorsitz:		Prof. Dr.-Ing. Katrin Wudy
Prüfer der Dissertation:	1.	Prof. Dr.-Ing. Karsten Stahl
	2.	Prof. Dr.-Ing. Dietmar Drummer

Die Dissertation wurde am 16.03.2022 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die TUM School of Engineering and Design am 04.08.2022 angenommen.

Vorwort

Die vorliegende Dissertation entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Maschinenelemente, Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebesysteme (FZG) der Technischen Universität München. Die Arbeit basiert maßgeblich auf dem von der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) geförderten Forschungsvorhaben „Zahnflankentragfähigkeit ölgeschmierter Kunststoffverzahnungen in leistungsübertragenden Getrieben“ (STA 1198/16-1).

Mein Dank gilt allen aus beruflichem und privatem Umfeld, die zum Erfolg dieser Arbeit beigetragen haben.

Besonderer Dank gebührt hierbei:

Herrn Prof. Dr.-Ing. Karsten Stahl, meinem Doktorvater für das entgegengebrachte Vertrauen, die Betreuung der Promotion sowie die Möglichkeit, als Teamleiter zusätzliche Verantwortung am Lehrstuhl zu übernehmen und die Forschungslandschaft am Lehrstuhl aktiv mitgestalten zu können.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Dietmar Drummer für die Übernahme des Koreferats und die fachliche Diskussion der Arbeit im Rahmen der Prüfung.

Frau Prof. Dr-Ing. Katrin Wudy für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes sowie für die angenehme Prüfungsatmosphäre.

Herrn Dr.-Ing. Thomas Tobie, meinem Abteilungsleiter, für die fachliche Betreuung der Arbeit, der mit seinem umfassenden Wissen zur Zahnradtragfähigkeit entscheidend zum Gelingen der Arbeit beigetragen hat.

Herrn Dr.-Ing. Peter Oster, der durch seine langjährige Erfahrung im Themenfeld der Antriebstechnik, stetes Interesse und intensiven Austausch in zahlreichen Diskussionen wertvolle Impulse zur Durchführung des der Arbeit zugrundeliegenden Forschungsvorhabens gegeben hat.

Den Kolleginnen und Kollegen aus Werkstatt, Prüffeld, Labor, E-Labor, Verwaltung und Sekretariat für die stets angenehme und gute Zusammenarbeit und die mir entgegengebrachte Unterstützung.

Meinen Kolleginnen und Kollegen an der FZG für die freundschaftliche Atmosphäre, die zahlreichen fachlichen Diskussionen aber auch vor allem für die vielfältigen außeruniversitären Aktivitäten und die Freundschaften, die aus der Zeit am Lehrstuhl hervorgegangen sind.

Meinen beiden Eltern Karin und Herbert, die mich in allen Phasen meines Lebens bedingungslos unterstützen und fördern.

Meiner lieben Simone, die stets hinter mir steht und die mir auch in schwierigen Situationen Zuversicht und Rückhalt gibt.

München, im Oktober 2022

Kurzfassung

Die komplexen Werkstoffeigenschaften thermoplastischer Kunststoffe stellen eine Herausforderung beim Einsatz von Thermoplasten als Zahnradwerkstoff dar. Neben der geringen Werkstoffsteifigkeit und der im Vergleich zu Stahlwerkstoffen geringeren Festigkeit muss vor allem die starke Temperaturabhängigkeit der Werkstoffeigenschaften beim Betrieb von Kunststoffverzahnungen berücksichtigt werden. Im Rahmen der Arbeit wird das thermische Betriebsverhalten sowie die Zahnflankentragfähigkeit von Hochleistungskunststoffen systematisch untersucht.

Lastinduzierte Verformungen und daraus resultierende Eingriffsstörungen können zu unzulässigen Beanspruchungszuständen und vorzeitigen Schäden an Kunststoffverzahnungen führen, weshalb in theoretischen und experimentellen Untersuchungen geeignete Maßnahmen zur Reduktion von Spannungsspitzen durch Profilmodifikationen abgeleitet werden.

Aufgrund der starken Temperaturabhängigkeit der Werkstoffeigenschaften ist die Kenntnis der auftretenden Verzahnungstemperaturen von essentieller Bedeutung. Das thermische Betriebsverhalten wird durch Messversuche charakterisiert und theoretischen Modellen zur Berechnung der Zahntemperatur gegenübergestellt. Umfangreiche Untersuchungen zur Charakterisierung des Schädigungsverhaltens und der Grübchentragfähigkeit dienen als Grundlage zur Entwicklung einer Prüfmethodik zur Ermittlung von Festigkeitskennwerten von thermoplastischen Zahnrädern. Neben der Untersuchung der Tragfähigkeit steht vor allem das statistische Lebensdauerverhalten im Zentrum der Untersuchungen.

Abstract

The complex material properties of thermoplastics pose a challenge when applying thermoplastics as gear materials. In addition to the low material stiffness and the lower strength compared to steel materials, the strong temperature dependence of the material properties during the operation of plastic gears must be taken into account. The thermal operating behavior and the tooth flank load carrying capacity of high-performance plastics are investigated systematically in this work.

Load-induced deformations and the resulting meshing interference can lead to impermissible stress conditions and premature damage to plastic gears, hence suitable measures for reducing stress peaks by profile modifications are derived in theoretical and experimental investigations.

Due to the strong temperature dependence of the material properties, knowledge of the occurring gearing temperatures is essential. The thermal operating behavior is characterized by measurement studies and compared with theoretical models for calculating the tooth temperature. Extensive investigations on the characterization of the damage behavior and the pitting load carrying capacity serve as a basis for the development of a test methodology for the determination of strength properties of thermoplastic gears. In addition to the investigation of the load-bearing capacity, the focus of the investigations is also on the statistical service life behavior.

Inhaltsverzeichnis

1 Einleitung und Ausgangssituation 1

2 Stand des Wissens 3

2.1 Thermoplastische Kunststoffzahnräder 3

2.1.1 Eigenschaften thermoplastischer Werkstoffe 3

2.1.2 Herstellverfahren 5

2.1.3 Allgemeine Gestaltungsrichtlinien 5

2.1.4 Ausgeführte Zahngeometrien thermoplastischer Zahnräder 6

2.2 Zahnradschäden an Kunststoffstirnrädern 8

2.2.1 Zahnfußbruch 8

2.2.2 Grübchen 9

2.2.3 Verschleiß 9

2.2.4 Anschmelzungen 10

2.3 Auslegungs- und Berechnungsmethoden zur Flankentragfähigkeit thermoplastischer Stirnräder 11

2.3.1 Beanspruchung der Zahnflanke 11

2.3.2 Berechnung der Zahntemperatur 13

2.3.3 Analytische Verfahren zur Berechnung der Grübchentragfähigkeit 15

2.3.4 Analytische Verfahren zur Berechnung der Verschleißtragfähigkeit 16

2.3.5 Einfluss von vor- und nachzeitigem Zahneingriff 16

2.3.6 Erweiterte Methoden zur Berechnung der Zahnflankentragfähigkeit 18

2.3.7 Statistische Methoden zur Auswertung von Tragfähigkeitsversuchen 18

2.4 Ergebnisse experimenteller und theoretischer Untersuchungen zur Zahnflankentragfähigkeit 20

2.5 Zusammenfassende Betrachtung und Bewertung 24

3 Zielsetzung und Lösungsweg 25

3.1 Zielsetzung 25

3.2 Lösungsweg 25

4 Berechnungsstudie und Voruntersuchungen zur Zahnflankenbeanspruchung thermoplastischer Stirnräder 27

4.1 Pressungsverteilung bei unkorrigierter Mikrogeometrie 28

4.2 Einfluss von Profilkorrekturen auf die Pressungsverteilung 29

4.3 Einfluss der Werkstoffsteifigkeit auf die Pressungsverteilung 30

4.4 Experimentelle Validierung berechneter Pressungsverteilungen 31

4.5 Weiterführende theoretische Untersuchung der Zahnflankenbeanspruchung 32

4.6 Einfluss von Drehmoment und Drehzahl auf die Zahntemperatur 35

4.7 Schlussfolgerungen zur Auslegung von Stahl-Kunststoff-Stirnradpaarungen 38

5 Prüfzahnräder, Versuchseinrichtungen und Versuchsdurchführung 39
5.1 Ziel der experimentellen Untersuchungen 39
5.2 Herstellung und Dokumentation der Prüfverzahnungen 39
5.2.1 Zahnradwerkstoffe 41
5.2.2 Verzahnungsgeometrie 43
5.2.3 Dokumentation der Prüfzahnräder 46
5.3 Prüfeinrichtungen 50
5.3.1 FZG-Stirnradverspannungsprüfstand 50
5.3.2 FZG-Wirkungsgradprüfstand 51
5.3.3 Prüfschmierstoffe 52
5.3.4 Pulsatorprüfstand 52
5.3.5 Messtechnik und Sensorik 53
5.4 Versuchsdurchführung 53
5.4.1 Thermisches Betriebsverhalten 53
5.4.2 Tragfähigkeitsuntersuchungen 54
5.5 Fehlerbetrachtung 54

6 Experimentelle Versuchsergebnisse 55
6.1 Zahntemperatur 55
6.1.1 Temperaturmessungen im Pulsatorprüfstand 55
6.1.2 Temperaturmessungen im FZG-Standardverspannungsprüfstand 56
6.2 Verzahnungsverluste 59
6.3 Dynamisches Betriebsverhalten 60
6.4 Zahnflankentragfähigkeit 61
6.4.1 Grundlegende Voruntersuchungen zur Zahnflankentragfähigkeit 61
6.4.2 Typische Schadensbilder 62
6.4.3 Schadensentwicklung und Auswertung der Laufversuche 65
6.4.4 Statistische Auswertung der Tragfähigkeitsuntersuchungen 68
6.4.5 Ergebnisse der Laufversuche mit Vestakeep 4000G 72
6.4.6 Ergebnisse der Laufversuche mit Vestakeep 5000G 76
6.4.7 Ergebnisse der Laufversuche mit Vestakeep 4000 CF30 78

7 Diskussion der Untersuchungen 81
7.1 Vergleich der experimentell bestimmten Zahntemperaturen mit theoretischen Modellen 81
7.2 Einfluss von Profilkorrekturen auf die Zahnflankentragfähigkeit 85
7.3 Einfluss des Werkstoffs auf die Zahnflankentragfähigkeit 86
7.4 Einfluss der Werkstofftemperatur auf die Zahnflankentragfähigkeit 89
7.5 Einfluss des Herstellverfahrens auf die Zahnflankentragfähigkeit 90
7.6 Einfluss der Geometrie auf die Zahnflankentragfähigkeit 92

7.7 Einfluss der Schmierstoffviskosität auf das Verschleißverhalten bei Kohlefaserverstärkung 94
7.8 Diskussion der Auswertemethoden zur Bestimmung der Zahnflankentragfähigkeit 95
7.8.1 Erweitertes Prüf- und Auswerteverfahren zur Bestimmung der Zahnflankentragfähigkeit thermoplastischer Zahnräder 95
7.8.2 Vergleich des erweiterten Prüf- und Auswerteverfahrens mit dem Auswerteverfahren nach VDI 2736 98
7.9 Verallgemeinerbarkeit der erzielten Ergebnisse 100

8 Ableitung von Empfehlungen zu Auslegung und Betrieb sowie zur Prüfung von Kunststoffzahnrädern 101
8.1 Durchführung experimenteller Untersuchungen zur Bestimmung der Zahnflankentragfähigkeit 101
8.2 Auswertung experimenteller Untersuchungen zur Bestimmung der Zahnflankentragfähigkeit 101
8.3 Empfehlungen für den Einsatz von Stahl-Kunststoff-Stirnradpaarungen 102

9 Zusammenfassung und Ausblick 103
9.1 Zusammenfassung 103
9.2 Ausblick 106

10 Literaturverzeichnis 107

11 Anhang 115
11.1 Verlauf der Bruchspannung über der Temperatur Vestakeep 4000 CF30 115
11.2 Exemplarischer DSC-Messschrieb 115
11.3 Exemplarische Messschriebe zur Verzahnungsqualität nach DIN 3962 116
11.4 Berechnungsfaktoren zur Tragfähigkeit nach VDI 2736 119

Dissertationen der FZG 120

Nomenklatur

Zeichen	Einheit	Benennung
a	mm	Achsabstand
A_G	m^2	wärmeabführende Oberfläche des Getriebegehäuses
b	mm	Zahnbreite
b_H	mm	halbe Hertz´sche Abplattungsbreite
b_w	mm	gemeinsame Zahnbreite
$c_{1.2}$	J/(kg·K)	spezifische Wärmekapazität
$C_{\alpha a}$	µm	Kopfrücknahmebetrag
$C_{\alpha f}$	µm	Fußrücknahmebetrag
C_b	µm	Breitenballigkeit
d	mm	Teilkreisdurchmesser
d_a	mm	Kopfkreisdurchmesser
d_f	mm	Fußkreisdurchmesser
d_{Na}	mm	Kopf-Nutzkreisdurchmesser
d_{Nf}	mm	Fuß-Nutzkreisdurchmesser
d_w	mm	Wälzkreisdurchmesser
E^*	N/mm^2	gemeinsamer Elastizitätsmodul
ED	-	relative Einschaltdauer
F	N	Normalkraft
F_t	N	Umfangskraft
f_{XHN}	-	Umrechnung Grübchen-Lastwechselzahl 50% - X%
h_{min}	µm	minimale Schmierfilmdicke
i	-	Übersetzung
j	-	Ordnungszahl der Versuche
h^*_{aP0}	-	Werkzeugkopfhöhenfaktor
H_V	-	Zahnverlustfaktor
k	-	Messzähnezahl
K_H	-	Faktor für Zahnflankenbeanspruchung
k_W	$10^{-6}·mm^3/(Nm)$	Verschleißkoeffizient
$k_{\vartheta,Fla}$	$K·(m/s)^{0,75}·mm^{1,75}/W$	Wärmeübertragungskoeffizient (Flanke)
$k_{\vartheta,Fuß}$	$K·(m/s)^{0,75}·mm^{1,75}/W$	Wärmeübergangskoeffizient (Fuß)
$l_{\alpha a}$	mm	Länge der Kopfrücknahme
$l_{\alpha f}$	mm	Länge der Fußrücknahme
l_{eff}	mm	Berührlinienlänge
l_{Fl}	mm	Profillinienlänge der aktiven Zahnflanke

$L_{i,X\%}$	-	logarithmierte Schätzung der ertragbaren Lastwechselzahl für eine Ausfallwahrscheinlichkeit von X%
m_n	mm	Normalmodul
n	-	Anzahl der Versuche
$n_{1,2}$	min^{-1}	Drehzahl
$N_{50\%}$	-	Schadenslastwechselzahl bei 50% Ausfallwahrscheinlichkeit
$N_{i,X\%}$	-	ertragbare Lastwechselzahl, i-ter Versuch bei X% Ausfall-wahrscheinlichkeit
N_L	-	Lastwechselzahl
$N_{X\%}$	-	Schadenslastwechselzahl bei X% Ausfallwahrscheinlichkeit
P	W	Leistung
P_a	-	Ausfallwahrscheinlichkeit
p_{et}	mm	Stirneingriffsteilung
p_H	N/mm^2	Hertz´sche Pressung
p_{max}	N/mm^2	maximale Hertz´sche Pressung
R'	mm	Ersatzdurchmesser
Ra	µm	arithmetischer Mittenrauwert
$r_{1,2}$	mm	Krümmungsradius
$R_{\lambda,G}$	$K \cdot m^2/W$	Wärmeübergangswiderstand des Getriebegehäuses
s	-	normierte geschätzte Standardabweichung der Lastwechsel-zahl
S_{Fmin}	-	geforderte Mindestsicherheit (Zahnfuß)
S_{Hmin}	-	geforderte Mindestsicherheit (Zahnflanke)
$T_{1,2}$	Nm	Drehmoment
T_G	°C	Glasübergangstemperatur
T_M	°C	Schmelztemperatur
u	-	Zähnezahlverhältnis
v_t	m/s	Umfangsgeschwindigkeit
$v_{t1,2}$	m/s	Tangentialgeschwindigkeit
W_k	mm	Zahnweite
W_m	mm	gemittelter linearer Verschleiß
W_{zul}	mm	zulässiger linearer Verschleiß
x_E	-	Erzeugungsprofilverschiebungsfaktor
$z_{1,2}$	-	Zähnezahl
Z_E	-	Elastizitätsfaktor
Z_H	-	Zonenfaktor
Z_R	-	Rauheitsfaktor

Z_β	-	Schrägenfaktor
Z_ε	-	Überdeckungsfaktor
α_n	°	Normaleingriffswinkel
β	°	Schrägungswinkel
$\beta_{1,2}$	kg²/(m·s⁵·K²)	Koeffizient des thermischen Kontakts
ε_α	-	Profilüberdeckung
ε_β	-	Sprungüberdeckung
ϑ_{Blitz}	°C	Blitztemperatur
$\vartheta_{Fuß}$	°C	Zahnfußtemperatur
ϑ_{Fla}	°C	Zahnflankentemperatur
$\vartheta_{Fla,Blitz}$	°C	Kontakt-Flankentemperatur
$\vartheta_{Öl}$	°C	Öltemperatur
ϑ_0	°C	Umgebungstemperatur
λ	-	spezifische Schmierfilmdicke
$\lambda_{1,2}$	W/(m·K)	Wärmeleitkoeffizient
µ	-	Reibungszahl
$\xi_{1,2}$	-	spezifisches Gleiten
$\rho_{1,2}$	kg/m³	Dichte
ρ_a	mm	(Profil-)Kopfabrundungsradius
ρ^*_{aP0}	-	Werkzeugkopfabrundungsfaktor
$\rho_{y1,2}$	mm	Krümmungsradius
σ_H	N/mm²	Flankenpressung
σ_{HlimN}	N/mm²	Zeitwälzfestigkeit
σ_{HP}	N/mm²	zulässige Flankenpressung
σ_y	N/mm²	Normalspannung in y-Richtung
σ_z	N/mm²	Normalspannung in z-Richtung
τ_{max}	N/mm²	maximale Schubspannung

Abkürzungen

DSC	Differential Scanning Calorimetry	POM	Polyoxymethylen
FEM	Finite Elemente Methode	PPS	Polyphenylensulfid
LL	Low Loss	PTFE	Polytetraflourethylen
PA	Polyamid	PUR	Polyurethan
PBT	Polybutylenterephtalat	REM	Raster Elektronen Mikroskopie
PEEK	Polyetheretherketon		
PE-HD	Hochmolekulares Polyethylen		

1 Einleitung und Ausgangssituation

Kunststoffkomponenten sind aus der Antriebstechnik nicht mehr wegzudenken und haben sich zu einem integralen Bestandteil der industriellen Praxis entwickelt. Insbesondere thermoplastische Werkstoffe finden immer weitere Verbreitung als Werkstoff in Getrieben. Wurden anfangs hauptsächlich thermoplastische Zahnradgetriebe im niedrigen Leistungsbereich für Haushalts- und Küchengeräte gefertigt, so werden Kunststoffzahnräder heute in komplexen Systemen zur Übertragung von Leistungen bis in den Kilowatt-Bereich beispielsweise im Anwendungsfeld der Mikromobilität eingesetzt. Neben dem Einsatz im Antriebsstrang von E-Bikes und Elektrokleinstfahrzeugen werden thermoplastische Kunststoffzahnräder auch in thermisch anspruchsvollen Umgebungen wie beispielsweise im Ausgleichswellenantrieb von Verbrennungsmotoren eingesetzt. Thermoplastische Kunststoffe weisen dabei im Vergleich zu metallischen Zahnradwerkstoffen einige wesentliche Vorteile auf, die im Umfeld globaler Trends und Herausforderungen wie beispielsweise der Einsparung von Kohlenstoff-Dioxid-Emissionen und dem Ausbau der Elektromobilität zum verstärkten Einsatz von Kunststoff als Zahnradwerkstoff beitragen. Die werkstoffbedingt höhere Materialdämpfung kann zu einer Senkung der akustischen Anregung im Antriebsstrang führen, was insbesondere bei elektrifizierten Fahrzeugen ohne die Geräuschkulisse eines Verbrennungsmotors von Vorteil ist. Die geringe Werkstoffdichte ermöglicht die Umsetzung konsequenten Leichtbaus und in der Folge ein ressourcenschonendes und verbrauchsoptimiertes Design bei gleichzeitig hoher Gestaltungsfreiheit durch die Fertigung im Spritzgießverfahren. Die Möglichkeit einer kostengünstigen Massenproduktion thermoplastischer Zahnräder im Spritzgießverfahren ist damit einer der Haupttreiber der zunehmenden Substitution metallischer Zahnräder durch thermoplastische Zahnräder. Diesen Vorteilen stehen allerdings einige wesentliche Nachteile gegenüber, die den Einsatzbereich thermoplastischer Kunststoffzahnräder stark begrenzen. Hier sind in erster Linie die starke Temperaturabhängigkeit der Werkstoffeigenschaften und die im Vergleich zu metallischen Werkstoffen geringen mechanischen Festigkeitseigenschaften thermoplastischer Kunststoffe zu nennen. Weiter liegt für eine Vielzahl relevanter thermoplastischer Werkstoffe nur eine unzureichende Datenlage hinsichtlich der Zahnradtragfähigkeit vor, was die Entwicklung ideal dimensionierter Zahnradkomponenten erschwert.

Zur Auslegung und Nachrechnung der Tragfähigkeit von Kunststoffzahnrädern existiert aktuell die Richtlinie VDI 2736 [VDI14]. Neben Ansätzen zur Bestimmung der Zahntemperatur sind auch Methoden zur Nachrechnung von Zahnradschäden wie beispielsweise Verschleiß, Zahnfuß- und Zahnflankenermüdung enthalten. Die zugehörigen Festigkeitswerte sind dabei nur für eine sehr begrenzte Anzahl an Werkstoffen verfügbar, was die Anwendung neuer oder nicht in VDI 2736 [VDI14] dokumentierter Werkstoffe erschwert. Zur Bestimmung verlässlicher und einheitlicher Festigkeitskennwerte für thermoplastische Werkstoffe existiert heute ebenfalls kein standardisiertes Prüf- und Auswerteverfahren.

Polyetheretherketon (PEEK) ist ein Hochleistungskunststoff, der vor allem aufgrund seiner guten mechanischen Eigenschaften und der hohen Glasübergangstemperatur besonders in Anwendungen mit hohen Leistungsanforderungen oder in Umgebungen erhöhter Temperatur eingesetzt wird. Zur Auslegung aus PEEK gefertigter Zahnräder sind aktuell keine Festigkeitskennwerte in VDI 2736 [VDI14] enthalten. Erste experimentelle Untersuchungen mit PEEK-Zahnrädern am Lehrstuhl für Maschinenelemente an der Technischen Universität München deuten auf eine vergleichsweise hohe Zahnfußtragfähigkeit, selbst bei erhöhten Umgebungstemperaturen, hin.

Durch den Betrieb bei Ölschmierung kann auftretender Zahnflankenverschleiß auf ein Minimum reduziert werden. Die Lebensdauer ölgeschmierter PEEK-Verzahnungen wird meist durch eine ermüdungsbedingte Schädigung der Zahnflanke begrenzt [Has19]. Dabei kann neben der Bildung von grübchenartigen Materialausbrüchen aus der Flankenoberfläche oftmals ein Abscheren der Zahnflanken im fußnahen Flankenbereich des Kunststoffrads beobachtet werden. Ursächlich hierfür sind lokale Beanspruchungsspitzen durch Kontakt mit der scharfen Kopfkante der mit den Kunststoffzahnrädern gepaarten Stahlritzel. Durch die geringe Steifigkeit des Thermoplasts kommt es unter Last zu vergleichsweise großen Zahnverformungen, was zu Eingriffsstörungen und unzulässigen Beanspruchungssituationen führen kann. Insbesondere die Beanspruchungsspitzen, die durch den Kopfkanteneingriff des Stahlritzels im erweiterten Eingriffsgebiet entstehen, führen zu deutlich höheren Flankenpressungen als im Bereich des Wälzpunkts zu erwarten sind.

Dieser Umstand erschwert die experimentelle Prüfung von Stahl-Kunststoff-Zahnradpaarungen und deren Nachrechnung nach gängigen analytischen Rechenmethoden. Eine abgesicherte Methode zur Durchführung und Auswertung von Tragfähigkeitsuntersuchungen zur Bestimmung der Zahnflankentragfähigkeit existiert aktuell nicht. Es besteht nur begrenztes Verständnis hinsichtlich der Schädigungsmechanismen sowie der ertragbaren Flankenbeanspruchungen thermoplastischer Kunststoffverzahnungen. Dabei wird die Auslegung und Nachrechnung von Kunststoffverzahnungen dadurch erschwert, dass für eine Vielzahl von thermoplastischen Werkstoffen keine oder nur begrenzte Festigkeitswerte vorliegen.

2 Stand des Wissens

2.1 Thermoplastische Kunststoffzahnräder

Die thermischen und mechanischen Werkstoffeigenschaften von Kunststoffen werden maßgeblich durch die Molekülstruktur bestimmt und erlauben die Einteilung von Kunststoffen in drei Hauptgruppen, die sich hinsichtlich ihrer Werkstoffeigenschaften deutlich unterscheiden: Duroplaste, Elastoplaste und Thermoplaste [Eye08]. Polymerwerkstoffe bestehen dabei allgemein aus einer Vielzahl einzelner Monomere, die durch Polymerisation zu makromolekularen Strukturen zusammengefügt werden [Oss12]. Die resultierenden Werkstoffeigenschaften werden im Wesentlichen durch Verschlaufungen, physikalische Wechselwirkungen oder zusätzliche chemische Verbindungen zwischen den Makromolekülketten bestimmt [Ehr07]. Im Bereich der Antriebstechnik werden zur Herstellung von Zahnradkomponenten vor allem teilkristalline Thermoplaste eingesetzt. Hierbei werden nach [Erh08] unter anderem vor allem folgende teilkristalline Thermoplaste zur Fertigung von Kunststoffzahnrädern verwendet: Polyamide (PA), Polyoxymethylen (POM), Polybutylenterephtalat (PBT), Polyetheretherketone (PEEK) sowie hochmolekulares Polyethylen hoher Dichte (PE-HD), Polyphenylensulfid (PPS) und Polyurethan (PUR). Die detaillierten Werkstoffeigenschaften thermoplastischer Kunststoffe werden im Folgenden näher beschrieben.

2.1.1 Eigenschaften thermoplastischer Werkstoffe

Teilkristalline Thermoplaste bestehen sowohl aus amorphen als auch aus kristallin angeordneten Molekülstrukturen. Die mechanischen Eigenschaften werden wesentlich durch die Lage der Glasübergangs- sowie der Schmelztemperatur des Werkstoffs bestimmt. Mit zunehmender Erwärmung gehen bei Überschreiten der Glasübergangstemperatur zunächst die amorphen Gefügeanteile in einen entropieelastischen Zustand über, während die kristallinen Gefügebereiche ihre hartelastischen Eigenschaften beibehalten und der Werkstoff insgesamt ein duktiles Verhalten aufweist. Bei weiterer Erwärmung des Werkstoffs bis zur Schmelztemperatur fallen die mechanischen Werkstoffeigenschaften immer weiter ab bis zum Aufschmelzen des Werkstoffes [Dom13, Erh08, Eye08, Oss12].

Die thermischen und mechanischen Werkstoffeigenschaften thermoplastischer Kunststoffe unterscheiden sich daher grundlegend zu konventionellen metallischen Zahnradwerkstoffen wie beispielsweise Einsatz- oder Vergütungsstahl. Während die Festigkeitskennwerte unverstärkter Kunststoffe bei Raumtemperatur in etwa bei einem Zehntel der Festigkeit von Stahl liegen, bewegt sich der Elastizitätsmodul unverstärkter thermoplastischer Kunststoffe in einem Größenbereich eines Hundertstels des Elastizitätsmoduls von Stahlwerkstoffen [Ehr07, Für13].

Die mechanischen Werkstoffeigenschaften thermoplastischer Kunststoffe bei äußerer Beanspruchung sind dabei stark abhängig von der Werkstofftemperatur sowie von Beanspruchungsdauer und Beanspruchungsgeschwindigkeit. Der Elastizitätsmodul thermoplastischer Kunststoffe nimmt mit zunehmender Werkstofftemperatur ab. Grund hierfür ist die Abnahme der Bindungskräfte zwischen den einzelnen Polymerketten bei steigender Werkstofftemperatur. Dabei tritt bei Kunststoffen häufig ein nicht-lineares Spannungs-Dehnungs-Verhalten in Erscheinung [Dom13]. Während Kunststoffe im Bereich geringer Dehnung meist ein näherungsweise linear-elastisches („Hooke´sches“) Materialverhalten aufweisen, wird bei höherer Werkstoffdehnung zur Berechnung und Beurteilung von Kunststoffstrukturen zunehmend das

nicht-lineare Werkstoffverhalten relevant [Erh08]. Bei zunehmender Beanspruchungsgeschwindigkeit reagieren Kunststoffe spröder. Elastizitätsmodul und Zugfestigkeit nehmen zu, während die Bruchdehnung auf ein niedrigeres Niveau absinkt [Erh08]. Bei langanhaltender, konstanter Belastung neigen Kunststoffe zum Kriechen.

Polymerwerkstoffe unterscheiden sich auch hinsichtlich ihres Verformungsverhaltens von metallischen Werkstoffen. Neben rein elastischen Verformungsanteilen treten durch im Werkstoff ablaufende Verformungs- und Schädigungsmechanismen auch zeitabhängig reversible (viskoelastische) sowie irreversible Verformungen auf. Das viskoelastische Materialverhalten wird dabei durch die Relaxationszeiten der Makromoleküle bei äußerer Beanspruchung bestimmt. Bei zunehmender Last beginnt schließlich ein irreversibler Deformationsprozess, der meist durch ein starkes, nicht-lineares Verformungsverhalten gekennzeichnet wird [Erh08].

Bei dynamischer Beanspruchung tritt bei viskoelastischen Werkstoffen eine Phasenverschiebung zwischen Spannung und Dehnung auf. In Abhängigkeit von der Phasenverschiebung zwischen Spannung und Dehnung treten innere, mechanische Verluste auf. Diese innere Reibung führt zu einer Erwärmung des Werkstoffs und bestimmt die Dämpfungscharakteristik des Werkstoffs [Eye08]. Die vergleichsweise hohe Werkstoffdämpfung thermoplastischer Kunststoffe kann somit zur Verringerung von Laufgeräuschen von Zahnrädern beitragen [VDI14].

Vor allem polare Kunststoffe neigen zur Aufnahme von Wasser. Dabei kommt es durch Eindiffundieren von Wassermolekülen zu einem Aufquellen des Werkstoffes. Für den Fall, dass die Wassermoleküle chemische oder physikalische Wechselwirkungen mit den Polymerketten eingehen, kann es neben einer Quellung des Werkstoffes zusätzlich zu einer Veränderung der Werkstoffeigenschaften und zu einem Verschieben der Glasübergangstemperatur kommen [Erh08]. Dieser Umstand ist vor allem beim Einsatz von Kunststoffkomponenten in feuchter Umgebung zu berücksichtigen, da Funktion und Lebensdauer durch feuchtebedingte Materialveränderungen deutlich beeinflusst werden können. Wechselwirkungen mit Schmierstoffen können analoge Effekte wie Geometrieveränderungen durch Aufquellen oder Veränderungen der mechanischen Werkstoffeigenschaften hervorrufen.

Durch die Zugabe von Füllstoffen und Faserverstärkungen können die thermischen und mechanischen Eigenschaften des Werkstoffs gezielt beeinflusst werden. Zur Steigerung von Elastizitätsmodul und Zugfestigkeit werden meist Glas- oder Kohlenstofffasern zur thermoplastischen Werkstoffmatrix hinzugefügt. Weiter ist zur Verbesserung der mechanischen Eigenschaften die Zugabe von Aramidfasern möglich [VDI14]. Durch die Zugabe von Füllstoffen wie beispielsweise Graphit oder Polytetraflourethylen (PTFE) können die tribologischen Eigenschaften durch die Möglichkeit interner Schmierung positiv beeinflusst werden. So können Verschleiß, Wirkungsgrad und Lebensdauer vor allem im Trockenlauf optimiert werden [VDI14]. Eine Übersicht über die positiven und nachteiligen Eigenschaften unterschiedlicher Füllstoffe auf das Betriebsverhalten von Kunststoffzahnrädern ist in [Hle19b] dokumentiert.

2.1.2 Herstellverfahren

Die Fertigung thermoplastischer Zahnräder erfolgt hauptsächlich im Spritzgießverfahren. Grund hierfür ist die hohe Gestaltungsfreiheit. So können beispielsweise Stahlwellen direkt umspritzt werden und komplexe, hochintegrierte Bauteile ohne weitere mechanische Nachbearbeitung hergestellt werden. Bei hohen Stückzahlen können auf diese Weise in der Regel sehr geringe Stückkosten erreicht werden.

Während des Spritzgießprozesses wird aufgeschmolzenes Kunststoffgranulat unter hohem Druck in ein Formwerkzeug eingespritzt, in welchem das Granulat erstarrt und die Form des Werkzeuges annimmt. Aufgrund der vergleichsweisen hohen Werkstoffschwindung thermoplastischer Kunststoffe beim Abkühlen sind der Bauteilgröße hinsichtlich der realisierbaren Wandstärken Grenzen gesetzt, da mit zunehmender Wandstärke zum einen die Neigung zur Ausbildung von Lunkern und Bauteilverzug zunimmt, zum anderen mit längeren Zykluszeiten gearbeitet werden muss. Zur Erreichung einer hohen Bauteilqualität ist eine sichere Prozessführung hinsichtlich Temperatur und Druck während des Spritzgießens notwendig, um Maßänderungen und Schwindung positiv zu beeinflussen. Für Zahnradbauteile mit sehr hohen Anforderungen hinsichtlich Verzahnungsqualität kann eine spanende Nachbearbeitung sinnvoll sein. Bei kleinen und mittleren Stückzahlen ist eine spanende Fertigung der Zahnräder meist vorteilhaft, da die Werkzeugkosten wesentlich geringer sind als bei Anwendung des Spritzgießverfahrens [VDI14].

Die durch Spritzgießen erreichbare Verzahnungsqualität ist stark von der Prozessführung und dem jeweiligen Abkühlverhalten des verarbeiteten Werkstoffs abhängig. Durch die während des Betriebs auftretenden und vergleichsweise großen Zahnverformungen werden in der Regel größere Verzahnungsabweichungen toleriert als im Bereich der Stahlzahnräder üblich. Die Verzahnungsqualität kann durch mehrmaliges, iteratives Anpassen des Spritzgusswerkzeuges optimiert werden. VDI 2736 [VDI14] gibt einen Überblick über typische, durch Spritzgießen angestrebte und erreichbare Verzahnungsqualitäten. Demnach erreichen spritzgegossene Kunststoffverzahnungen in Abhängigkeit der Anforderungen Verzahnungsqualitäten im Bereich von etwa $8 < Q < 11$ nach DIN 3962 [DIN78]

2.1.3 Allgemeine Gestaltungsrichtlinien

Das Spritzgießverfahren bietet eine hohe Gestaltungsfreiheit. So können beispielsweise Wellen umspritzt werden und mehrere Funktionen und Komponenten in einem integralen Bauteil wie beispielsweise einem Stufenrad vereint werden. Um Schwindungsunterschiede und daraus resultierende Eigenspannungen und Verzug zu minimieren, sollten möglichst geringe Wanddickenunterschiede angestrebt werden. Um die hohen Anforderungen an den Rundlauf einer Verzahnung zu erfüllen, ist ein gleichmäßiges Befüllen der Spritzgussform notwendig. In der Praxis hat sich hierbei das Schirmangussverfahren bewährt [Erh08]. Bei Zahnrädern kleinerer Baugröße kann ebenfalls ein Mehrfach-Punktanguss auf der Stirnseite der Verzahnung eingesetzt werden [Erh08].

Im Sinne einer ressourcenschonenden Gestaltung und zur Verringerung des Bauteilgewichts können die Bauteile an weniger belasteten Stellen ausgespart werden. Bei der Anordnung von Aussparungen ist dabei auf eine symmetrische Bauteilgeometrie zu achten, um Verzug zu unterbinden. Zur Versteifung von Bauteilen können zusätzliche Rippen sinnvoll sein [VDI14]. Insbesondere bei Zahnrädern größerer Abmessungen können Rippen zur Versteifung des Bauteils notwendig werden [Erh08]. Hierbei ist allerdings ein Verlust an Rundlaufgenauigkeit

aufgrund von Verzug zu erwarten [Erh08]. Um eine Versteifung bei minimalem Verzug zu erreichen, sollten Versteifungsrippen idealerweise speichenförmig zentral nach außen geführt werden. Einseitig angeordnete Rippen erhöhen dabei die Gefahr von Bauteilverzug [Erh08].

Größere Wandstärken erhöhen bei Werkstoffen mit großer Schwindung während des Abkühlvorgangs das Risiko zur Bildung von Fehlstellen und Lunkern. Durch eine gezielte Prozessführung während des Spritzgussvorgangs kann das Risiko zur Fehlstellenbildung reduziert werden. Durch zunehmend längere Prozesszeiten und zunehmendem Risiko zur Ausbildung von Fehlstellen bei Zahnrädern größerer Wandstärke und Baugröße [Has19, Tav18] sind dem Spritzgießen von Zahnrädern Grenzen hinsichtlich der maximalen Baugröße gesetzt.

Zur Verbesserung des Schwindungsverhaltens und zur optimalen lokalen Ausnutzung der Werkstoffeigenschaften können Zahnräder im Mehrkomponentenspritzguss gefertigt werden. Beispielsweise können Radkörper und Welle-Nabe-Verbindung eines Zahnrades aus einem faserverstärktem Werkstoff mit hoher Steifigkeit und geringer Schwindung ausgeführt werden, während die Verzahnung selbst aus tribologisch optimierten (z.B. PTFE-additiviert) Werkstofftypen gespritzt werden kann.

Im Vergleich zu spanend gefertigten Verzahnungen ist bei der Fertigung im Spritzgießverfahren kein Verzahnungsauslauf vorzusehen bei der Fertigung einseitig angebundener Verzahnungen [Erh08]. Dadurch können Zahnbreite und Steifigkeit solcher Bauteile erhöht werden. Generell ist bei der Fertigung spritzgegossener Verzahnungen auf eine gute Entformbarkeit aus der Spritzgusskavität zu achten.

2.1.4 Ausgeführte Zahngeometrien thermoplastischer Zahnräder

Zahnräder werden heute überwiegend mit evolventischer Flankenform hergestellt. Ausgehend vom Bereich der Stahlzahnräder finden evolventische Zahnräder auch im Kunststoffbereich eine breite Anwendung. Analog zu Stahlzahnrädern werden Kunststoffzahnräder meist mit Zahnprofilen nach DIN 867 [DIN86] gefertigt. Die Hauptbestimmungsgrößen zur Beschreibung der Zahngeometrie werden durch DIN 3960 [DIN87a] definiert. Vorteile der Evolventenverzahnung bestehen dabei unter anderem aus der Unempfindlichkeit gegenüber Achsabstandsveränderungen und der Möglichkeit einer einfachen und kostengünstigen Herstellung im Wälzfräsverfahren, welches bei der spanenden Fertigung Anwendung findet. Nachteilig hingegen ist die konvex-konvexe Flankenpaarung außenverzahnter Zahnräder, die zu höheren Flankenbeanspruchungen führt.

Theoretische und experimentelle Untersuchungen an asymmetrischen Kunststoffverzahnungen [Kap19, Moh14, Ped10] weisen auf Tragfähigkeitspotenziale asymmetrisch gefertigter Kunststoffverzahnungen hin. Insbesondere bei Getrieben, die nur in einer Drehrichtung betrieben werden, kann die Tragfähigkeit durch Einsatz eines asymmetrischen Zahnprofils positiv beeinflusst werden. Durch die Vergrößerung des Eingriffswinkels auf der belasteten Zahnflanke kann dort die Zahnflankentragfähigkeit erhöht werden. Weiter werden die auftretenden Spannungen im Zahnfußbereich reduziert. Während dem Einsatz von asymmetrischen Verzahnungen im Stahlbereich vor allem die gesteigerten Werkzeugkosten entgegenzuhalten sind, können thermoplastische Zahnräder kostengünstig im Spritzgießverfahren in asymmetrischer Zahngeometrie gefertigt werden.

Sogenannte S-Gears weisen im Vergleich zu konventionellen, evolventischen Zahnformen verbesserte Eigenschaften hinsichtlich der auftretenden Flankenpressung auf, da die Zahnflanken geometriebedingt einen konkav-konvexen Zahnkontakt zu Beginn und am Ende der Eingriffsstrecke aufweisen. Die Flankenform wird dabei durch eine Polynomfunktion definiert.

Weiter können durch veränderte Gleitverhältnisse die tribologischen Bedingungen positiv beeinflusst werden. Die Möglichkeiten des Spritzgießens erlauben eine kostengünstige Herstellung von S-Gears aus thermoplastischen Kunststoffen. Das thermische und mechanische Betriebsverhalten von S-Gears wurde bereits in mehreren Arbeiten untersucht und bewertet [Hle19a, Hle18, Tro20, Zor18].

Andrei [And05, And04] untersucht über der Zahnbreite bogenförmig doppelt-geschrägte Kunststoffstirnräder mit Evolventenprofil mit dem Ziel, höhere Leistungen im Vergleich zu konventionellen Kunststoffzahnrädern übertragen zu können. In theoretischen Untersuchungen können Vorteile hinsichtlich der Spannungsverteilung gegenüber konventionellen Zahngeometrien festgestellt werden. Es wird jedoch auf die höhere Komplexität bei der Herstellung bogenförmig geschrägter Stirnräder hingewiesen.

Wimmer und Fürstenberger [Für13, Wim05] untersuchen in ihren Arbeiten das Betriebsverhalten verlustoptimierter Kunststoffverzahnungen. Die verlustoptimierten Low-Loss-Verzahnungen sind vor allem dadurch charakterisiert, dass der Zahneingriff um den Wälzpunkt konzentriert wird und somit Gleitanteile und Reibungsverluste reduziert werden. Im Gegensatz zu konventionellen evolventischen Stirnrädern weisen Low-Loss-Verzahnungen eine verringerte Zahnhöhe und einen vergrößerten Eingriffswinkel auf. Die theoretische Profilüberdeckung wird dabei deutlich abgesenkt, sodass zur Erhaltung der Lauffähigkeit und zur Sicherstellung einer ausreichend großen Gesamtüberdeckung eine Ausführung als Schrägverzahnung notwendig ist. Insbesondere im Trockenlauf kann somit eine deutliche Steigerung der übertragbaren Leistung erzielt werden.

Zum Betriebsverhalten schrägverzahnter Kunststoffzahnräder existieren nur wenige Untersuchungen. Nach Hachmann und Strickle [Hac66] ist die Verwendung von schrägverzahnten Kunststoffzahnrädern aus Gründen der Geräuschreduzierung oftmals nicht erforderlich. Weiterhin wird auf mögliche Nachteile hinsichtlich der Tragfähigkeit schrägverzahnter Kunststoffzahnräder hingewiesen, da die Zahnseite, die zuerst in den Eingriff kommt, schlagartig durch die übertragenen Zahnkräfte verformt wird. Lebensdaueruntersuchungen schrägverzahnter Arbeiten werden von Nakamura et al. [Nak11] durchgeführt. Hao et al. [Hao12] führen simulative Untersuchungen zum tribologischen und thermischen Verhalten schrägverzahnter Kunststoffzahnräder durch.

Neben der Makrogeometrie werden die Eingriffsverhältnisse maßgebend durch die Mikrogeometrie einer Verzahnung beeinflusst. Unter Last auftretende Zahnverformungen führen zu einer Abweichung von einem idealen, theoretischen Zahneingriff und können durch Eingriffsstörungen sowie durch ungleichmäßiges Tragen über der Zahnbreite durch Verkippen zu ungünstigen Eingriffsverhältnissen führen. Gezielte Flankenmodifikationen wie beispielsweise Kopf- oder Fußrücknahmen sowie Flankenballigkeiten beeinflussen somit die Last- und Pressungsverteilung auf der Zahnflanke und die daraus resultierende Flankenbeanspruchung. Insbesondere Profilkorrekturen können sich daher positiv auf die Zahnflankentragfähigkeit auswirken [Ill15, Nie03].

2.2 Zahnradschäden an Kunststoffstirnrädern

Analog zu Stahlverzahnungen treten beim Betrieb von Kunststoffverzahnungen typische Schadensbilder auf. VDI 2736 [VDI14] enthält eine Übersicht über die häufigsten Schadenstypen, die im Anwendungsbereich von Kunststoffverzahnungen beobachtet werden und gibt Hinweise auf deren Ursachen. Neben Anschmelzungen aufgrund zu starker Temperaturentwicklung auf den Zahnflanken können Zahnfußbruch, Zahnflankenbruch, Grübchenbildung, Verschleiß und unzulässig hohe Deformationen zu einem Ausfall von thermoplastischen Verzahnungen führen. Im Folgenden werden die für Kunststoffzahnräder relevanten Schadensbilder und die dazugehörigen Berechnungsmethoden vorgestellt. Auf die Auslegungs- und Berechnungsmethoden der beiden Schadensarten Verschleiß und Grübchen wird in **Kapitel 2.3** im Detail eingegangen.

2.2.1 Zahnfußbruch

Die Lebensdauer von Kunststoffzahnrädern wird maßgeblich durch deren Zahnfußtragfähigkeit bestimmt. Ein Zahnfußbruch führt in der Regel zu einem sofortigen Totalausfall des Getriebes. Zur Berechnung der Zahnfußtragfähigkeit wird das Modell eines einseitig eingespannten Balkens verwendet. Zur Bestimmung der Zahnfußbeanspruchung von Kunststoffstirnrädern wird vereinfachend eine reine Biegebeanspruchung angenommen. Beanspruchungsanteile aus Schub und Druck sind bei der Bestimmung der Zahnfußtragfähigkeit vernachlässigbar [Kra85]. Der Bereich maximaler Beanspruchung liegt dabei am Berührpunkt der 30°-Tangente und der Zahnfußrundung.

Bei Überschreiten der lokalen Biegeschwellfestigkeit entstehen Anrisse, die in ihrer Folge zu einem Zahnfußbruch führen. In **Bild 2-1** ist ein exemplarischer Zahnfußbruch an einem POM-Prüfrad dargestellt. Der Anriss im Bereich des Berührpunkts der 30°-Tangente mit der Zahnfußrundung ist deutlich zu erkennen. Der Riss wächst in der Folge ins Werkstoffinnere bis es schließlich zu einem Restgewaltbruch und in der Folge zu einem Ausfall des Zahnrades kommt. Zur Nachrechnung der Zahnfußtragfähigkeit stehen neben den für Stahlzahnräder etablierten Verfahren nach DIN 3990 [DIN87b] und ISO 6336 [ISO19a] auch in der Richtlinie VDI 2736 [VDI14] entsprechende Berechnungsansätze sowie Zahnfußfestigkeitskennwerte für einige Thermoplaste zur Verfügung. Weiter existiert im internationalen Umfeld die japanische Norm JIS B 1759 [JIS13] zur Berechnung der Zahnfußtragfähigkeit von Kunststoffzahnrädern, welche in weiten Teilen dem Verfahren nach ISO 6336 [ISO19a] entspricht.

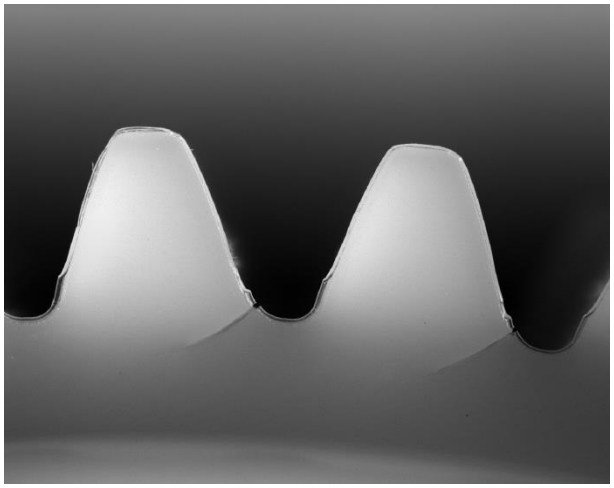


Bild 2-1: Exemplarischer Zahnfußbruch an einem POM-Prüfrad [Has19]

2.2.2 Grübchen

Analog zu Stahlverzahnungen sind Grübchen auch bei Kunststoffzahnrädern eine relevante Hauptschadensart. Die Bildung von Grübchen resultiert aus einer Materialermüdung im wälzbeanspruchten, oberflächennahen Bereich der aktiven Zahnflanken bei Überschreiten der lokalen Wälzfestigkeit. Dabei bilden sich feine Haarrisse, in welche der Schmierstoff unter hohem Druck während des Überwälzens eingepresst wird, was schließlich zu einem Herausprengen von Materialpartikeln aus der Oberfläche und der Bildung von Grübchen auf der Zahnflanke führt [Lin96]. Nach [Nie03] treten Grübchen an Stahlzahnrädern frühestens nach etwa $50 \cdot 10^3$ Lastwechseln auf. In VDI 2736 [VDI14] werden Festigkeitskennwerte zur Wälzfestigkeit von Kunststoffen ab 10^5 Lastwechseln ausgewiesen.

Bild 2-2 zeigt einen exemplarischen Grübchenschaden an einem PEEK-Prüfrad. Grübchenschäden treten typischerweise unterhalb des Wälzkreises in Bereichen negativen spezifischen Gleitens auf [Nie03]. Lineares oder progressives Grübchenwachstum führt dabei zu einer zunehmenden Zerrüttung der Zahnflanke und kann somit zu einem Totalausfall des Getriebes durch einen finalen Bruch der Zahnflanke führen. Aus diesem Grund ist progressives Grübchenwachstum in der Regel unzulässig. Degressive und allmählich abklingende Grübchenbildung kann im Bereich weicher Stahlverzahnungen beobachtet werden und zu einer Verbesserung der Lastverteilung führen, weshalb diese dort unter Umständen zugelassen werden kann [Nie03]. Zur Nachrechnung der Grübchentragfähigkeit thermoplastischer Kunststoffzahnräder stehen in VDI 2736 [VDI14] entsprechende Berechnungsansätze zur Verfügung.

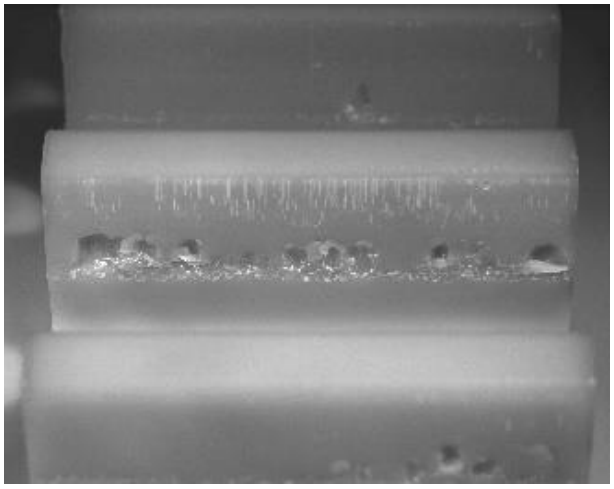


Bild 2-2: Exemplarischer Grübchenschaden an einem PEEK-Prüfrad [Ill19]

2.2.3 Verschleiß

Abrasiver Verschleiß tritt vor allem bei Kunststoffgetrieben im ungeschmierten Trockenlauf auf. Die Zahnoberflächen sind während des Zahnkontakts nicht durch einen Schmierfilm voneinander getrennt, sodass sich ein direkter Kontakt zwischen den Zahnoberflächen ergibt. Durch kontinuierlichen Materialabtrag wird das Zahnprofil verschlissen. Bereiche hoher Gleitgeschwindigkeiten und hoher Pressung sind in der Regel höherem Verschleiß ausgesetzt als Bereiche geringer Gleitgeschwindigkeit und geringerer Pressung. Starker Verschleiß kann zu einer deutlichen Reduzierung des Zahnquerschnitts und in der Folge zu einem Bruch des Zahns durch Überschreiten der Festigkeit des verbleibenden Querschnitts führen. Weitere negative Folgen resultieren aus der verschleißbedingten Zunahme des Verdrehflankenspiels sowie aus einer Abnahme der Profilüberdeckung bei Überschreiten der Spitzgrenze.

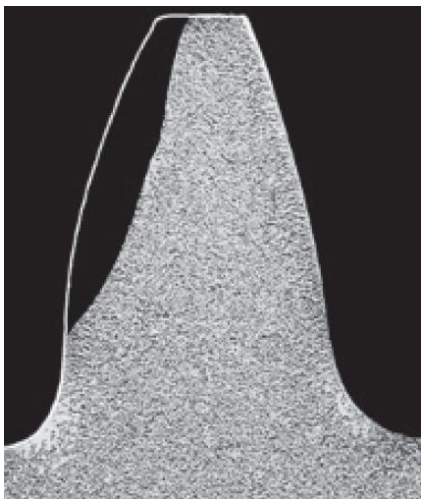


Bild 2-3: Verschleiß an einem Kunststoffzahnrad [VDI14]

Bei Betrieb unter ölgeschmierten Bedingungen kann der auftretende Verschleiß durch eine Trennung der Zahnoberflächen durch den Schmierstoff wirksam verringert werden. Weiter kann das Verschleißverhalten im Trockenlauf durch die Zugabe von reibungsmindernden Füllstoffen wie beispielsweise PTFE oder Graphit positiv beeinflusst werden. **Bild 2-3** zeigt exemplarisch Verschleiß an einem Kunststoff-Stirnrad. Die gesamte aktive Zahnflanke weist starke Profilformabweichungen vom Zahnfußnutzkreis- bis zum Zahnkopfkreisdurchmesser auf und der Zahnquerschnitt ist stark reduziert. Zur Berechnung der Verschleißtragfähigkeit von Kunststoffzahnrädern können die in VDI 2736 [VDI14] aufgeführten Berechnungsansätze verwendet werden.

2.2.4 Anschmelzungen

Durch Reibung im Zahnkontakt und durch die werkstoffbedingten viskoelastischen Verluste erwärmen sich Kunststoffzahnräder während des Betriebs. Insbesondere der Betrieb im Trockenlauf kann je nach übertragener Leistung zu einer starken Erwärmung der Verzahnung führen. Bei Überschreiten der Schmelztemperatur kommt es zu einem Anschmelzen der Verzahnungen, was in der Folge zu einer Zerstörung der Zahnflanken und einem Totalausfall des Getriebes führen kann. **Bild 2-4** zeigt einen exemplarischen Flankenschaden an einem Polyamid-Prüfrad durch Anschmelzungen bei lokalem Überschreiten der Schmelztemperatur des Werkstoffs im Trockenlauf. Der Betrieb unter fett- oder ölgeschmierten Bedingungen verbessert das Reibungsverhalten und die Wärmeabfuhr aus dem Zahnkontakt deutlich. Jedoch können Anschmelzungen und thermisches Versagen von Kunststoffzahnrädern bei hoher Antriebsleistung auch unter geschmierten Bedingungen auftreten. Zur Berechnung der auftretenden Zahntemperaturen können die Berechnungsgleichungen nach VDI 2736 [VDI14] herangezogen werden.

Bild 2-4: Exemplarische Flankenschäden durch Anschmelzungen [Für13]

2.3 Auslegungs- und Berechnungsmethoden zur Flankentragfähigkeit thermoplastischer Stirnräder

2.3.1 Beanspruchung der Zahnflanke

Die Beanspruchung der Zahnflanke während des Betriebs resultiert aus der punkt- bzw. linienförmigen Berührung der Zahnflanken und der dabei übertragenen Zahnkräfte. Hertz [Her81] beschreibt bereits 1881 das Verformungsverhalten und die daraus resultierenden Spannungen im Kontakt zweier Körper und definiert die nach ihm benannte Hertz´sche Pressung. Unter Einbezug der Steifigkeit der gepaarten Zahnflanken kann deren elastische Verformung und die im Wälzkontakt auftretende Hertz´sche Pressung bestimmt werden [Nie03]. Zur Berechnung der Hertz´schen Pressung im Berührpunkt zweier Zahnflanken werden die Zahnflanken zu zwei querkraftfrei aufeinandergedrückten Zylindern abstrahiert [Kir07]. Die linienförmige Kontaktlinie zweier Zylinder verformt sich unter Druckbeanspruchung zu einer Berührfläche. **Gleichungen (1)** und **(2)** zeigen die Berechnungsgleichungen zur Bestimmung der halben Hertz'schen Abplattungsbreite b und der maximalen Hertz´schen Pressung im Kontakt p_{max}.

$$2b_H = 2 \cdot \sqrt{\frac{8 \cdot F \cdot r_1 \cdot r_2}{\pi \cdot l_{eff} \cdot E^* \cdot (r_1 + r_2)}} \tag{1}$$

$$p_{max} = \frac{2 \cdot F}{\pi \cdot l_{eff} \cdot b_H} = \sqrt{\frac{F \cdot E^* \cdot (r_1 + r_2)}{2 \cdot \pi \cdot l_{eff} \cdot r_1 \cdot r_2}} \tag{2}$$

Für den Entstehungsmechanismus von Grübchen auf der Zahnflanke ist neben der Beanspruchung an der Werkstoffoberfläche auch der Beanspruchungsverlauf unterhalb der Zahnoberfläche in der Werkstofftiefe relevant. **Gleichungen (3)** und **(4)** beschreiben die Verläufe der Normalspannungen unterhalb der Zahnoberfläche nach Hertz.

$$\sigma_z(z) = -p_{max} \cdot \left(1 + \left(\frac{z}{b_H}\right)^2\right)^{-1/2} \tag{3}$$

$$\sigma_y(z) = p_{max} \cdot \left[2 \cdot \frac{z}{b_H} - \frac{1 + 2 \cdot (z/b_H)^2}{\sqrt{1 + (z/b_H)^2}}\right] \tag{4}$$

Während die Normalspannungen an der Werkstoffoberfläche maximal sind, tritt die maximale Schubspannung unterhalb der Oberfläche auf. **Gleichung (5)** zeigt die Berechnungsgleichung zur Bestimmung des Verlaufs der maximalen Schubspannung.

$$\tau_{max}(z) = p_{max} \cdot \left[\frac{z}{b_H} - \frac{(z/b_H)^2}{\sqrt{1+(z/b_H)^2}}\right] \tag{5}$$

Die Beanspruchung wird weiter stark vom im Betrieb vorherrschenden Reibungs- und Schmierungszustand beeinflusst. Unter ölgeschmierten Bedingungen wird die Zahnflankenbeanspruchung durch die Schmierungsbedingungen und die Oberflächenrauheit der Zahnflanken beeinflusst [Ost82]. Durch hydroelastische Effekte weichen Druckverlauf und Schubspannungen im Zahnkontakt vom idealisierten Hertz´schen Druckverlauf im Zahnkontakt ab [Lin96]. Zur qualitativen Beurteilung der Schmierungsbedingungen kann nach **Gleichung (6)** die spezifische Schmierfilmdicke λ aus dem Verhältnis der minimalen Schmierfilmdicke h_{min} und der gemittelten Oberflächenrauheit R_a herangezogen werden [Nie03].

$$\lambda = \frac{h_{min}}{R_a} \tag{6}$$

Die kinematischen Beanspruchungen sind durch eine Überlagerung von Roll- und Gleitbewegungen bestimmt und haben einen wesentlichen Einfluss auf die Zahnflankentragfähigkeit. Mit Ausnahme des Wälzpunkts, an welchem ausschließlich reines Rollen vorliegt, wird das Abrollen der Zahnflanken aufeinander durch Gleitkomponenten überlagert. Zu Beginn und am Ende der Eingriffsstrecke sind die Gleitgeschwindigkeiten dabei betragsmäßig am größten. Von besonderem Interesse für die Zahnflankentragfähigkeit sind dabei Bereiche negativen spezifischen Gleitens. Nach DIN 3960 [DIN87a] und [Nie03] wird das spezifische Gleiten ξ als Verhältnis der Gleitgeschwindigkeit zur absoluten Tangentialgeschwindigkeit eines Flankenpunktes in Richtung der gemeinsamen Tangente definiert. Die Höchstwerte des spezifischen Gleitens werden zu Beginn und am Ende der Eingriffsstrecke erreicht. Der Verlauf des spezifischen Gleitens für unterschiedliche Punkte der Eingriffsstrecke kann unter Zuhilfenahme von **Gleichungen (7)** und **(8)** bestimmt werden.

$$\xi_1 = 1 - \frac{\rho_{y2}}{u \cdot \rho_{y1}} \tag{7}$$

$$\xi_2 = 1 - \frac{u \cdot \rho_{y1}}{\rho_{y2}} \tag{8}$$

Die Überlagerung aus Flankenpressung, Gleitverhältnissen und den im Betrieb vorherrschenden Schmierungsbedingen bestimmt somit die Beanspruchung der Zahnflanke und beeinflusst maßgebend die Zahnflankentragfähigkeit und das auftretende Schadensbild.

Die Gültigkeit der Grundgleichungen zur Bestimmung der Hertz´schen Pressung und der daraus resultierenden Spannungen ist an Voraussetzungen hinsichtlich der belasteten Wälzkörper und der eingesetzten Werkstoffe gebunden. Die Kontaktfläche der Wälzkörper muss klein gegenüber den Abmessungen der Kontaktkörper sein. Hinsichtlich der mechanischen Eigenschaften der belasteten Wälzkörper müssen ein linear-elastisches Materialverhalten sowie isotrope Werkstoffeigenschaften vorliegen. Insbesondere die Anforderungen an ein linear-elastisches Materialverhalten sind bei thermoplastischen Werkstoffen nur bedingt und für kleine Dehnungen erfüllt. Während unverstärkte Werkstoffe ein näherungsweise isotropes Materialverhalten aufweisen, führt die Zugabe von Faserverstärkungen und die Ausrichtung der Fasern entlang von Vorzugsrichtungen zu anisotropem Materialverhalten, welches bei der Berechnung mittels der Hertz´schen Grundgleichungen berücksichtigt werden muss. Trotz der oben benannten Einschränkungen ist die Berechnung der Flankentragfähigkeit über die Hertz´sche Pressung gängige Praxis und Stand der Technik. Erhard [Erh08] weist zwar auf die Grenzen der Gültigkeit hin, schlägt aber dennoch die Berechnung der Flankenpressung über die Hertz´sche Methodik vor. Weiter wird auch in nationaler und internationaler Literatur (z.B. [Dea13, Für13, Zor19]) sowie in standardisierten Werken wie VDI 2736 [VDI14] die Flankentragfähigkeit in Abhängigkeit von der Hertz´schen Pressung ausgewiesen.

2.3.2 Berechnung der Zahntemperatur

Aufgrund der hohen Temperaturabhängigkeit der Werkstoffeigenschaften und dem daraus resultierenden Betriebsverhalten ist die Kenntnis der Verzahnungstemperatur zur Auslegung und Berechnung von Kunststoffzahnrädern sowie der Bewertung der Lebensdauer von essentieller Bedeutung. Die im Betrieb übertragbare Antriebsleistung ist dabei insbesondere im Trockenlauf oder bei Mangelschmierung durch eine Erwärmung der Kunststoffzahnräder begrenzt, da die im Zahnkontakt entstehende Reibwärme aufgrund der vergleichsweise geringen Wärmeleitfähigkeit thermoplastischer Kunststoffe nur bedingt aus dem Zahnkontakt abgeführt werden kann. Das temperaturabhängige Werkstoffverhalten und die Notwendigkeit der Bestimmung der Verzahnungstemperatur wird beispielsweise in [Für13] und [Has18] hervorgehoben. Die in VDI 2736 [VDI14] enthaltenen Berechnungsmethoden zur Bestimmung der Lebensdauer erfordern ebenfalls die Kenntnis der im Betrieb auftretenden Verzahnungstemperaturen.

Hachmann und Strickle [Hac66] führen in den 1960er Jahren grundlegende Arbeiten zur Entwicklung einer Berechnungsmethode zur Bestimmung der Temperatur von Kunststoffzahnrädern durch. Dabei werden umfassende Temperaturmessungen an Polyamidzahnrädern durchgeführt, aus deren Ergebnissen eine Methodik zur Zahntemperaturberechnung abgeleitet wird. Das von Hachmann und Strickle [Hac66] entwickelte Verfahren basiert dabei auf einem Gleichgewicht zwischen im Zahnkontakt durch Reibarbeit entstehender Wärme und vom Getriebekasten an die Umwelt abgegebener Wärme. Weitere Wärmequellen wie beispielsweise viskoelastische Verluste infolge innerer Reibung bleiben unberücksichtigt. Hachmann und Strickle [Hac66] verwenden zur Abschätzung der Verzahnungsverluste Ansätze nach Niemann [Nie65].

Das zugrundeliegende Berechnungsprinzip wurde ebenfalls in der mittlerweile zurückgezogenen VDI-Richtlinie zur Berechnung von Kunststoffzahnrädern VDI 2545 [VDI81] angewendet unter Berücksichtigung des Zahnverlustgrades nach Ohlendorf [Ohl58]. Auch die in VDI 2736 [VDI14] enthaltenen Verfahren zur Bestimmung der Zahntemperaturen gehen auf die Untersuchungen nach Hachmann und Strickle [Hac66] zurück. **Gleichung (9)** zeigt den Berechnungsansatz zur Bestimmung der Zahnflankentemperatur nach VDI 2736 [VDI14]. Die Zahnflankentemperatur ϑ_{Fla} entspricht dabei der Temperatur, die sich in einer dünnen Werkstoffschicht direkt unterhalb der Zahnoberfläche einstellt. **Gleichung (10)** zeigt den entsprechenden Ansatz zur Bestimmung der stationären Zahnfuß- bzw. Zahnmassentemperatur.

$$\vartheta_{Fla} \approx \vartheta_0 + \mathrm{P} \cdot \mu \cdot H_V \cdot \left(\frac{k_{\vartheta,Fla}}{b \cdot z \cdot (v_t \cdot m_n)^{0,75}} + \frac{R_{\lambda,G}}{A_G} \right) \cdot ED^{0,64} \qquad (9)$$

$$\vartheta_{Fuß} \approx \vartheta_0 + \mathrm{P} \cdot \mu \cdot H_V \cdot \left(\frac{k_{\vartheta,Fuß}}{b \cdot z \cdot (v_t \cdot m_n)^{0,75}} + \frac{R_{\lambda,G}}{A_G} \right) \cdot ED^{0,64} \qquad (10)$$

Die zur Bestimmung von Zahnflanken- und Zahnfußtemperatur ölgeschmierter Kunststoffzahnräder notwendigen Berechnungsparameter sind in **Tabelle 2-1** bis **Tabelle 2-3** aufgeführt.

Schmierung	Paarung	μ
Ölumlauf	alle	0,04
Ölnebel	alle	0,07
trocken	Kunststoff-Stahl	0,20

Tabelle 2-1: Reibbeiwert [VDI14]

Getriebe	$R_{\lambda,G}$ in K·m²/W
offen mit freiem Luftzutritt	0
teilweise offenes Getriebe	0,015…0,045
geschlossenes Gehäuse	0,060

Tabelle 2-2: Wärmeübergangswiderstand des Getriebegehäuses (aus Metall) in K·m²/W [VDI14]

Schmierung	Paarung	$k_{\vartheta,Fuß}$	$k_{\vartheta,Fla}$
Ölumlauf	alle	0	0
Ölnebel	Kunststoff/Kunststoff	$2{,}1 \cdot 10^3$	$9{,}0 \cdot 10^3$
	Kunststoff/Stahl	$0{,}9 \cdot 10^3$	$6{,}3 \cdot 10^3$

Tabelle 2-3: Wärmeübergangsbeiwert für Zahnfuß und Zahnflanke des Kunststoffrades in $K \cdot (m/s)^{0,75} \cdot mm^{1,75}/W$ [VDI14]

Fürstenberger [Für13] führt in seiner Arbeit Untersuchungen zum thermischen Betriebsverhalten verlustoptimierter Verzahnungen durch. Er merkt an, dass die im Versuch gemessenen Zahntemperaturen zum Teil deutlich über den nach VDI 2736 [VDI14] berechneten Temperaturen liegen und begründet dies mit einem temperatur- und lastbedingten Anstieg der Verzahnungsverluste verlustoptimierter Kunststoffverzahnungen. Er erweitert das bestehende Berechnungsverfahren dahingehend, dass vor- und nachzeitiger Zahneingriff durch einen erweiterten Zahnverlustfaktor berücksichtigt werden und die wärmeabgebende Zahnoberfläche mittels eines Faktors zur Berücksichtigung der Zahnhöhe weiter konkretisiert wird.

Hasl [Has19] untersucht das thermische Betriebsverhalten thermoplastischer Kunststoffzahnräder unterschiedlicher Werkstoffe und stellt insbesondere bei Untersuchungen mit dem Werkstoff PA 46 deutliche Unterschiede zwischen gemessener und nach VDI 2736 [VDI14] berechneter Zahnmassentemperatur fest. Er führt dies auf bislang unberücksichtigte Einflüsse der Werkstoffdämpfung zurück und schlägt eine Erweiterung des Verfahrens um einen Dämpfungsfaktor vor.

Nach Blok [Blo37] kann der reibungsbedingte Temperaturanstieg an der Zahnflanke durch Überwälzen bestimmt werden. Der zugrundeliegende Ansatz beruht auf Untersuchungen an metallischen Zahnrädern. Die Wärmequelle wird dabei als streifenförmige Kontaktfläche, die sich beim Abwälzen über die Zahnflanke bewegt, modelliert. Die durch Reibung im Zahnkontakt entstehenden Verluste bewirken so eine Erwärmung der Zahnflanken. Housz [Hou67] führt Untersuchungen an Polyamidzahnrädern durch und erweitert das Verfahren nach Blok [Blo37] zu einer Zahlenwertgleichung, um den Temperaturhub an Kunststoffzahnrädern berechnen zu können. Die absolute Kontakt-Flankentemperatur im Betrieb ergibt sich demnach nach **Gleichung (11)** bis **(13)** durch Addition von Blitztemperatur ϑ_{Blitz} und Zahnfuß- bzw.

Zahnmassentemperatur $\vartheta_{Fuß}$. Im Unterschied zur stationären Zahnflankentemperatur nach VDI 2736 [VDI14] wird hier eine instationäre Temperatur im Zahnkontakt bestimmt.

$$\vartheta_{Fla,Blitz} = \vartheta_{Fuß} + \vartheta_{Blitz} \tag{11}$$

$$\vartheta_{Blitz} = 0{,}62 \cdot \mu \cdot \frac{|v_{t1} - v_{t2}|}{\sqrt{\beta_1 \cdot v_{t1}} + \sqrt{\beta_2 \cdot v_{t2}}} \cdot \left(\frac{F_t}{b}\right)^{\frac{3}{4}} \cdot \left(\frac{E^*}{R'}\right)^{\frac{1}{4}} \tag{12}$$

$$\beta_{1,2} = \lambda_{1,2} \cdot \rho_{1,2} \cdot c_{1,2} \tag{13}$$

In den Berechnungsansätzen nach Takanashi & Shoji [Tak80] sowie nach Koffi et al. [Kof85] werden neben der Erwärmung der Verzahnung durch Reibungsverluste zusätzlich auch viskoelastische Verluste und deren Einfluss auf die Erwärmung der Kunststoffzahnräder berücksichtigt. Jedoch finden diese Ansätze nur wenig Anwendung, da die zur Berechnung notwendigen Eingangs- und Materialparameter oftmals nicht oder nur in ungenügender Form vorliegen.

Neben analytischen und empirischen Ansätzen zur Bestimmung der Temperatur thermoplastischer Zahnräder kommen aufgrund gesteigerter Rechenleistungen auch vermehrt numerische Temperaturmodelle zum Einsatz [Cer20, Dol15, Fer18, Rag19]. Durch den Einsatz numerischer Modelle können die komplexen Werkstoffeigenschaften der Kunststoffzahnräder sowie die thermischen Randbedingungen abgebildet werden und die Temperaturverteilung auf der Zahnoberfläche und im Zahninneren lokal berechnet werden. Die Eignung numerischer Modelle zur Bestimmung der Zahntemperatur wird dabei durch experimentelle Begleituntersuchungen zur Validierung bestätigt.

2.3.3 Analytische Verfahren zur Berechnung der Grübchentragfähigkeit

VDI 2736 [VDI14] gibt eine Übersicht über typische, an Kunststoffzahnrädern auftretende Zahnradschäden. Eine maßgebliche Schadensart ist die Bildung von Grübchen auf der Zahnflanke, deren zunehmendes Wachstum zu einer Zerrüttung der Zahnflanke und Rissbildung führen kann, was in der Regel einen Totalausfall des Getriebes zur Folge hat.

DIN 3990 [DIN87b] und ISO 6336 [ISO19a] bilden die Grundlage zur Auslegung und Nachrechnung der Tragfähigkeit und des Lebensdauerverhaltens evolventischer Stirnräder aus Stahlwerkstoffen. Die Berechnungsansätze zur Bestimmung der Tragfähigkeit von Kunststoffzahnrädern nach VDI 2736 [VDI14] basieren dabei auf den in DIN 3990 [DIN87b] beschriebenen Grundgleichungen, die wiederrum in großen Teilen die Grundlage der heutigen ISO 6336 [ISO19a] darstellen.

Die maßgebliche Bestimmungsgröße zur Berechnung der Zahnflankentragfähigkeit ist die Flankenpressung am Wälzpunkt σ_H. Zur Berechnung der Sicherheit gegen das Auftreten von Grübchen wird die im Betrieb auftretende Flankenpressung am Wälzpunkt σ_H einer zulässigen Flankenpressung σ_{HP} gegenübergestellt. **Gleichungen (14)** bis **(16)** zeigen den Berechnungsgang zur Bestimmung der Zahnflankentragfähigkeit von thermoplastischen Zahnrädern nach VDI 2736 [VDI14]. Die Zeitwälzfestigkeit σ_{HlimN} ist nach VDI 2736 [VDI14] in Abhängigkeit von der auftretenden Zahnflankentemperatur ϑ_{Fla} und der auftretenden Anzahl an Lastwechseln N_L definiert. Da sich die Festigkeitseigenschaften unterschiedlicher thermoplastischer Werkstoffe zum Teil stark unterscheiden, muss für jeden Werkstoff eine separate Funktion der Zeitwälzfestigkeit definiert werden. In VDI 2736 [VDI14] sind aktuell lediglich Zeitwälzfestigkeitswerte für PA66 und PBT angegeben. Die Zeitwälzfestigkeit kann für die dokumentierten Werkstoffe

in Abhängigkeit der Werkstofftemperatur und der zu erreichenden Lastwechsel bestimmt werden. Nach VDI 2736 [VDI14] wird für Dauerbetrieb im Allgemeinen eine Mindestsicherheit S_{Hmin} = 1,4 bei $N_L = 10^8$ gefordert. Bei zeitweiligem Betrieb bei N_L Lastwechseln ist eine Mindestsicherheit von S_{Hmin} = 1,25 anzustreben.

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot K_H}{b_w \cdot d_1} \cdot \frac{u+1}{u}} \leq \sigma_{HP} \tag{14}$$

$$\sigma_{HP} = \sigma_{HlimN} \cdot Z_R / S_{Hmin} \tag{15}$$

$$\sigma_{HlimN} = f(\vartheta_{Fla}, N_L) \tag{16}$$

2.3.4 Analytische Verfahren zur Berechnung der Verschleißtragfähigkeit

Im Bereich der Stahlverzahnungen kommt zur Berechnung des Flankenverschleißes vor allem der Ansatz nach Plewe [Ple80] zur Anwendung, wobei der resultierende Verschleißkoeffizient maßgeblich von der Höhe des Schmierspalts abhängt. Zur Berechnung der Verschleißtragfähigkeit an thermoplastischen Zahnrädern stehen auf experimentellen Untersuchungen [Feu08] basierende Ansätze zur Verfügung. Der Berechnungsansatz Feulners [Feu08] liegt dabei der Verschleißberechnung nach VDI 2736 [VDI14] zugrunde. Die Berechnungsmethode zur Bestimmung des Flankenverschleißes ist in **Gleichung (17)** und **Gleichung (18)** dargestellt. Nach VDI 2736 [VDI14] ist die Berechnung des Flankenverschleißes insbesondere für den Betrieb bei Trockenlauf relevant.

$$W_m = \frac{T_2 \cdot 2 \cdot \pi \cdot N_L \cdot H_V \cdot k_W}{b_w \cdot z \cdot l_{Fl}} \leq W_{zul} \tag{17}$$

$$W_{zul} = (0{,}1 \ldots 0{,}2) \cdot m_n \tag{18}$$

Der gemittelte lokale Verschleiß W_m wird dabei einem maximal zulässigen Verschleißbetrag W_{zul} gegenübergestellt. VDI 2736 [VDI14] enthält neben Verschleißkoeffizienten für unterschiedliche Werkstoffpaarungen auch Angaben zum Verschleißkoeffizient von Radpaarungen unterschiedlicher Oberflächenrauheit.

2.3.5 Einfluss von vor- und nachzeitigem Zahneingriff

Kunststoffzahnräder neigen aufgrund ihrer im Vergleich zu Stahlzahnrädern wesentlich geringeren Steifigkeit zu größeren Zahnverformungen unter Last. Durch die während des Betriebs hervorgerufenen Zahnverformungen kommt es zu einer Verlängerung der Eingriffsstrecke und einer Zunahme der Profilüberdeckung unter Last.

Rettig [Ret57] misst in seiner Arbeit unter Last auftretende Verformungen an geradverzahnten Stahlzahnrädern und leitet daraus eine empirische Formel zur Bestimmung der Profilüberdeckung unter Last ab. Thoma [Tho11] untersucht geometrische Einflussgrößen auf die Überdeckungszunahme unter Last bei Stahlzahnrädern und identifiziert die Zähnezahlen der gepaarten Zahnräder als eine der Haupteinflussgrößen auf die Neigung zur Überdeckungszunahme.

Budich [Bud69] führt Untersuchungen zur Bestimmung der Profilüberdeckung unter Last bei Kunststoffzahnrädern durch. Die Aufteilung der Last auf mehrere Zahnpaare aufgrund zunehmender Überdeckung kann somit zu einer Verringerung der auftretenden Zahnfußspannungen

beitragen. Yelle und Burns [Yel81] stellen einen Berechnungsansatz zur Bestimmung der Profilüberdeckung unter Last für Kunststoffzahnräder vor und Validieren diesen anhand von Messversuchen. Dabei kann ebenfalls eine Zunahme der Überdeckung bei steigender Last festgestellt werden.

Hasl [Has19] untersucht das Betriebsverhalten von POM und PEEK Prüfrädern in der Radpaarung Stahlritzel-Kunststoffrad. In theoretischen Begleituntersuchungen kann er insbesondere für Radpaarungen mit hohen Zähnezahlen eine deutliche Zunahme der Profilüberdeckung unter Last und eine damit verbundene Lastaufteilung auf mehrere Zahnpaare beobachten. Zur Berücksichtigung des Einflusses der Zahngeometrie auf die Profilüberdeckung unter Last schlägt er eine Erweiterung der von Rettig [Ret57] entwickelten Gleichung zur analytischen Bestimmung der Profilüberdeckung unter Last vor. Die Lastaufteilung auf mehrere Zahnpaare bei zunehmender Profilüberdeckung führt dabei zu einer Reduzierung der auftretenden Zahnfußspannungen im Vergleich zu einer unverformten Verzahnung und kann sich somit positiv auf die Zahnfußtragfähigkeit auswirken [Has17, Has16]. Hasl [Has19] weist im Hinblick auf Flankenabscherungen an PEEK-Prüfrädern auf einen möglichen negativen Einfluss auf die Zahnflankentragfähigkeit durch erhöhte Zahnverformungen hin. Demnach können sich insbesondere beim Betrieb von unkorrigierten Verzahnungen durch eine Zunahme der Profilüberdeckung unter Last vergleichsweise hohe Pressungen im vor- bzw. nachzeitigen Eingriffsgebiet ergeben. **Bild 2-5** zeigt exemplarisch ein PEEK-Prüfrad, dessen Zähne aufgrund von Eingriffsstörungen im nachzeitigen Eingriffsgebiet durch die Kopfkante des treibenden Stahlritzels und den daraus resultierenden Pressungen auf Höhe des Fußnutzkreisdurchmessers d_{Nf} abgeschert wurden.

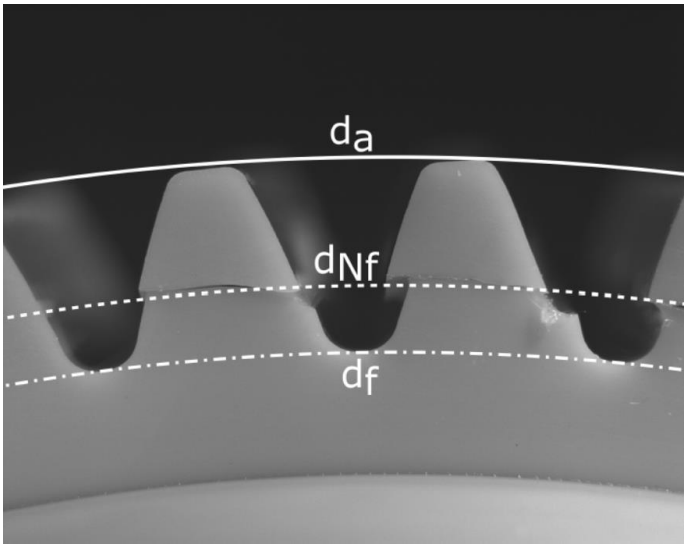


Bild 2-5: Exemplarisches Abscheren einer Zahnflanke, PEEK-Stahl-Paarung [Has19]

Heym [Hey97] führt ebenfalls experimentelle Untersuchungen mit PEEK-Prüfrädern durch. Er beobachtet neben der Bildung von Grübchen auf der Zahnflanke ebenfalls Zahnflankenbrüche im fußnahen Flankenbereich und führt dies auf hohe Hertz´sche Pressungen und Schubspannungen zurück. Zudem weist er auf den positiven Effekt einer Profilkorrektur des Gegenrades zur Verringerung der Beanspruchungen im fußnahen Flankenbereich des Kunststoffrades hin.

Zorko et al. [Zor19] untersuchen die Verschleißentwicklung an einer Stahl-PEEK Paarung. In numerischen Berechnungen wird dabei auch der Effekt unterschiedlicher Profilkorrekturen des Stahlritzels auf die Pressungsverteilung am Beginn und Ende der Eingriffsstrecke beleuchtet. Pressungsspitzen im Bereich des nachzeitigen Eingriffsgebiets können demnach durch Kopfkorrekturen des Stahlritzels effektiv abgebaut werden. Durch die Reduzierung der Flankenpressung im Bereich hoher Gleitgeschwindigkeiten zu Beginn und am Ende der Eingriffsstrecke können Reibungsverluste und die damit verbundene Wärmeentwicklung reduziert werden. Weiter wirken sich die optimierten Pressungsverhältnisse positiv auf die Zahnflankentragfähigkeit aus.

2.3.6 Erweiterte Methoden zur Berechnung der Zahnflankentragfähigkeit

Neben den analytischen Berechnungsmethoden zur Bestimmung der Zahnflankentragfähigkeit wie beispielsweise DIN 3990 [DIN87b] oder VDI 2736 [VDI14] werden aufgrund der Komplexität moderner Antriebssysteme oftmals erweiterte, computergestützte Berechnungsmethoden zur Analyse und Optimierung der Beanspruchungssituation im Zahnkontakt angewendet. Die Last- und Pressungsverteilung auf der Zahnflanke beeinflusst die Lebensdauer und das Schädigungsverhalten einer Verzahnung grundlegend. Zur Optimierung des Zahneingriffs und zur Verringerung von Eingriffsstörungen werden üblicherweise Zahnflankenkorrekturen wie beispielsweise Kopf- oder Fußrücknahmen sowie Breitenballigkeiten durch Modifikation der Mikrogeometrie der Verzahnungen vorgesehen. Rechnergestützte Programme wie RIKOR [Wei18] ermöglichen eine Analyse der Zahnflankenbeanspruchung unter Berücksichtigung der Verformungen des Gesamtgetriebesystems inklusive Wellen und Lager. Weiter werden bei der Berechnung der Last- und Pressungsverteilung die Mikrogeometrie und die Steifigkeit der zu untersuchenden Verzahnungen berücksichtigt, sodass der Zahnkontakt gezielt hinsichtlich der auftretenden Pressungsverteilung optimiert werden kann. Das Berechnungsprogramm RIKOR [Wei18] wurde ursprünglich zur Berechnung von Stahlzahnrädern entwickelt. Theoretische Untersuchungen und Berechnungsstudien [Has19, Rot21] bestätigen die Anwendbarkeit von RIKOR [Wei18] zur Berechnung von Kunststoffzahnrädern und die Gültigkeit der Ergebnisse.

Neben analytischen Berechnungsmethoden werden zur theoretischen Untersuchung der Zahnradtragfähigkeit auch numerische Methoden angewendet. Durch gesteigerte Rechenleistung und verkürzte Rechenzeiten findet die Finite-Elemente-Methode (FEM) vermehrt Anwendung bei der Bewertung des Beanspruchungszustands von Kunststoffzahnrädern [Lu21, Zor21, Zor19]. Ebert [Ebe16] entwickelt ein computergestütztes Berechnungsprogramm zur automatischen Modellbildung, Simulation und Aufbereitung des Beanspruchungszustands außenverzahnter Stirnradpaarungen. Dies ermöglicht die Berechnung und Analyse von Verzahnungen, deren Geometrie außerhalb des Gültigkeitsbereiches gängiger analytischer Berechnungsnormen liegt und eine Bewertung der Tragfähigkeit dieser Verzahnungen. Lu et al. [Lu21] implementieren ein Schädigungsmodell in ein numerisches Berechnungsmodell, um Aussagen zum lokalen Schädigungsverhalten und zur Lebensdauer treffen zu können.

2.3.7 Statistische Methoden zur Auswertung von Tragfähigkeitsversuchen

Experimentelle Untersuchungen an Zahnrädern zur Bestimmung der Lebensdauer sind trotz hoher und konstanter Verzahnungsqualität, konstanter Prozessführung während der Zahnradfertigung sowie konstanter Versuchsbedingungen zum Teil großen Versuchsstreuungen unterworfen [Sta99]. Die in DIN 3990 [DIN87b] und ISO 6336 [ISO19a] für Stahlwerkstoffe angegebenen Festigkeitskennwerte entsprechen einer Ausfallwahrscheinlichkeit von P_a = 1%. Da experimentelle Untersuchungen zur Bestimmung von Festigkeitskennwerten in der Regel relativ zeit- und kostenintensiv sind, werden Festigkeitswerte üblicherweise in möglichst geringer Versuchsbelegung für eine Ausfallwahrscheinlichkeit von P_a = 50% bestimmt und mittels geeigneter statistischer Verfahren auf geringere und zur Zahnradauslegung notwendige Ausfallwahrscheinlichkeiten umgerechnet.

Stahl [Sta99] gibt einen Überblick über verschiedene statistische Auswertemethoden vor dem Hintergrund von Tragfähigkeitsuntersuchungen an Stahlzahnrädern. In [Hös79] wird das für Stahlzahnräder weitestgehend standardisierte Vorgehen zur Durchführung und Auswertung

von Untersuchungen zur Bestimmung der Zahnflankentragfähigkeit zusammenfassend beschrieben.

Schreiber [Sch63] führt Untersuchungen zum Lebensdauerverhalten von Wälzlagern durch und weist insbesondere darauf hin, dass die einzelnen Versuchspunkte bei der Durchführung von Ermüdungsversuchen einer Weibullverteilung unterliegen. Analog dazu wird zur Auswertung von Versuchen zur Bestimmung der Grübchentragfähigkeit von (Stahl-) Zahnrädern im Zeitfestigkeitsgebiet ebenfalls eine Weibullverteilung herangezogen. Die einzelnen Versuchspunkte werden dazu entsprechend ihrer Laufzeit sortiert und in ein Weibullnetz eingetragen. Den einzelnen Versuchspunkten wird dabei nach **Gleichung (19)** eine Ausfallwahrscheinlichkeit zugeordnet.

$$P_a = \frac{j}{n+1} \cdot 100\% \tag{19}$$

Durch Bestimmung einer Ausgleichsgeraden kann die Grübchenlebensdauer für eine Ausfallwahrscheinlichkeit von P_a = 50% bestimmt werden. Unter Zuhilfenahme der Ausgleichsgeraden kann darüber hinaus auch auf andere Ausfallwahrscheinlichkeiten umgerechnet werden. Stahl [Sta99] wertet hierzu eine Vielzahl an Versuchsergebnissen aus und bestimmt für den Zeitfestigkeitsbereich der Wöhlerlinie einsatzgehärteter Stahlzahnräder den Umrechnungsfaktor f_{XHN} nach **Gleichung (20)** zur Umrechnung der Schadenslastspielzahl bei 50% Ausfallwahrscheinlichkeit auf geringere Ausfallwahrscheinlichkeiten.

$$f_{XHN} = \frac{N_{X\%}}{N_{50\%}} \tag{20}$$

Unter Annahme einer weibullverteilten Streuung der Versuchsergebnisse im Zeitfestigkeitsgebiet der Wöhlerlinie bestimmt Stahl [Sta99] in Abhängigkeit des zugrundeliegenden Lastniveaus Umrechnungsfaktoren von 50% auf 1% Ausfallwahrscheinlichkeit von f_{XHN} = 0,05 – 0,30 für einsatzgehärtete Stahlzahnräder.

VDI 2736 [VDI14] schlägt ein Verfahren zur statistischen Auswertung experimenteller Ergebnisse aus Tragfähigkeitsversuchen mit Kunststoffzahnrädern vor. Um mit akzeptablem wirtschaftlichem Aufwand statistisch aussagekräftige Festigkeitskennwerte ermitteln zu können, wird eine Mindestversuchsbelegung von drei Versuchswiederholungen je Last- und Temperaturniveau gefordert. Nach VDI 2736 [VDI14] haben die auf diese Weise ermittelten Festigkeitskennwerte den Charakter einer Abschätzung. Zur Umrechnung der Ausfallwahrscheinlichkeit experimentell ermittelter Tragfähigkeitsergebnisse von P_a = 50% auf eine Ausfallwahrscheinlichkeit von P_a = 10% werden die **Gleichungen (21)** und **(22)** angegeben. Dabei wird eine Normalverteilung der Versuchsergebnisse sowie ein konstantes Verhältnis zwischen dem logarithmierten Mittelwert der Versuchsergebnisse eines Last- und Temperaturniveaus $\overline{L_{i,50\%}}$ und der Streuung für alle untersuchten Lastniveaus angenommen.

$$L_{i,10\%} = \overline{L_{i,50\%}} \cdot (1 - 1{,}28 \cdot \overline{s}) \tag{21}$$

$$N_{i,10\%} = 10^{L_{i,10\%}} \tag{22}$$

Als Schadenskriterium zur Beurteilung der Grübchenlebensdauer von einsatzgehärteten Stahlzahnrädern hat sich ein durch Grübchen geschädigter Flächenanteil von 1% der gesamten aktiven Flankenfläche bzw. ein durch Grübchen geschädigten Flächenanteil von 4% an der aktiven Flankenfläche des am meisten geschädigten Zahns eines Prüfrades etabliert. Bei

vergüteten Stahlzahnrädern wird das Schadenskriterium auf einen durch Grübchen geschädigten Flächenanteil von 2% der gesamten aktiven Flankenfläche festgelegt [Sch10]. VDI 2736 [VDI14] definiert einen durch Grübchen geschädigten Flächenanteil von 30% auf mindestens einer aktiven Zahnflanke als kritisches Versagenskriterium zur Beurteilung der Grübchenlebensdauer von Kunststoffverzahnungen.

2.4 Ergebnisse experimenteller und theoretischer Untersuchungen zur Zahnflankentragfähigkeit

Hachmann und Strickle [Hac66] führen experimentelle Untersuchungen zur Bestimmung der Tragfähigkeit von Polyamidzahnrädern durch. Dabei beobachten sie vor allem unter fett- und ölgeschmierten Versuchsbedingungen die Ausbildung von Grübchen auf der Zahnflanke der untersuchten Kunststoffprüfräder. Weiter wird auf die Ähnlichkeit des Schadensmechanismus zu Stahlzahnrädern hingewiesen. Neben der Druckbeanspruchung der Oberfläche wird in Haarrisse eingepresster Schmierstoff als Ursache für das Ablösen von Materialpartikeln aus der Oberfläche des Kunststoffzahnrades benannt. Dieser Effekt wird besonders für Kunststoffzahnräder beschrieben, die mit Stahlritzeln geringer Oberflächenrauheit gepaart werden. Durch die geringere Rautiefe des Stahlritzels wird der Abfluss des Schmierstoffs aus der Kontaktzone behindert und dadurch stärker in potentiell vorhandene Haarrisse eingepresst, was schließlich zu einem Absprengen von Materialpartikeln aus der Zahnflankenoberfläche führen kann.

Hachmann und Strickle [Hac66] führen umfassende Versuchsreihen zur Bestimmung der Zahnflankentragfähigkeit von Polyamidzahnrädern bei unterschiedlichen Werkstofftemperaturen durch. Die zulässige Hertz´sche Pressung wird dabei als der Pressungswert definiert, bei dem erste Grübchenschäden auf der Zahnoberfläche auftreten. Im Rahmen der durchgeführten Untersuchungen können sie in einem Temperaturbereich bis etwa 80 °C nur eine geringe Abnahme der Zahnflankentragfähigkeit bei steigender Werkstofftemperatur beobachten. Bei weiter steigenden Temperaturen kann ein starker Temperatureinfluss und eine signifikante Abnahme der ertragbaren Flankenpressungen beobachtet werden.

Beck und Brünings [Bec73] führen die Arbeiten von Hachmann und Strickle [Hac66] fort. Sie untersuchen ebenfalls die Grübchentragfähigkeit von Polyamid-Prüfrädern. Die im Vergleich zum Trockenlauf höhere Grübchentragfähigkeit ölgeschmierter Kunststoffzahnräder wird dabei unter anderem dadurch erklärt, dass die Zahnflanken im Zahnkontakt durch den Schmierstoff einerseits voneinander getrennt werden, andererseits baut sich ein hydrodynamischer Druck im Schmierspalt auf, der die Umfangskraft auf eine größere Fläche der Zahnflanke verteilt. Da die untersuchten Kunststoffprüfräder bei der Beobachtung erster Grübchenschäden im Allgemeinen noch lauffähig sind, wird das Versagen der Verzahnung durch einen Drehmomentabfall infolge starker Grübchenbildung als alternatives Schadenskriterium herangezogen und eine Grenzflankenpressung bei Ausfall der Verzahnung ausgewiesen.

Remshardt [Rem65] beobachtet ebenfalls die Ausbildung von Grübchenschäden bei der experimentellen Untersuchung der Tragfähigkeit von Polyamid-Prüfrädern. Er beschreibt ebenfalls, dass in Haarrisse eingepresster Schmierstoff zu einem allmählichen Ablösen von Materialpartikeln aus der Flankenoberfläche führt. Durch das eingepresste Öl zeichnet sich die Form des ausbrechenden Grübchens bereits vor dem Ausbrechen aus der Flankenoberfläche ab.

Klein [Kle67] führt ebenfalls Untersuchungen mit geschmierten Kunststoffzahnrädern durch und weist neben Zahnfußbrüchen auf die Bildung von Grübchen hin. Er beobachtet zudem das Abscheren der Zahnflanken im fußnahen Flankenbereich.

Budich [Bud69] untersucht die Tragfähigkeit fett- und ölgeschmierter POM-Prüfräder. Dabei können neben Zahnfußbrüchen auch Grübchenschäden an den Zahnflanken der untersuchten Prüfräder beobachtet werden. Budich [Bud69] beschreibt weiter eine Erhöhung der Zahnflankentragfähigkeit durch Vergrößerung der Krümmungsradien der Zahnflanken aufgrund von geometrischen Anpassungen, was zu einer Reduzierung der auftretenden Flankenpressung führt und erwähnt den positiven Effekt geringerer Gleitgeschwindigkeiten auf die Zahnflankentragfähigkeit.

Yu et al. [Yu20] untersuchen die Zahnflankentragfähigkeit trockenlaufender und ölgeschmierter POM-Prüfräder. Im Trockenlauf kann vor allem Verschleiß an den aktiven Zahnflanken beobachtet werden, dessen Ausprägung beim Einsatz eines Schmierstoffs wesentlich reduziert werden kann. Weiter können Schäden durch Kratzer im kopfnahen Flankenbereich beobachtet werden. Durch den Betrieb unter geschmierten Bedingungen kann die Lebensdauer der untersuchten Zahnräder deutlich gesteigert werden.

Lu et al. [Lu19] führen experimentelle Untersuchungen zur Tragfähigkeit von PEEK-Prüfrädern in der Paarung Stahl-Kunststoff unter ölgeschmierten Versuchsbedingungen auf einem Zahnradverspannungsprüfstand durch. Bei moderaten Lasten können dabei Grübchenschäden im Bereich der aktiven Zahnflanke des Kunststoffrads beobachtet werden, die in der Folge durch progressives Wachstum zu einem Versagen durch Flankenbruch führen. Für hohe Lasten können zudem Zahnfußbrüche beobachtet werden. Weiter führen Lu et al. [Lu21] experimentelle und simulative Arbeiten an POM-Prüfrädern durch. Hierbei werden Schädigungsmodelle entwickelt und experimentellen Untersuchungen gegenübergestellt. Dabei können große Beanspruchungen im Bereich des Wälzpunkts festgestellt werden, die während des Betriebs zum Bruch der Zahnflanke führen können.

Rösler [Rös05] untersucht die Tragfähigkeit unverstärkter und faserverstärkter Prüfräder unterschiedlicher Werkstoffe unter ölgeschmierten Versuchsbedingungen. Dabei beobachtet er die Bildung von Grübchen auf Höhe des Teilkreises der aktiven Zahnflanke. Ausgehend von ersten Grübchenschäden führt progressives Grübchenwachstum zu einer allmählichen Zerrüttung der Zahnflanke und schließlich zum Ausfall der Verzahnung durch Zahnbruch. Für den Hochtemperaturwerkstoff PEEK werden die Versuche zum Teil bei vergleichsweise hohen Schmierstofftemperaturen von 120 °C durchgeführt. Bei der Untersuchung faserverstärkter PEEK-Prüfräder können im Rahmen der durchgeführten Versuche keine Grübchen mehr beobachtet werden, weshalb von einer Steigerung der Zahnflankentragfähigkeit durch Faserverstärkung ausgegangen wird. Weiter werden die durchgeführten Tragfähigkeitsversuche ausgewertet und in Wöhlerlinien dokumentiert.

Van Melick [vMe10, vMe07] führt theoretische und experimentelle Untersuchungen an Kunststoff-Kunststoff- und Stahl-Kunststoff-Paarungen durch. Er weist auf die Zunahme der Überdeckung unter Last und den daraus resultierenden Effekt reduzierter Zahnfußspannungen hin. Im Bereich der aktiven Zahnflanke beobachtet er durch die Verlängerung der Eingriffsstrecke und damit verbundenen Eingriffsstörungen eine Zunahme der Beanspruchung durch hohe Gleitgeschwindigkeiten und Flankenpressungen zu Beginn und am Ende des Zahneingriffs. In experimentellen Untersuchungen bestimmt er die Zahnfußtragfähigkeit von PA46- und PEEK-Prüfrädern in einem Zahnradverspannungsprüfstand unter ölgeschmierten Versuchsbedingungen. An den aus PEEK gefertigten Prüfrädern wird dabei die Ausbildung grübchenartiger

Oberflächenschäden im Bereich der aktiven Zahnflanken beobachtet, die im weiteren Verlauf der Untersuchungen zu einer Zerrüttung der Zahnoberfläche führen.

Berer et al. [Ber13] führen experimentelle Untersuchungen zum Schädigungsverhalten geschmierter PEEK-Scheiben durch. Die untersuchten Probekörper weisen grübchenartige Oberflächenschäden auf, deren Entstehung durch Einpressen von Schmierstoff in fertigungsbedingte Mikrorisse an der Probenoberfläche während des Überwälzens begründet wird. Durch eine Verbesserung der Materialoberfläche während des Fertigungsprozesses kann dabei eine Erhöhung der Lebensdauer beobachtet werden.

Das thermische Betriebsverhalten und die Lebensdauer von mit Calciumcarbonat versetztem PBT wird in [Sou21] untersucht. Neben Temperaturmessungen wird auch das Verformungs- und Verschleißverhalten mittels digitaler Bildkorrelation dokumentiert. Dabei werden neben fortschreitendem Flankenverschleiß auch die Bildung grübchenartiger Schäden und das Auftreten von Zahnflankenbrüchen dokumentiert.

In [Hle19b] werden Temperatur- und Lebensdaueruntersuchungen an trockenlaufenden Kunststoffzahnrädern aus Polyamiden mit unterschiedlichen Füllstoffen durchgeführt. Neben Füllstoffen wie Silikon oder PTFE werden auch Varianten mit Glasfaserverstärkung untersucht. Die im Betrieb auftretenden Zahntemperaturen werden mittels Infrarotthermometern dokumentiert. Hierbei kann ein Einfluss der Füllstoffe auf das thermische Betriebsverhalten festgestellt werden. Insbesondere die Zugabe von PTFE trägt dabei zu einer Reduktion der auftretenden Zahntemperaturen durch Reibungsminimierung bei. Bei der Untersuchung der Lebensdauer wird auf die höhere Tragfähigkeit von hitzestabilisiertem Polyamid bei erhöhten Betriebstemperaturen hingewiesen.

Tavčar [Tav18] untersucht ebenfalls das Temperatur- und Lebensdauerverhalten von verstärkten und unverstärkten Kunststoffzahnrädern. Er stellt ebenso eine Reduktion der auftretenden Zahntemperaturen unter Zusatz von PTFE durch eine Minimierung der Reibung fest. Die geringeren Verzahnungstemperaturen im Betrieb wirken sich dabei positiv auf die Lebensdauer der untersuchten Verzahnungen aus. Untersuchungen mit faserverstärkten Werkstoffvarianten zeigen vor allem bei hohen Lasten und geringen Laufzeiten Vorteile gegenüber unverstärkten Varianten auf. Es wird jedoch darauf hingewiesen, dass insbesondere bei höheren Lastwechselzahlen und niedrigen Lasten ein unverstärkter Werkstoff Vorteile hinsichtlich der Lebensdauer gegenüber faserverstärkten Werkstoffen aufweisen kann. Der Einsatz unverstärkter Werkstoffe ist in diesem Fall auch aus ökologischer Sicht vorteilhaft.

Der Einfluss von Kühlbohrungen im Zahnkörper auf die Verzahnungstemperatur und die Spannungsverteilung ist Gegenstand der Untersuchungen von Koffi et al. [Kof16]. Die in den Zahnkörper eingebrachten Bohrungen wirken sich dabei positiv auf die Zahntemperaturen aus. Durch Simulationen kann eine Reduktion der im Betrieb zu erwartenden Temperaturen festgestellt werden. Hinsichtlich der Tragfähigkeit sind allerdings durch eine Schwächung des Zahns Nachteile zu erwarten. Im realen Betrieb wird aus diesem Grund dazu geraten, zwischen Reduktion der Zahntemperatur und einem Anstieg der vorherrschenden Beanspruchung im Einzelfall abzuwägen, sofern Kühlbohrungen vorgesehen werden sollen.

Neben Tragfähigkeitsuntersuchungen führt Klein [Kle67] experimentelle Untersuchungen zum thermischen Betriebsverhalten an geradverzahnten Stahl-Kunststoffpaarungen durch. Mittels Widerstandsthermometern, die an verschiedenen Positionen unterhalb der Zahnoberfläche appliziert werden, wird die Zahntemperatur bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen untersucht. Dabei werden bei steigender Drehzahl und ansteigendem Drehmoment zunehmend höhere Temperaturen beobachtet. Siedke [Sie77] führt ebenfalls Messungen zur Bestimmung

der im Betrieb auftretenden Zahntemperaturen bei Kunststoffzahnrädern durch. Neben Messungen mit Widerstandsthermometern führt er auch Infrarotmessungen zur Bestimmung der Zahnflankentemperaturen von Kunststoffzahnrädern durch. Er kann dabei ebenfalls eine Zunahme der auftretenden Zahntemperaturen bei höheren übertragenen Antriebsleistungen feststellen.

Ähnliche Untersuchungen werden auch von Faatz [Faa03] durchgeführt. Er bestätigt die Zunahme der Zahntemperatur bei erhöhter Antriebsleistung, beobachtet jedoch bei höheren Umfangsgeschwindigkeiten zum Teil eine Abnahme der Zahntemperatur aufgrund verbesserter Konvektion infolge höherer Anströmgeschwindigkeiten. Hooke et al. [Hoo93] bestimmen ebenfalls im Betrieb auftretende Zahnflankentemperaturen für Kunststoffzahnräder im Trockenlauf. Dabei wird näherungsweise eine Proportionalität zwischen Drehmoment und Temperaturanstieg festgestellt.

Für Kunststoffzahnräder liegen für den Anwendungsbereich trockenlaufender Verzahnungen zahlreiche experimentelle Untersuchungsergebnisse vor. Bogdanzaliev [Bog76] untersucht das Verschleißverhalten von glasfaserverstärkten Polyamidzahnrädern und stellt einen wesentlichen Einfluss der Temperatur auf das Verschleißverhalten fest. Remshardt [Rem65] führt experimentelle Verschleißuntersuchungen an POM- und Polyamid-Prüfrädern durch. Budich [Bud69] führt diese Arbeiten fort und untersucht die Verschleißtragfähigkeit ölgeschmierter Kunststoffverzahnungen und weist darauf hin, dass der Betrieb bei Ölschmierung zu einer maßgeblichen Verminderung des Zahnflankenverschleißes führt.

Feulner [Feu08] betrachtet das Verschleißverhalten verschiedener thermoplastischer Werkstoffe im Trockenlauf und leitet Verschleißkennwerte für unterschiedliche Betriebsbedingungen ab. Fürstenberger [Für13] befasst sich ebenfalls mit dem Verschleißverhalten thermoplastischer Zahnräder. Neben Untersuchungen im Trockenlauf werden zusätzlich ölgeschmierte Betriebsbedingungen untersucht. Für den Betrieb unter ölgeschmierten Versuchsbedingungen kann er eine deutliche Abnahme des abrasiven Flankenverschleißes feststellen.

2.5 Zusammenfassende Betrachtung und Bewertung

Die zunehmende Verbreitung und Anwendung thermoplastischer Kunststoffe im Bereich der Verzahnungstechnik erfordert zuverlässige Methoden zur Zahnradauslegung und Nachrechnung der Tragfähigkeit. Dabei ist die Kenntnis der im Betrieb herrschenden Zahntemperaturen aufgrund der komplexen, temperaturabhängigen Werkstoffeigenschaften von zentraler Bedeutung. Zur Bestimmung der Zahntemperatur existieren zahlreiche theoretische und experimentelle Untersuchungen.

Als weitgehend standardisiertes Werk zur Auslegung und Nachrechnung von Kunststoffzahnrädern enthält VDI 2736 [VDI14] neben Informationen und Kenndaten für verschiedene Kunststoffe auch Hinweise zur Fertigung sowie Berechnungsansätze zur Bestimmung der Zahntemperatur und Nachrechnung der Zahnradtragfähigkeit. Neben bislang unberücksichtigten Einflüssen aus elastischen Zahnverformungen auf die Überdeckungszunahme unter Last sind die in VDI 2736 [VDI14] dokumentierten Festigkeitswerte auf einige wenige, gängige Thermoplaste beschränkt. Festigkeitskennwerte für weitere relevante Werkstoffe wie beispielsweise PEEK sind aktuell noch nicht enthalten. Auch in der nationalen und internationalen Literatur sind keine Festigkeitskennwerte hinsichtlich der Zahnflankentragfähigkeit von PEEK bekannt.

Die im Betrieb auftretenden Zahnflankenschäden werden maßgebend durch die vorliegenden Schmierungsbedingungen bestimmt. Während bei Trockenlauf oder Mangelschmierung häufig abrasiver Flankenverschleiß auftritt, kann dieser bei ölgeschmierten Betriebsbedingungen deutlich reduziert werden. Im Betrieb unter ölgeschmierten Bedingungen treten dahingegen zunehmend Ermüdungsschäden, wie die Bildung von Grübchen, in den Vordergrund.

3 Zielsetzung und Lösungsweg

3.1 Zielsetzung

Ziel der vorliegenden Arbeit ist die systematische Untersuchung der Zahnflankentragfähigkeit ölgeschmierter PEEK-Stirnräder. Theoretische Untersuchungen zur Beanspruchung der Zahnflanken bilden zusammen mit experimentellen Untersuchungen zur Zahnflankentragfähigkeit die Grundlage zur Einordnung und Bewertung relevanter Zahnflankenschäden. Umfangreiche experimentelle Untersuchungen im Zahnradprüfstand schaffen grundlegendes Verständnis zu den Eigenschaften von typischen thermoplastischen Zahnradwerkstoffen für Hochleistungsanwendungen (z.B. PEEK).

Neben Untersuchungen zum Einfluss lastbedingter Zahnverformungen und der Bewertung von Profilmodifikationen und deren Effekt auf die Zahnflankentragfähigkeit stehen ebenfalls Untersuchungen zur Bestimmung der im Zahneingriff vorherrschenden Flankentemperaturen als wesentlicher Einflussparameter auf die mechanischen Werkstoffeigenschaften im Fokus der Untersuchungen. Die Entwicklung von Flankenschäden wird in experimentellen Untersuchungen am Zahnradprüfstand ausgewertet. Dabei werden Kriterien zur Beurteilung des Schädigungsgrades abgeleitet und Prüf- und Auswertemethoden entwickelt, um aus den durchgeführten Untersuchungen die maximal mögliche Aussagekraft hinsichtlich der Zahnflankentragfähigkeit ableiten zu können. Die Arbeit trägt auf diese Weise zu einem vertieften Verständnis von Zahnflankenschäden an thermoplastischen Zahnrädern bei. Durch die Durchführung von Tragfähigkeitsuntersuchungen stehen dem Konstrukteur die zur Auslegung von thermoplastischen Getrieben essentiellen Festigkeitskennwerte zur Verfügung.

3.2 Lösungsweg

Durch theoretische Untersuchungen des thermischen Betriebsverhaltens von Kunststoffverzahnungen wird die Grundlage für ein vertieftes Verständnis der Temperaturentwicklung während des Betriebs und der vorherrschenden Zahntemperaturen als maßgebende Einflussparameter auf die Zahnradtragfähigkeit geschaffen. Dabei werden unterschiedliche analytische und numerische Berechnungsmodelle angewendet und einander gegenübergestellt. Die experimentelle Bestimmung auftretender Zahntemperaturen im Zahnradprüfstand unterstützt die theoretischen Arbeiten und dient der Validierung derselben sowie zur Einstellung definierter Zahntemperaturen für die experimentelle Bestimmung von temperaturabhängigen Festigkeitswerten. Zur Vermeidung unerwünschter Zahnflankenschäden wie beispielweise Abscherungen im fußnahen Flankenbereich der Kunststoffzahnräder und zur Einstellung einer für Tragfähigkeitsuntersuchungen optimierten Lastverteilung werden theoretische und experimentelle Untersuchungen zum Einfluss von Profilkorrekturen auf die Beanspruchungssituation und die resultierende Zahnflankentragfähigkeit durchgeführt.

Die experimentelle Bestimmung von temperaturabhängigen Festigkeitskennwerten für thermoplastische Hochleistungswerkstoffe steht im Mittelpunkt der durchgeführten Arbeiten. Hierfür werden umfassende Lebensdaueruntersuchungen auf dem Zahnradverspannungsprüfstand auf unterschiedlichen, definierten Temperaturniveaus durchgeführt. Aus der Entwicklung der Zahnschäden werden Rückschlüsse auf das Schädigungsverhalten gezogen und Kriterien zur Bewertung von Flankenschäden für die Bewertung der Lebensdauer definiert. Neben geradverzahnten, im Spritzgießprozess hergestellten Prüfzahnrädern werden ebenfalls spanend hergestellte, gerad- und schrägverzahnte Stirnräder geprüft. Dies ermöglicht die Be-

wertung des Einflusses des Herstellungsverfahrens und der Prüfradgeometrie auf die Zahnflankentragfähigkeit und ermöglicht die Übertragung der gewonnenen Erkenntnisse auf alternative Zahngeometrien.

Weiter werden Methoden zur optimierten Auswertung von Tragfähigkeitsversuchen entwickelt und gängigen Auswerteverfahren nach Stand der Technik vergleichend gegenübergestellt. Dabei steht eine nennenswerte Verkürzung der zeitaufwändigen Lebensdaueruntersuchungen bei Kunststoffzahnrädern bei gleichzeitig maximalem Erkenntnisgewinn im Fokus der Betrachtungen.

Aus den theoretischen und experimentellen Untersuchungen werden Empfehlungen zur Auslegung von Kunststoff-Stahl-Stirnradpaarungen und zur Durchführung von Tragfähigkeitsuntersuchungen und deren Auswertung abgeleitet. Die erzielten Ergebnisse tragen somit zur Entwicklung standardisierter Prüfmethoden zur Bestimmung von Tragfähigkeitskennwerten für Kunststoffzahnräder bei. Die Untersuchungen zum thermischen Betriebsverhalten können zur zukünftigen Auslegung von Prüf- und Praxisverzahnungen sowie zur Bewertung der im Betrieb auftretenden Zahntemperaturen verwendet werden. Für die Auslegung und Nachrechnung von Kunststoffzahnrädern aus PEEK stehen dem Praktiker zukünftig Festigkeitswerte in Anlehnung an VDI 2736 [VDI14] zur Verfügung, sodass die Erkenntnisse der Arbeit direkt Eingang in die praktische Anwendung finden können.

4 Berechnungsstudie und Voruntersuchungen zur Zahnflankenbeanspruchung thermoplastischer Stirnräder

Die Last- und Pressungsverteilung im Zahnkontakt beeinflusst die Zahnflankenbeanspruchung und damit die resultierende Zahnflankentragfähigkeit maßgebend. Durch die vergleichsweise großen Verformungen von Kunststoffzahnrädern kommt in der Werkstoffpaarung Stahl-Kunststoff die Kopfkante des Stahlritzels in Kontakt mit dem fußnahen Flankenbereich des Kunststoffzahnrads, was zu unzulässig hohen Flankenpressungen und damit verbundenen vorzeitigen Flankenschäden führen kann. Eine durch Flankenmodifikationen optimierte Mikrogeometrie kann zu einer erheblichen Verringerung der Beanspruchung im vor- und nachzeitigen Eingriffsgebiet beitragen [Hey97, Ill15, Ill19, Zor19]. Die im Vergleich zu Stahlwerkstoffen stark unterschiedlichen Materialeigenschaften thermoplastischer Werkstoffe wirken sich aufgrund der geringeren Festigkeitswerte nicht nur auf die Lebensdauer, sondern durch die stark unterschiedlichen Werkstoffsteifigkeiten wesentlich auf die Pressungsverteilung an der Zahnflankenoberfläche aus. In theoretischen Untersuchungen werden exemplarische Verzahnungen unterschiedlicher Werkstoffpaarungen und Mikrogeometrie mittels RIKOR [Wei18] analysiert und die resultierende Pressungsverteilung bei unterschiedlichen Lasten ausgewertet. Zur Ergänzung und Validierung werden die analytisch berechneten Pressungswerten weiter einem numerischen Modell zur Flankenbeanspruchung gegenübergestellt.

Neben der auftretenden Pressung im Wälzkontakt haben die im Zahnkontakt vorherrschenden Temperaturverhältnisse einen entscheidenden Einfluss auf das Werkstoffverhalten und die Werkstofffestigkeit. Zur analytischen Berechnung der im Betrieb auftretenden Zahntemperaturen stehen die Berechnungsgleichungen nach VDI 2736 [VDI14] zur Verfügung. Für die Berechnung der lokalen Flankentemperaturen kann der Berechnungsansatz nach Housz [Hou67] verwendet werden. In Ergänzung zu den empirisch-analytischen Temperaturmodellen werden numerische Untersuchungen zur Temperaturverteilung auf der Zahnflanke und im Werkstoffinneren durchgeführt. Die Berechnung der Zahntemperatur ölgeschmierter Kunststoffzahnräder nach unterschiedlichen Verfahren zeigt den Einfluss von Drehmoment und Drehzahl auf die auftretenden Zahntemperaturen auf.

4.1 Pressungsverteilung bei unkorrigierter Mikrogeometrie

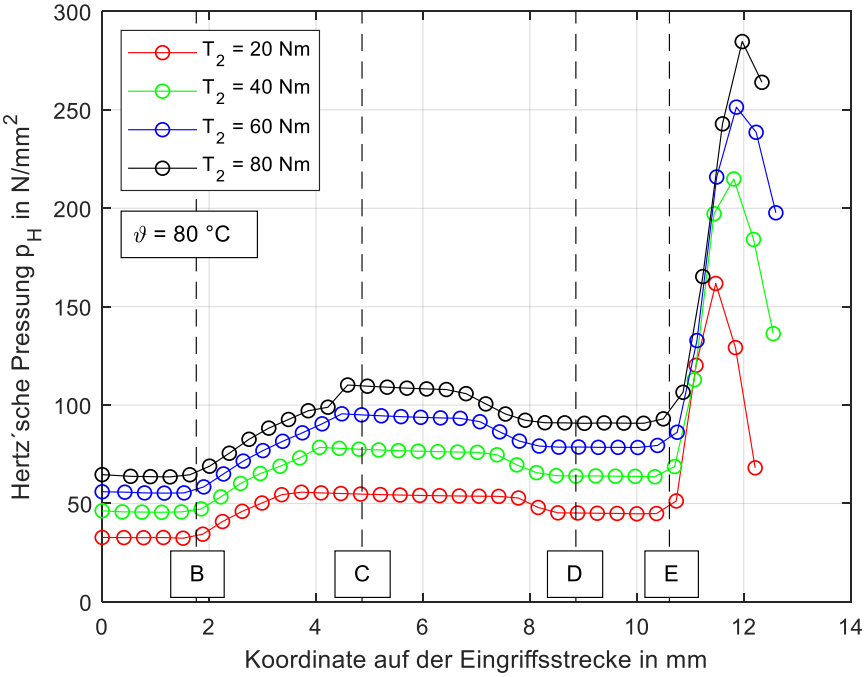


Bild 4-1: Einfluss der Last auf den Verlauf der Hertz´schen Pressung entlang der Eingriffsstrecke, KST-C unkorrigiert, E_2 = 3300 N/mm²

Stahlzahnräder weisen aufgrund der bei der spanenden Herstellung typischerweise eingesetzten Prozesse scharfe Kopfkanten auf. Kunststoffzahnräder werden zumeist im Spritzgießverfahren hergestellt und werden aus fertigungstechnischen Gründen mit Radien am Zahnkopf versehen. Aufgrund der geringeren Steifigkeit thermoplastischer Werkstoffe werden unter Last zum Teil große Verformungen der im Eingriff befindlichen Kunststoffzähne beobachtet. Die verformungsbedingte Verlängerung der Eingriffsstrecke führt dazu, dass die Zahnkopfkante eines treibenden Ritzels im nachzeitigen Zahneingriff mit dem fußnahen Zahnflankenbereich des getriebenen Kunststoffrades kämmt. Durch den sehr geringen Krümmungsradius der Kopfkante des Stahlritzels (ρ ≈ 0,1 mm [Rot21]) werden selbst bei der Übertragung geringer Zahnkräfte vergleichsweise hohe Flankenpressungen erreicht. **Bild 4-1** zeigt den Verlauf der Hertz´schen Pressung entlang der Eingriffsstrecke für eine exemplarische, unkorrigierte Stahl-Kunststoff Zahnradpaarung bei unterschiedlichen Drehmomenten. Die Hauptverzahnungsdaten der zugrundeliegenden Verzahnung sind in **Tabelle 5-2** dargestellt. Bereits bei geringen Drehmomenten liegt die berechnete Hertz´sche Pressung am Ende der durch Überdeckungszunahme verlängerten Eingriffsstrecke deutlich über der berechneten Flankenpressung im Bereich des Wälzpunkts. Bei weiterer Steigerung des Drehmoments wird die Eingriffsstrecke durch zunehmende Zahnverformungen zunehmend verlängert, während die Pressungswerte im erweiterten Eingriffsgebiet durch den sogenannten Austrittsstoß weiter deutlich ansteigen. Ohne entsprechende Profilkorrekturen am treibenden Stahlritzel zur Reduktion der auftretenden Spannungsspitzen kann der Betrieb einer unkorrigierten Zahnradpaarung zu einem frühzeitigen Schaden im fußnahen Flankenbereich des Kunststoffrads und letzten Endes zu einem unerwünschten Ausfall des Getriebes führen. Aufgrund der im Vergleich zu Kunststoff vielfach höheren Oberflächenhärte und Werkstofffestigkeit werden im zahnfußnahen Flankenbereich des treibenden Stahlritzels keine Schäden durch vorzeitigen Zahneingriff des fertigungsbedingt verrundeten Zahnkopfes des getriebenen Kunststoffzahnrades erwartet.

4.2 Einfluss von Profilkorrekturen auf die Pressungsverteilung

Der Einsatz eines unkorrigierten Stahlritzels kann aufgrund von Verformungen zu großen Beanspruchungen im erweiterten Eingriffsgebiet führen. **Bild 4-2** zeigt den Einfluss einer langen, kreisförmigen Kopfrücknahme des treibenden Stahlritzels auf die resultierende Zahnflankenpressung für eine exemplarische Stahl-Kunststoff Zahnradpaarung. Während die Hertz´sche Pressung im erweiterten Eingriffsgebiet für ein unkorrigiertes Stahlritzel ein Vielfaches über der Flankenpressung im Bereich des Wälzpunkts liegt, kann die Pressungsüberhöhung im nachzeitigen Eingriffsgebiet durch den Einsatz einer Kopfrücknahme am Stahlritzel deutlich reduziert werden. Die dafür notwendigen Rücknahmebeträge liegen dabei jedoch deutlich über den für konventionelle Stahlzahnräder üblichen Korrekturbeträgen, die sich meist im Bereich $C_{a\alpha} \leq 50$ µm bewegen. Für das in **Bild 4-2** dargestellte Berechnungsbeispiel kann die Flankenpressung im erweiterten Eingriffsgebiet durch einen Rücknahmebetrag von $C_{a\alpha} = 50$ µm auf das im Bereich des Wälzpunkts vorliegende Pressungsniveau reduziert werden. Eine weitere Reduzierung der Pressung auf ein deutlich geringeres Pressungsniveau wird jedoch erst durch den Einsatz wesentlich größerer Rücknahmebeträge im Bereich $C_{a\alpha} \geq 200$ µm erreicht.

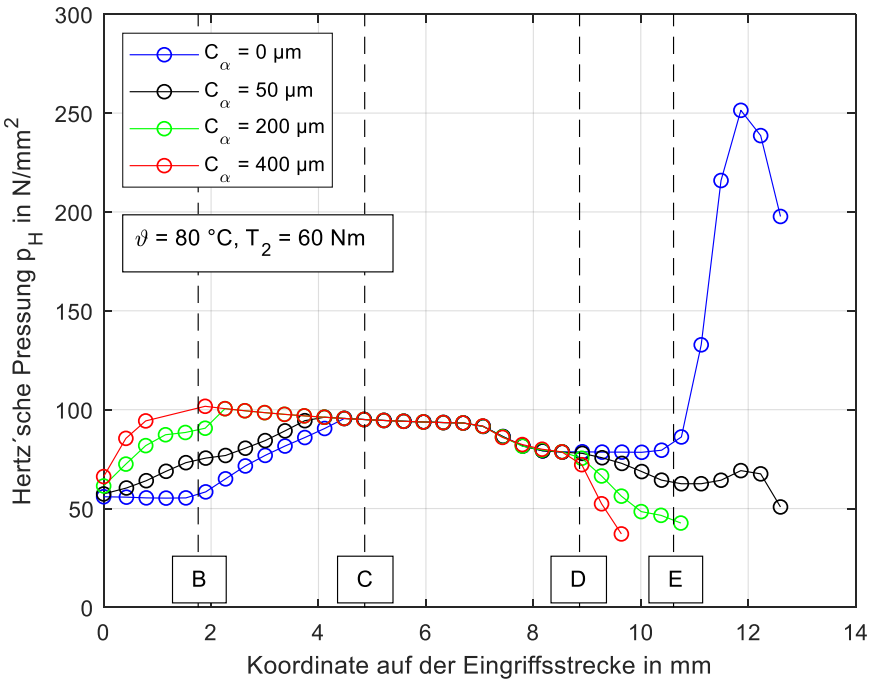


Bild 4-2: Einfluss des Betrags einer kreisförmigen Kopfrücknahme am Stahlritzel auf den Verlauf der Hertz´schen Pressung entlang der Eingriffsstrecke, KST-C, $E_2 = 3300$ N/mm²

4.3 Einfluss der Werkstoffsteifigkeit auf die Pressungsverteilung

Der Vergleich des Pressungsverlaufs von Zahnradpaarungen identischer Geometrie und unterschiedlicher Werkstoffsteifigkeit zeigt den deutlichen Unterschied der Zahnflankenbeanspruchung zwischen reinen Stahl-Zahnradpaarungen und Stahl-Kunststoff Zahnradpaarungen auf. In **Bild 4-3** sind die Pressungsverläufe bei unterschiedlichen Elastizitätsmoduln des Rades für eine exemplarische Zahnradpaarung dargestellt. Das Ritzel ist jeweils aus Stahl ausgeführt und mit einer kreisförmigen Kopfrücknahme ($C_{a\alpha}$ = 50 µm) zur Reduzierung von Eingriffsstörungen im erweiterten Eingriffsgebiet versehen. Spannungsspitzen im erweiterten Eingriffsgebiet werden damit abgebaut und der Ort der maximalen Hertz´schen Pressung liegt im Bereich der theoretischen Eingriffsstrecke. Bei identischem Drehmoment resultiert für die reine Stahl-Zahnradpaarung eine vielfach höhere Hertz´sche Pressung als für die Berechnungsbeispiele mit Radwerkstoffen geringeren Elastizitätsmoduls. Die maximale Hertz´sche Pressung entlang der Eingriffsstrecke für einen typischen thermoplastischen Werkstoff (E_2 = 3000 N/mm²) liegt aufgrund der deutlich geringeren Werkstoffsteifigkeit nur bei einem Sechstel der Pressung einer reinen Stahl-Zahnradpaarung. Der Einsatz faserverstärkter Werkstoffe führt durch eine Steigerung des Elastizitätsmoduls ebenfalls zu einer Steigerung der Hertz´schen Pressung im Zahnkontakt. **Bild 4-3** zeigt den beispielhaften Verlauf einer faserverstärkten Stahl-Kunststoff-Zahnradpaarung (E_2 = 25000 N/mm²). Durch die erhöhte Werkstoffsteifigkeit faserverstärkter Kunststoffe resultiert eine deutliche Zunahme der berechneten Hertz´schen Pressung im Zahnkontakt im Vergleich zu unverstärkten Kunststoffen. Beim Vergleich von Kunststoffzahnrädern stark unterschiedlicher Werkstoffsteifigkeit und bei deren Tragfähigkeitsberechnung ist dieser Umstand bei der Nachrechnung der Zahnflankentragfähigkeit zu berücksichtigen. So kann sich der Einsatz von Faserverstärkungen zwar positiv auf die Zahnfußtragfähigkeit auswirken, führt aber gleichzeitig zu einer deutlichen Steigerung der Hertz´schen Pressung im Zahnkontakt und einer Verringerung der Kontaktbreite, was sich negativ auf die Grübchentragfähigkeit und die Verschleißtragfähigkeit auswirken kann. Dies führt zu der Situation, dass ein Werkstoff hoher Steifigkeit zwar eine höhere ertragbare Flankenpressung aufweisen kann als ein Werkstoff niederen Elastizitätsmoduls, die resultierende Lebensdauer aufgrund der erhöhten Flankenpressung bei identischer Geometrie und äußerer Last jedoch geringer ist als bei einem elastischen Werkstoff.

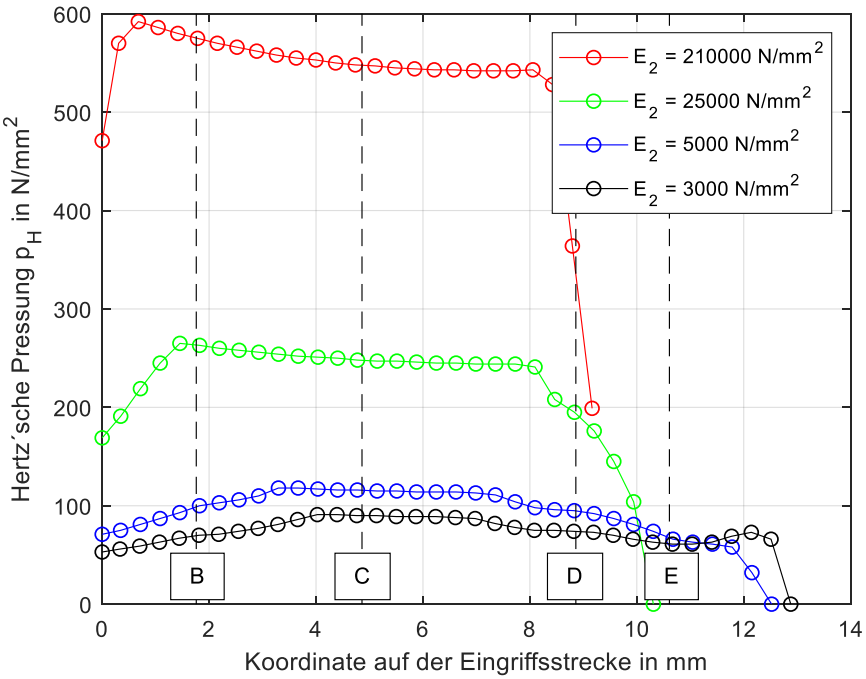


Bild 4-3: Einfluss des Elastizitätsmoduls des Rades auf den Verlauf der Hertz´schen Pressung entlang der Eingriffsstrecke, KST-C, T_2 = 60 Nm, kreisförmige Kopfrücknahme, $C_{a\alpha}$ = 50 µm

4.4 Experimentelle Validierung berechneter Pressungsverteilungen

Um eine vorzeitige Schädigung des Kunststoffzahnrads durch die Kopfkante des Stahlritzels im erweiterten Eingriffsgebiet auszuschließen, muss die Mikrogeometrie der Zahnradpaarung derart modifiziert werden, dass die aus der Zahnverformung resultierenden Pressungsspitzen im erweiterten Eingriffsgebiet weitestgehend abgebaut werden. Um die Pressungsspitzen im fußnahen Flankenbereich zu reduzieren, bietet sich eine Kopfrücknahme am treibenden Stahlritzel an. Korrekturbetrag und Länge der Kopfrücknahme sollten dabei so gewählt werden, dass die Zahnradpaarung auch bei niedrigen Betriebslasten durch die Sicherstellung einer ausreichenden Profilüberdeckung lauffähig bleibt und Stöße durch ungleichmäßigen Lauf vermieden werden. Gleichzeitig muss die Kopfrücknahme so ausgelegt sein, dass auch bei den höchsten Betriebslasten eine ausreichende Reduzierung der durch Eingriffsstörungen verursachten Pressungsspitzen im erweiterten Eingriffsgebiet erreicht wird. Wie bereits in **Bild 4-2** verdeutlicht, liegen die zur Vermeidung von Eingriffsstörungen notwendigen Korrekturbeträge dabei deutlich über den für Stahlverzahnungen identischer Baugröße üblichen Kopfrücknahmebeträgen.

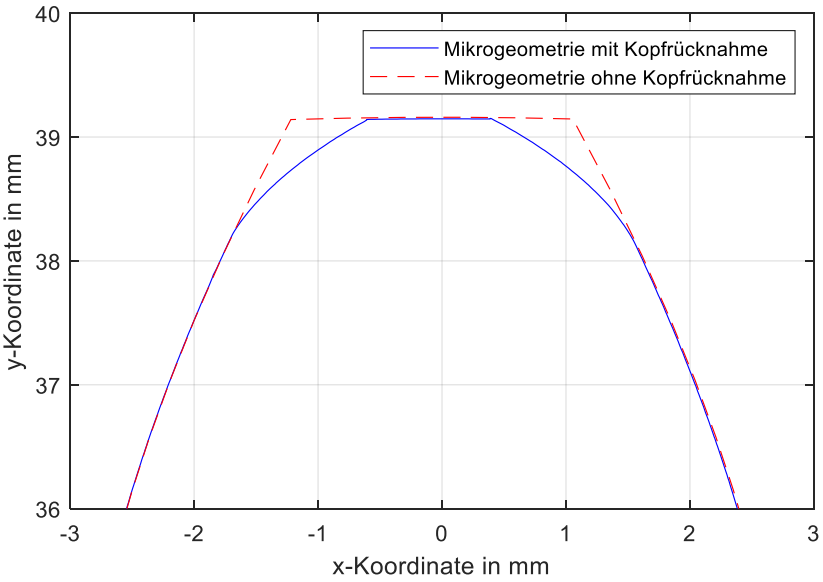


Bild 4-4: Vergleich zwischen korrigierter und unkorrigierter Mikrogeometrie eines Stahlritzels, KST-C nach [Ill19]

In **Bild 4-4** ist ein Vergleich zwischen der Zahnkopfgeometrie eines unkorrigierten und eines mit einer Kopfrücknahme versehenen Stahlritzels dargestellt. Die Modifikation der Mikrogeometrie durch eine Kopfrücknahme ist deutlich erkennbar. Durch einen Rücknahmebetrag von $C_{a\alpha} \approx 400$ µm können Eingriffsstörungen im erweiterten Eingriffsgebiet vermieden werden. Die Kopfkante des Stahlritzels ist dabei so weit zurückgenommen, dass sie auch bei den höchsten Prüflasten freigestellt ist und nicht in den Eingriff mit der fußnahen Flankenoberfläche des gepaarten Kunststoffzahnrads kommt.

Der Einfluss einer Kopfrücknahme auf die Eingriffsverhältnisse und das Tragbild wird exemplarisch in experimentellen Tragbilduntersuchungen dokumentiert. Die Tragbilduntersuchungen dienen zur Validierung der durch RIKOR [Wei18] berechneten Pressungsverteilung. **Bild 4-5** zeigt ein exemplarisches Tragbild der in den theoretischen Untersuchungen betrachteten Verzahnungsgeometrie. Während der Tragbildlack in den belasteten Flankenbereichen abgetragen wird, kommt die Kopfkante des Stahlritzels nicht in Kontakt und der Tragbildlack verbleibt auf der Flankenoberfläche. **Bild 4-6** zeigt die Visualisierung der korrespondierenden und durch RIKOR [Wei18] berechneten Pressungsverteilung für das korrigierte Stahlritzel. Analog zum experimentell bestimmten Tragbild zeigt der berechnete Pressungsverlauf eine komplette Freistellung der Zahnkopfkante auf. Die Kopfkante des Stahlritzels ist für alle berechneten Lasten und Eingriffsstellungen freigestellt. Pressungsüberhöhungen im erweiterten Eingriffsgebiet

und eine vorzeitige Schädigung des Kunststoffzahnrades im fußnahen Flankenbereich können ausgeschlossen werden.

Bild 4-5: Tragbild auf einem Stahlritzel KST-C, T_2 = 43 Nm, $\vartheta_{Öl}$ = 80 °C [Ill19]

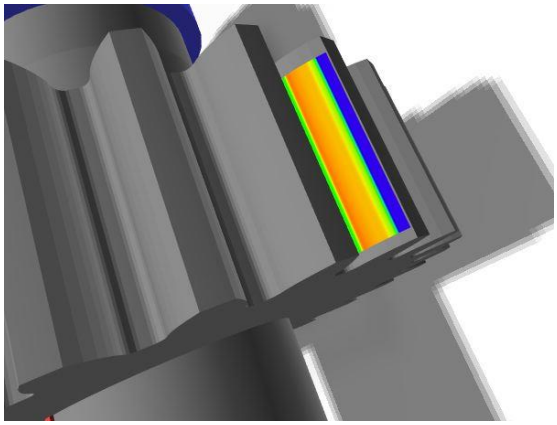


Bild 4-6: Qualitativer Verlauf der Hertz´schen Pressung auf einem korrigierten Stahlritzel KST-C, T_2 = 43 Nm, $\vartheta_{Öl}$ = 80 °C (blau ≙ 0 N/mm²) [Ill19]

Durch den Einsatz korrigierter Stahlzahnräder und die Vermeidung von Spannungsspitzen im erweiterten Eingriffsgebiet liegt der Ort der maximalen Hertz´schen Pressung im Bereich des Einzeleingriffsgebiets. Gängige Berechnungsansätze zur Auslegung und Nachrechnung von Zahnrädern (VDI 2736 [VDI14], DIN 3990 [DIN87b], ISO 6336 [ISO19a]) basieren auf der Annahme, dass die maximale Hertz´sche Pressung im Bereich des Einzeleingriffs auftritt und die Schädigung durch Grübchen bei Überschreiten der Wälzfestigkeit in diesem Bereich ihren Ausgang nimmt. Für die experimentelle Untersuchung der Grübchentragfähigkeit von thermoplastischen Zahnrädern in der Werkstoffpaarung Stahl-Kunststoff und der Generierung von Festigkeitskennwerten in Anlehnung an VDI 2736 [VDI14] sollte aus diesem Grund sichergestellt werden, dass durch den Einsatz geeigneter Verzahnungskorrekturen definierte Beanspruchungsverläufe vorliegen und die maximale Hertz´sche Pressung im Bereich des Einzeleingriffs auftritt.

4.5 Weiterführende theoretische Untersuchung der Zahnflankenbeanspruchung

Zur weiterführenden Analyse der Beanspruchungssituation und zur Einordung der mittels RIKOR [Wei18] durchgeführten Modellrechnungen zur Bewertung der Zahnflankenbeanspruchung werden zusätzliche theoretische Untersuchungen mittels FEM durchgeführt. Hierzu wird ein von Ebert [Ebe16] entwickeltes, automatisiertes Programm zur Vernetzung und Berechnung von Stirnrädern angewendet.

Für das Kunststoffrad werden die Materialparameter für unverstärktes PEEK bei einer Werkstofftemperatur von 80 °C angenommen. Sowohl Stahl- als auch Kunststoffwerkstoff werden mittels eines linear-elastischen Materialmodells vereinfacht dargestellt. Die Verzahnung wird im Einzeleingriffsgebiet im Bereich des Wälzpunkts belastet. In **Bild 4-7** ist Verzahnungsgeometrie KST-C in der Paarung Stahlritzel-Kunststoffrad abgebildet. Die Verteilung der ersten Hauptspannung wird bei einer exemplarischen Belastung von T_2 = 60 Nm dargestellt.

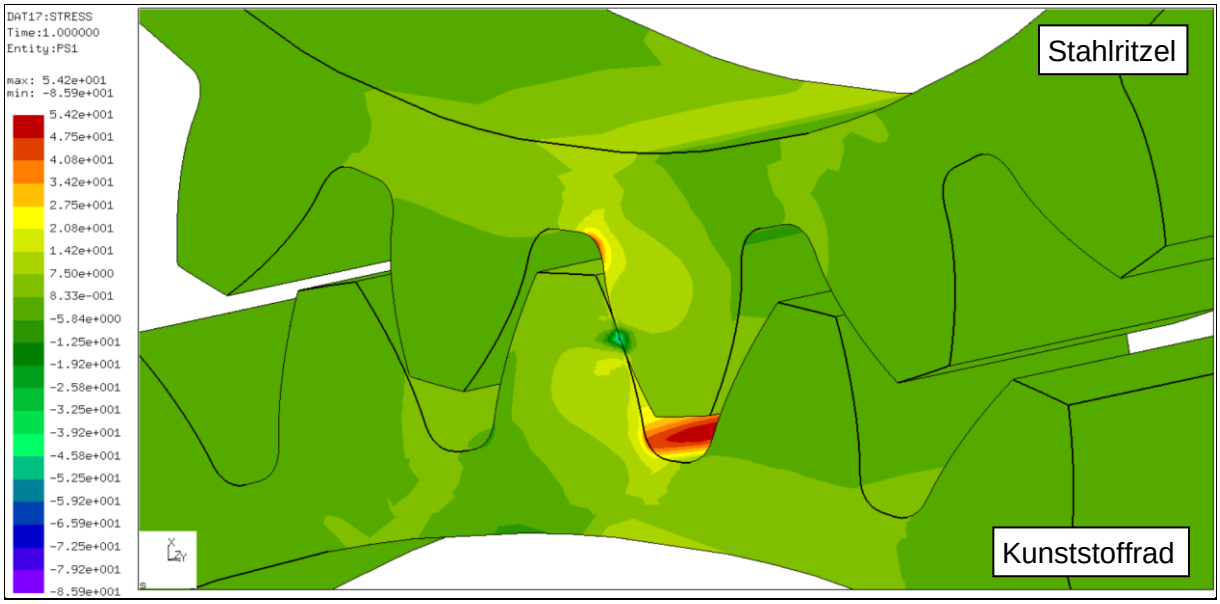


Bild 4-7: Maximale erste Hauptspannung einer exemplarischen Stahl-Kunststoff-Paarung, Verzahnungsgeometrie KST-C, T_2 = 60 Nm, ϑ = 80 °C

Erwartungsgemäß können die größten Zugspannungen im Bereich der Zahnfußrundung am Berührpunkt der 30°-Tangente mit der Zahnfußrundung festgestellt werden. Im Bereich der Zahnflanke treten am Berührpunkt der Zahnoberflächen hingegen Druckspannungen auf, die für die Bewertung der Zahnflankentragfähigkeit von Relevanz sind.

Bild 4-8 zeigt einen Vergleich der nach unterschiedlichen Berechnungsverfahren bestimmten Flankenpressung im Einzeleingriffsgebiet im Bereich des Wälzpunkts für Verzahnungsgeometrie KST-C in einer Stahl-Kunststoff-Paarung (ϑ = 80 °C) bei unterschiedlichen Drehmomenten. Neben der nach VDI 2736 [VDI14] berechneten Flankenpressung ist auch noch die nach RIKOR [Wei18] berechnete Flankenpressung sowie die mittels FEM bestimmte Flankenpressung im Bereich des Einzeleingriffs dargestellt.

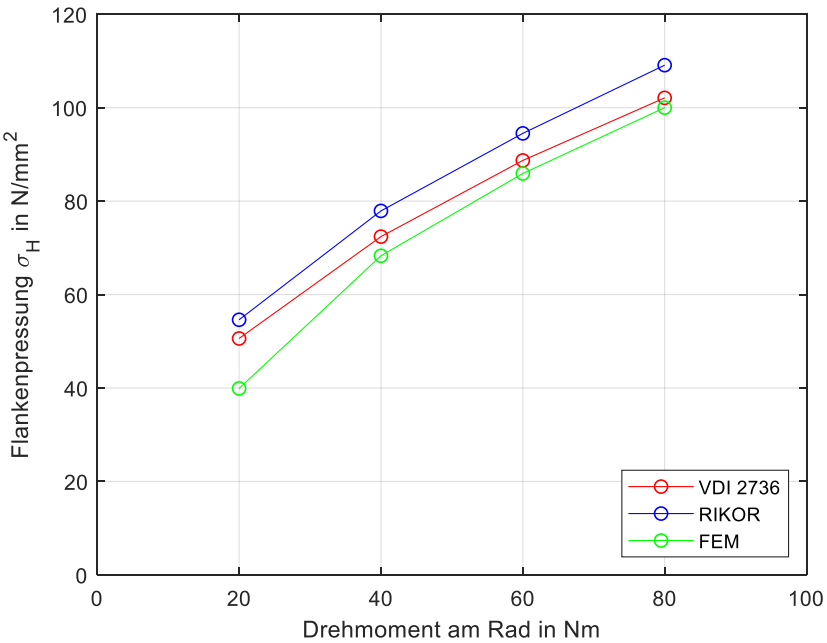


Bild 4-8: Vergleich unterschiedlicher Berechnungsmethoden zur Bestimmung der Flankenpressung, ϑ = 80 °C Verzahnungsgeometrie KST-C

Es zeigt sich, dass die nach den unterschiedlichen Verfahren bestimmten Maximalwerte der Flankenpressung tendenziell gut übereinstimmen. Die nach der FEM bestimmten Spannungswerte sind dabei geringfügig geringer als die nach RIKOR [Wei18] oder VDI 2736 [VDI14]

berechneten Spannungen, wobei die Berechnungsunterschiede für größere Drehmomente geringer werden. Insgesamt kann festgestellt werden, dass sowohl analytische als auch numerische Modelle zur Bestimmung der Zahnflankenbeanspruchung geeignet sind und ähnliche Berechnungsergebnisse liefern. Aufgrund der wesentlich reduzierten Berechnungszeit und der Möglichkeit, zahlreiche unterschiedliche Eingriffsstellungen in wenigen Sekunden berechnen zu können, ist das Programm RIKOR [Wei18] zur Nachrechnung zahlreicher unterschiedlicher Varianten und zur Anwendung bei der Getriebeauslegung in frühen Entwicklungsstadien besonders geeignet und wird auch im Rahmen dieser Arbeit zur Bewertung des Beanspruchungszustands der Zahnflanke herangezogen.

Neben der Auswertung der Flankenpressung an der Werkstoffoberfläche findet auch eine erweiterte Auswertung des Spannungszustands in der Werkstofftiefe statt. Zusätzlich zu den auftretenden Hauptspannungen, die an der Werkstoffoberfläche das Maximum aufweisen, ist für die Entstehung von Grübchen vor allem der Verlauf der maximalen Schubspannung unterhalb der Werkstoffoberfläche relevant. Zur Analyse des Wälzkontakts wird der Spannungstiefenverlauf eines exemplarischen Stahl-Kunststoff Wälzkontakts nach den **Gleichungen (3)** bis **(5)** bestimmt. In **Bild 4-9** sind die berechneten Spannungstiefenverläufe dargestellt. Die zugrundeliegenden Hertz´schen Gleichungen resultieren in zu Stahlverzahnungen analogen Spannungstiefenverläufen. Während die Hauptspannungen mit zunehmendem Abstand von der Zahnoberfläche geringer werden, tritt das Schubspannungsmaximum unterhalb der Zahnoberfläche auf. Die Lage der maximalen Schubspannung ist dabei vor allem für die Entstehung von Grübchenschäden und Ausbrüchen von Kunststoffpartikeln aus der Zahnradoberfläche von Relevanz.

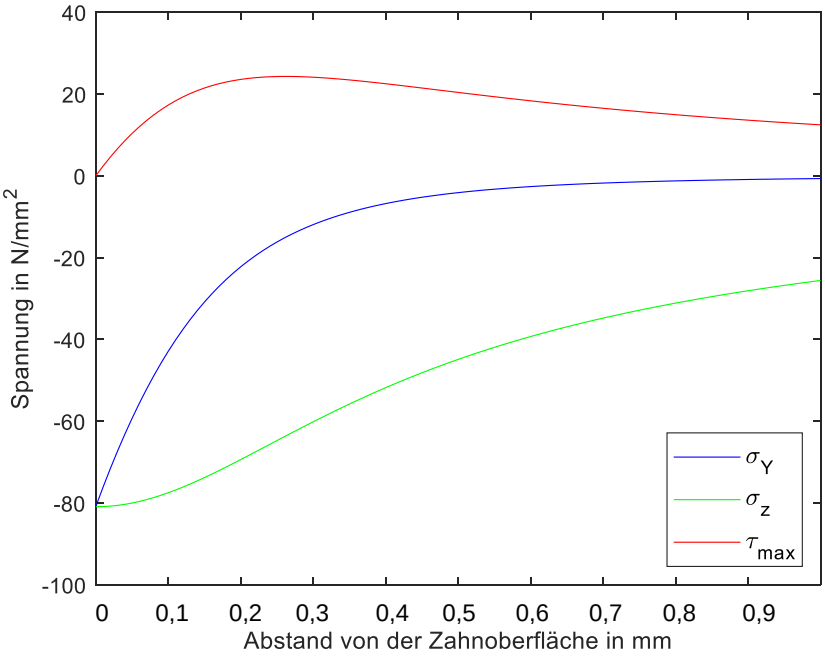


Bild 4-9: Exemplarische Spannungstiefenverläufe eines Stahl-Kunststoff Wälzkontaktes, Krümmungsradien nach Verzahnungsgeometrie KST-C, T_2 = 43 Nm, ϑ = 80 °C

4.6 Einfluss von Drehmoment und Drehzahl auf die Zahntemperatur

In **Bild 4-10** ist der Temperaturanstieg auf der Zahnflankenoberfläche einer ölgeschmierten Stahl-PEEK-Prüfradpaarung der Verzahnungsgeometrie KST-C nach VDI 2736 [VDI14] in Abhängigkeit der Raddrehzahl für unterschiedliche Drehmomente und Reibbeiwerte dargestellt. Für die nach VDI 2736 [VDI14] erforderliche wärmeabgebende Oberfläche wird die Prüfgehäuse-Oberfläche eines Standardverspannungsprüfstands [DIN06] zu $A_G = 0{,}24\ m^2$ angenommen. Nach VDI 2736 [VDI14] wird für den Reibkoeffizient einer ölgeschmierten Stahl-Kunststoffpaarung ein Wert von $\mu = 0{,}04$ eingesetzt. Experimentelle Untersuchungen an einem Zwei-Scheiben-Prüfstand in der Werkstoffpaarung Stahl-PEEK [Rei20] ergeben bei unterschiedlichen Belastungszuständen Reibbeiwerte von $\mu \approx 0{,}01$ beim Betrieb unter ölgeschmierten Bedingungen mit dem Schmierstoff FVA 3A [Lau07]. Der Reibkoeffizient der Radpaarung hat im Temperaturmodell nach VDI 2736 [VDI14] wesentlichen Einfluss auf die berechnete Zahnflankentemperatur. So führt die Anwendung des experimentell bestimmten Reibkoeffizienten von $\mu = 0{,}01$ zu einer deutlichen Verringerung der berechneten Zahnflankentemperaturen im Vergleich zur Anwendung des höheren Reibkoeffizienten aus der Literatur. Neben dem Reibkoeffizienten trägt die übertragene Leistung maßgeblich zur Erwärmung der Verzahnung bei.

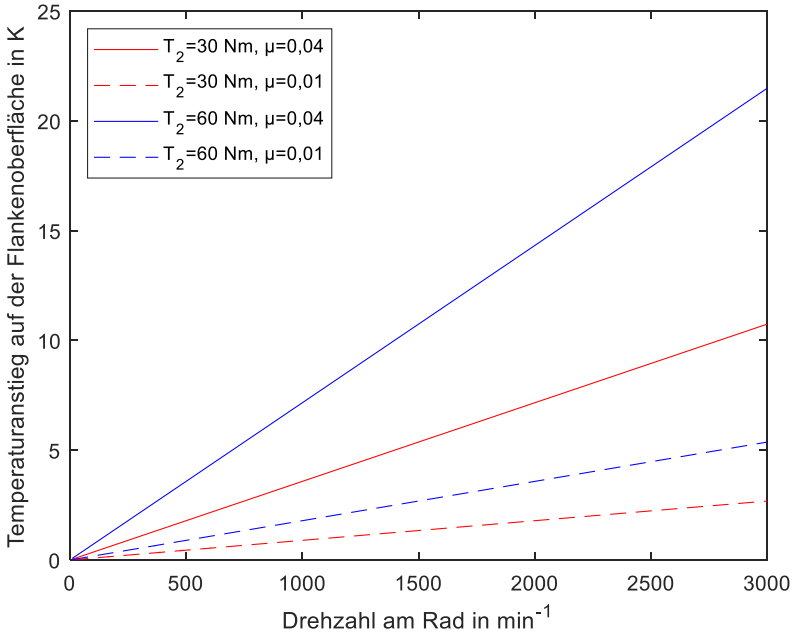


Bild 4-10: Temperaturhub nach VDI 2736 [VDI14] in Abhängigkeit der Raddrehzahl, KST-C-Verzahnung, Vestakeep 5000G

Während nach VDI 2736 [VDI14] eine integrale Flankentemperatur berechnet wird, entwickelt Housz [Hou67] ein auf thermoplastische Stirnräder angepasstes empirisch-analytisches Berechnungsmodell zur lokalen Bestimmung des Temperaturhubs auf der Zahnflankenoberfläche.

Viskoelastische Verluste werden dabei nicht berücksichtigt. Das Modell berechnet eine Temperaturerhöhung in Abhängigkeit von der in das Kunststoffzahnrad eingebrachten Reibleistung. In **Bild 4-11** sind die berechneten Temperaturverläufe entlang der Eingriffsstrecke für unterschiedliche Drehmomente an einer Stahl-PEEK-Prüfradpaarung der Verzahnungsgeometrie KST-C abgebildet. Zur Berechnung der Temperaturzunahme wird ein experimentell bestimmter Reibbeiwert von $\mu = 0{,}01$ verwendet [Rei20]. Da ein Wärmeeintrag in der betrachteten Modellvorstellung ausschließlich über die gleitgeschwindigkeitsabhängige Reibenergie in das Kunststoffzahnrad eingebracht wird, wird am Wälzpunkt, wo theoretisch reines Rollen vorliegt, keine Temperaturerhöhung berechnet. Nach [Hou67] werden die höchsten Temperaturen in Bereichen hoher Zahnflankenpressung und bei hohen Gleitgeschwindigkeiten berechnet. So steigen die berechneten Temperaturen mit steigendem Abstand vom Wälzpunkt im Einzeleingriffsgebiet an. Beim Übergang in das Doppeleingriffsgebiet verringern sich die berechneten Zahntemperaturen zunächst aufgrund verringerter Flankenpressung. Am Eingriffsbeginn und am Eingriffsende liegen die größten Gleitgeschwindigkeiten vor, weshalb für die betrachtete Verzahnungsgeometrie dort ähnlich hohe Temperaturwerte wie im Einzeleingriffsgebiet berechnet werden. Alle dargestellten Temperaturverläufe sind für eine Drehzahl von $n_2 = 3000\ \text{min}^{-1}$ am Kunststoffrad berechnet. Eine Erhöhung des übertragenen Drehmoments führt dabei erwartungsgemäß zu einem Anstieg der berechneten Zahntemperaturen, da durch die erhöhte Flankenpressung im Zahnkontakt auch eine höhere Reibleistung vorliegt. Für den hier betrachteten, ölgeschmierten Anwendungsfall liegen die berechneten Temperaturanstiege auf der Zahnflankenoberfläche für alle betrachteten Drehmomente unterhalb 10 K.

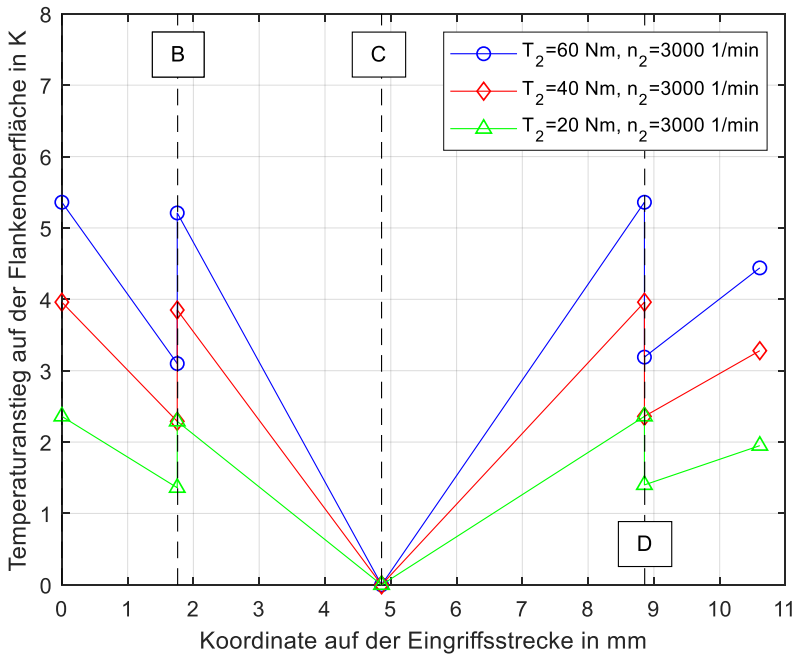


Bild 4-11: Temperaturhub nach Housz [Hou67] entlang der Eingriffsstrecke für unterschiedliche Drehmomente, KST-C-Verzahnung, Vestakeep 5000G

In Ergänzung zu den analytischen Berechnungsverfahren zur Bestimmung der Zahnflankentemperatur wird zusätzlich ein numerisches FE-Modell zur Analyse der Zahntemperatur herangezogen. Neben der Möglichkeit zur Berechnung der lokalen Zahntemperaturen auf der Zahnoberfläche können so auch Erkenntnisse zur Temperaturverteilung im Zahninneren gewonnen werden.

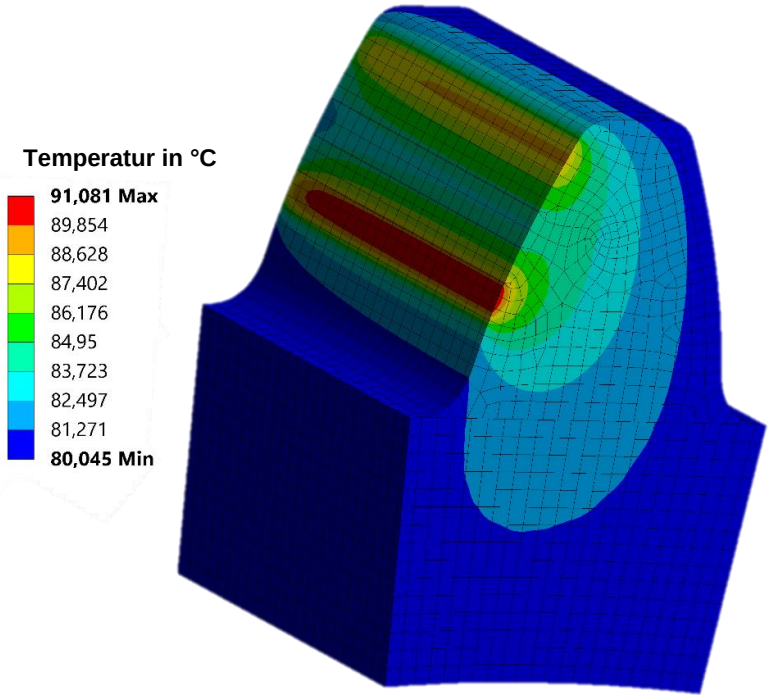


Bild 4-12: Temperaturverteilung einer KST-C-Verzahnung, Vestakeep 5000G, Thermosimulation, Stirnschnitt in Zahnbreitenmitte, T_2 = 60 Nm, n_2 = 3000 min^{-1}, $\vartheta_{Öl}$ = 80°C [Ste19]

Zur Einsparung von Berechnungszeit und Rechenkapazität werden die Symmetrieeigenschaften eines Zahnrads ausgenutzt und nur ein einzelner Zahn betrachtet. Die während des Betriebs übertragene Reibwärme wird dabei durch eine Wärmequelle auf der im Eingriff befindlichen Zahnoberfläche abgebildet. Die Reibleistung wird entsprechend der Pressungsverteilung und der Gleitgeschwindigkeit im Zahnkontakt bestimmt. Als Reibeiwert wird wiederrum μ = 0,01 verwendet. Im ölgeschmierten Stahl-Kunststoff-Kontakt wird ein Großteil der Reibenergie über den Schmierstoff und den metallischen Reibpartner abgeführt. Theoretische Untersuchungen an geschmierten Stahl-Kunststoff-Paarungen [Mai17] ergeben, dass ca. 8% der übertragenen Reibwärme in das Kunststoffrad eingebracht werden. Die Randbedingungen zur Wärmequelle aus Reibung wurden entsprechend dieser Erkenntnisse festgelegt. Der konvektive Wärmeübergangskoeffizient wurde anhand vorliegender experimenteller Temperaturuntersuchungen [Has18] gewählt und kalibriert.

Bild 4-12 zeigt die Temperaturverteilung auf der Zahnoberfläche und im Zahninneren einer KST-C-Verzahnung aus PEEK bei einer äußeren Belastung von T_2 = 60 Nm, einer Raddrehzahl von n_2 = 3000 min^{-1} und einer Öltemperatur von $\vartheta_{Öl}$ = 80 °C. Zur Darstellung der Temperaturverteilung im Zahninneren ist der Zahn im Stirnschnitt in Zahnbreitenmitte abgebildet. Die Auswertung der Berechnungsergebnisse zeigt, dass die höchsten Temperaturen auf der Zahnflankenoberfläche zu Beginn und am Ende der Eingriffsstrecke in Bereichen hoher Gleitgeschwindigkeiten vorliegen. Die Temperatur am Zahnkopf ist dabei aufgrund eines günstigeren Wärmeübergangs an die Umgebung etwas geringer als im zahnfußnahen Flankenbereich. Bei den hier untersuchten Betriebsbedingungen wird ein maximaler Temperaturanstieg gegenüber der Umgebung von etwa 11 K berechnet. In Richtung Zahninneres ist eine zügige Abnahme der berechneten Zahntemperatur bei zunehmendem Abstand von der Zahnoberfläche festzustellen. Ursächlich hierfür ist die werkstoffbedingt geringe Wärmeleitfähigkeit thermoplastischer Kunststoffe. In Zahnmitte wird somit nur noch ein Temperaturanstieg um ca. 4 K festgestellt. Auf der unbelasteten Rückflanke kann keine Temperaturzunahme festgestellt werden.

Die durchgeführten theoretischen Untersuchungen zur Temperaturentwicklung mittels unterschiedlicher Methoden zeigen die maßgeblichen Einflussgrößen auf die Temperaturentwicklung auf. Nach VDI 2736 [VDI14] hat die Antriebsleistung zusammen mit den vorherrschenden tribologischen Bedingungen wie Schmierungszustand und Reibkoeffizient maßgeblichen Einfluss auf die berechnete integrale Zahnflankentemperatur. Bei der Berechnung der lokalen Temperaturverteilung entlang der Eingriffsstrecke nach Housz [Hou67] führen vor allem hohe Gleitgeschwindigkeiten und die vorherrschenden Pressungsverhältnisse zu einer höheren Berechneten Zahnflankentemperatur. Neben dem Einsatz analytischer Modelle liefert die Anwendung numerischer Modelle Erkenntnisse zur lokalen Temperaturverteilung auf der Zahnoberfläche und lässt auch Rückschlüsse auf die Temperaturverteilung im Zahninneren zu. Ein detaillierter Vergleich der analytischen und numerischen Ergebnisse zur Temperaturentwicklung sowie eine Einordnung gegenüber experimentellen Ergebnisse erfolgt in **Kapitel 7.1**.

4.7 Schlussfolgerungen zur Auslegung von Stahl-Kunststoff-Stirnradpaarungen

In der industriellen Anwendung ist der Einsatz von Stirnrädern in der Materialkombination Stahlritzel / Kunststoffrad gängige Praxis. Dabei werden die Verzahnungen nicht zuletzt aus Kostengründen bei Fertigung und Entwicklung häufig ohne Korrekturen zur Beeinflussung der Pressungsverteilung eingesetzt. In hochbelasteten Anwendungen kommt es unter Verformung zu Eingriffsstörungen und Pressungsüberhöhungen im erweiterten Eingriffsgebiet, was zu unzulässigen Beanspruchungszuständen und vorzeitigen Schäden am Kunststoffzahnrad führen kann.

Vorzeitige Flankenschäden aufgrund von Eingriffsstörungen sind auch bei der experimentellen Untersuchung der Flankentragfähigkeit zur Generierung von Festigkeitskennwerten nicht erwünscht. Die aus dem Bereich der Stahlzahnräder (DIN 3990 [DIN87b] / ISO 6336 [ISO19a]) abgeleitete Auslegungsrichtlinie für Kunststoffzahnräder VDI 2736 [VDI14] geht von einer maximalen Flankenpressung im Einzeleingriffsgebiet aus. Um vorzeitige, aus Eingriffsstörungen resultierende Flankenschäden zu vermeiden und bei der Prüfung von Kunststoffzahnrädern Grübchenschäden in definierten Bereichen im Einzeleingriffsgebiet zu erreichen, werden Profilmodifikationen vorgenommen und eine Auslegungsstrategie zur Fertigung von Prüfverzahnungen abgeleitet und bei den hier durchgeführten experimentellen Untersuchungen umgesetzt:

- Hauptdimensionierung der Verzahnungsgeometrie nach VDI 2736 [VDI14] bzw. Nachrechnung der Zahnfußtragfähigkeit ggf. unter Berücksichtigung von Verformungen nach Hasl [Has19]
- Nachrechnung der Zahnflankentragfähigkeit nach VDI 2736 [VDI14]
- Berechnung der Hertz´schen Pressung im erweiterten Eingriffsgebiet unter Berücksichtigung der Mikrogeometrie mittels RIKOR [Wei18]
- Vergleich der maximalen Pressung im Einzeleingriffsgebiet mit der maximalen Pressung im erweiterten Eingriffsgebiet
- Ggf. Modifikation der Mikrogeometrie des Stahlritzels durch geeignete Profilkorrekturen zur Reduktion der Flankenpressungen im erweiterten Eingriffsgebiet auf ca. 50 % der Pressung im Einzeleingriffsgebiet

5 Prüfzahnräder, Versuchseinrichtungen und Versuchsdurchführung

5.1 Ziel der experimentellen Untersuchungen

Für ein vertieftes Verständnis hinsichtlich des Betriebs- und Schädigungsverhaltens ölgeschmierter Kunststoffzahnräder sind zusätzlich zu den theoretischen Betrachtungen vor allem experimentelle Untersuchungen notwendig. Neben der Charakterisierung des thermischen Betriebsverhaltens liegt der Fokus der Tragfähigkeitsuntersuchungen vor allem auf der Dokumentation der im Betrieb auftretenden Flankenschäden und deren fortschreitender Entwicklung. Besonderes Augenmerk der experimentellen Untersuchungen liegt in der Bewertung der Tragfähigkeit thermoplastischer Zahnradwerkstoffe bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen und unterschiedlichen Geometrievariationen.

5.2 Herstellung und Dokumentation der Prüfverzahnungen

Die Charakterisierung des Betriebs- und Schädigungsverhaltens in experimentellen Untersuchungen stellt einen wesentlichen Kern der vorliegenden Arbeit dar. Die verwendeten Prüfverzahnungen orientieren sich an den vorangegangenen Arbeiten von Fürstenberger [Für13] und Hasl [Has19], sodass ein Anschluss an den bisherigen Wissensstand sichergestellt werden kann. Alle Prüfverzahnungen sind für den Betrieb auf dem FZG-Stirnradverspannungsprüfstand nach DIN ISO 14635 [DIN06] geeignet und werden entweder spanend oder im Spritzgießverfahren hergestellt. Die verwendeten Prüfräder sind hinsichtlich ihrer Baugröße größer als eine Vielzahl der thermoplastischen Zahnräder in der industriellen Praxis. Dies erleichtert zum einen den Umgang bei Montage und Handhabung am Prüfstand, zum anderen kann erforderliche Messtechnik wie beispielsweise Thermosensoren leichter in den Zahn eingebracht werden. Weiter werden die optische Dokumentation des Flankenzustands sowie die Auswertung von Zahnradschäden bei größerer Baugröße erleichtert.

Die Entwicklung der spritzgegossenen Prüfräder erfolgte im Rahmen der in [Has19] vorangegangenen Arbeiten in enger Zusammenarbeit mit der Firma Werner Bauser GmbH nach aktuellem Stand der Technik. Zur Sicherstellung einer zuverlässigen Drehmomentübertragung vom Prüfrad auf die zugehörige Welle und zur Reduzierung der Schwindung während des Abkühlvorgangs wird die Kunststoffverzahnung um einen Stahleinleger gespritzt. Die Montage des Prüfrades auf die Prüfstandswelle erfolgt mittels eines Spannkonus. **Bild 5-1** zeigt den schematischen Aufbau eines spritzgegossenen Kunststoffprüfrads inklusive Stahleinleger in einer Schnittansicht. Die Kunststoffbandage folgt mit einer Dicke von $s_R \approx 3 \cdot m_n$ den Empfehlungen nach ISO 6336 [ISO19a]. Geringere Bandagendicken reduzieren zwar die Neigung zur Ausbildung von Lunkern und Materialdefekten während des Abkühlvorgangs,

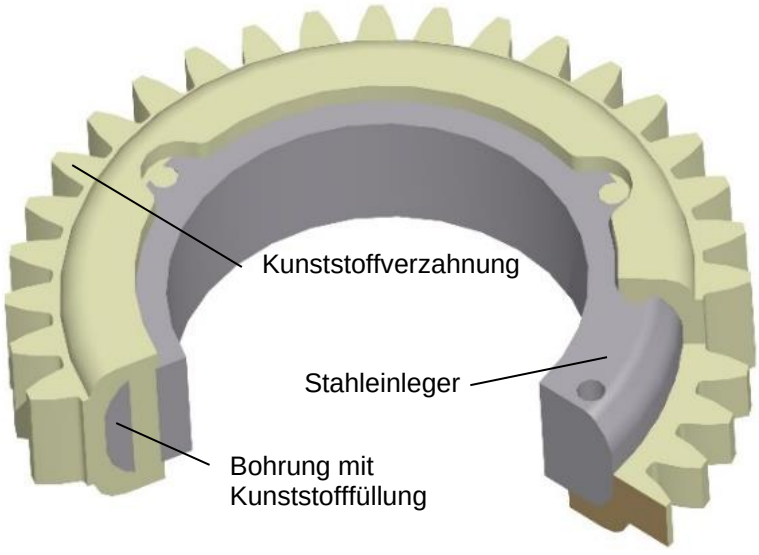


Bild 5-1: Schematischer Aufbau eines spritzgegossenen Kunststoffprüfrades inklusive Stahleinleger nach [Hub15]

können aber zu einem Versagen der Kunststoffbandage führen [Has19]. Der Spritzgussvorgang erfolgt über einen Schirmanguss in eine zweiteilige Kavität. Durch gleichmäßig über den Umfang verteilte und mit Kunststoff gefüllte Bohrungen im Stahleinleger wird eine formschlüssige Verbindung zwischen Kunststoffbandage und Stahleinleger erreicht, die die Festigkeit des Verbunds weiter steigert.

Die gefrästen Prüfradvarianten werden aus Vestakeep 4000G Halbzeugplatten spanend gefertigt. Zur Sicherstellung einer ausreichend tragfähigen Welle-Nabe-Verbindung sind die Kunststoffprüfräder auf eine zweiteilige Stahlnabe montiert. Die Kraftübertragung vom Prüfkörper auf die Prüfstandswelle erfolgt mittels einer Passfederverbindung. Zur Minimierung von Rundlauffehlern werden die spanend hergestellten Prüfradvarianten im auf die Stahlnabe vormontierten Zustand wälzgefräst. Eine Demontage ist nicht vorgesehen. Die Fertigung der spanend hergestellten Prüfräder erfolgt in Zusammenarbeit mit der SPN Schwaben Präzision GmbH. **Bild 5-2** zeigt exemplarisch ein auf eine Stahlnabe montiertes Prüfrad der Versuchsgeometrie KST-CS. Die für die experimentellen Untersuchungen im Zahnradprüfstand notwendigen Prüfritzel werden konventionell durch Wälzfräsen gefertigt. Als Zahnradwerkstoff wird der für Zahnräder kleiner und mittlerer Baugröße typischerweise verwendete Einsatzstahl 16MnCr5 herangezogen. Die vorverzahnten Prüfritzel werden nach Stand der Technik einsatzgehärtet und im Anschluss an die Wärmebehandlung im Profilschleifverfahren hart-fein-bearbeitet.

Bild 5-2: Gefräste Prüfradvariante KST-CS auf Stahlnabe montiert

5.2.1 Zahnradwerkstoffe

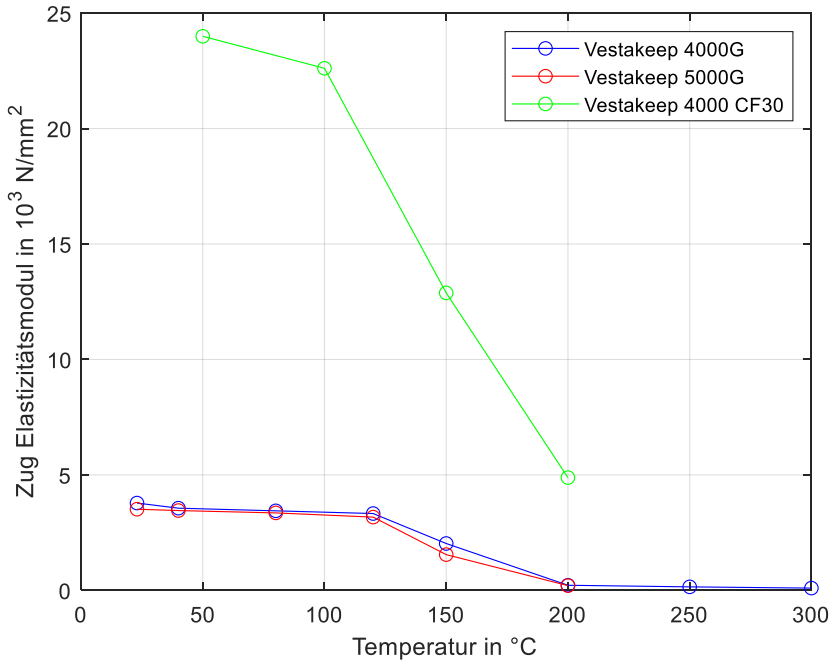


Bild 5-3: Verlauf des Zug Elastizitätsmoduls nach ISO 527 [ISO12] über der Temperatur für Vestakeep 4000G und 5000G sowie für Vestakeep 4000 CF30 (Messung durch Evonik)

Polyetheretherketone (PEEK) sind thermoplastische Hochleistungskunststoffe, die vor allem für den Einsatz in hochbeanspruchten Getriebebauteilen geeignet sind. Für die Fertigung der Prüfzahnräder kommen die beiden unverstärkten, hochviskosen PEEK-Grundmaterialien Evonik Vestakeep 4000G [Evo11b] und Evonik Vestakeep 5000G [Evo11c] zum Einsatz. PEEK behält seine mechanischen Eigenschaften aufgrund der vergleichsweise hohen Glasübergangstemperatur von $T_G \approx 150$ °C über einen weiten Temperaturbereich, sodass auch Anwendungen bei erhöhten Umgebungs- und Zahntemperaturen realisierbar sind. Die Schmelztemperatur liegt mit $T_M > 300$ °C deutlich über typischen thermoplastischen Zahnradwerkstoffen wie beispielsweise POM und PA66. Zusätzlich zu den unverstärkten Werkstoffvarianten wird ein mit 30% Kohlenstoffkurzfasern verstärkter PEEK-Werkstoff (Vestakeep 4000 CF30 [Evo11a]) untersucht. **Bild 5-3** zeigt die Verläufe des Zug Elastizitätsmoduls der beiden Versuchswerkstoffe Vestakeep 4000G und Vestakeep 5000G sowie des kohlenstofffaserverstärkten Werkstoffs Vestakeep 4000 CF30 über der Temperatur. Die beiden unverstärkten Werkstoffe weisen einen ähnlichen Verlauf auf. Der Elastizitätsmodul fällt im für Zahnradanwendungen typischen Temperaturbereich von 40 °C bis 120 °C nur geringfügig ab. Bei Erreichen der Glasübergangstemperatur im Temperaturbereich um ca. 150 °C kann ein starker Abfall des Elastizitätsmoduls festgestellt werden. Bei Temperaturen von 200 °C oder höher weist der Werkstoff Vestakeep 4000G nur noch eine geringe Steifigkeit auf. Für den Werkstoff Vestakeep 5000G sind für diesen Temperaturbereich keine Werte mehr dokumentiert. Durch die Faserverstärkung erreicht die Werkstoffvariante Vestakeep 4000 CF30 einen deutlich höheren Elastizitätsmodul als die beiden unverstärkten PEEK-Varianten. Bei Erreichen der Glasübergangstemperatur nimmt jedoch auch für Vestakeep 4000 CF30 die Steifigkeit deutlich ab, wobei selbst bei einer Temperatur von 200 °C noch eine wesentlich höhere Steifigkeit als bei den unverstärkten Werkstoffen festgestellt werden kann.

Bild 5-4 zeigt den Verlauf der Streckgrenze nach ISO 527 [ISO12] in Abhängigkeit der Temperatur. Analog zur mechanischen Steifigkeit nimmt auch die Festigkeit bei zunehmenden Temperaturen ab. Für beide untersuchten Werkstofftypen nimmt die Streckgrenze bei steigender Prüftemperatur näherungsweise linear ab. Beim Erreichen der Glasübergangstemperatur fällt die Streckgrenze deutlich ab. Für höhere Temperaturen liegen keine Messwerte mehr vor. Für den Werkstoff Vestakeep 4000 CF30 liegen keine Verläufe der Streckgrenze vor. Aufgrund der Faserverstärkung ist jedoch mit einer deutlichen Zunahme der Streckgrenze gegenüber den unverstärkten Werkstoffvarianten zu rechnen. Ein Verlauf der Bruchspannung über der Temperatur für den Werkstoff Vestakeep 4000 CF30 ist im Anhang dokumentiert.

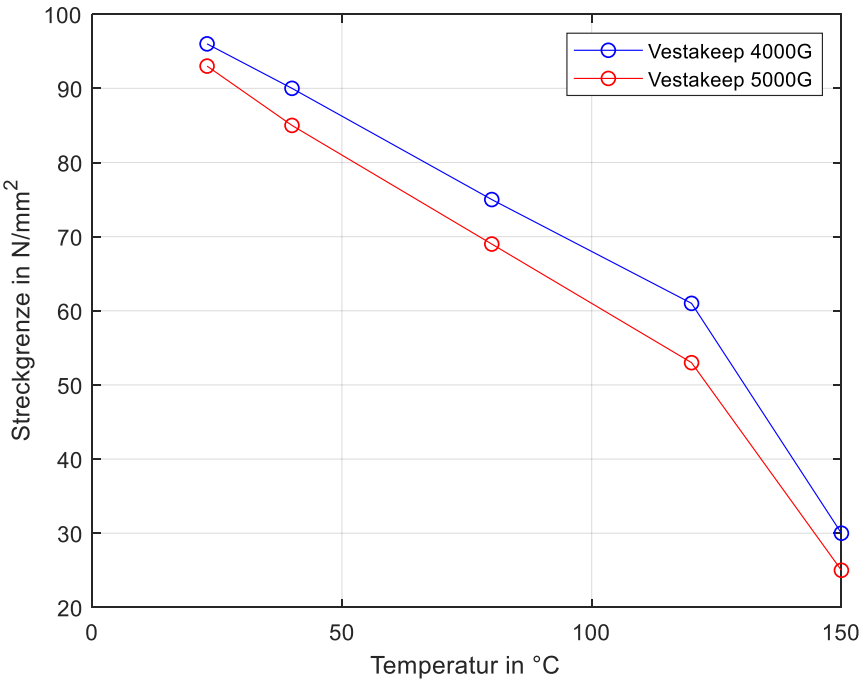


Bild 5-4: Verlauf der Streckgrenze nach ISO 527 [ISO12] über der Temperatur für Vestakeep 4000G und 5000G (Messung durch Evonik)

Tabelle 5-1 enthält weitere thermische und mechanische Eigenschaften der beiden Prüfwerkstoffe Vestakeep 4000G und Vestakeep 5000G sowie die Werkstoffeigenschaften des mit 30% Kohlenstofffasern verstärkten Werkstoffs Vestakeep 4000 CF30. Bis auf die Kerbschlagzähigkeit weisen die beiden untersuchten Werkstoffe Vestakeep 4000G und 5000G dabei vergleichbare Werkstoffeigenschaften auf. Die Werkstoffvariante Vestakeep 4000 CF30 weist dagegen deutlich unterschiedliche Eigenschaften auf. Während die Dichte geringfügig über den weiteren Varianten liegt, weist Vestakeep 4000 CF30 eine deutlich höhere Kerbschlagzähigkeit auf. Durch die Zugabe von Kohlenstofffasern wird zudem der thermische Längenausdehnungskoeffizient deutlich reduziert.

Eigenschaften	**Einheit**	**Vestakeep 4000G**	**Vestakeep 5000G**	**Vestakeep 4000 CF30**	**Prüfnorm**
Dichte (23 °C)	g/cm^3	1,30	1,30	1,40	ISO 1183 [ISO19b]
Charpy-Kerbschlagzähigkeit (23 °C)	kJ/m^2	7	9	60	ISO 179 [ISO10]
Querkontraktionszahl (23 °C)	-	k.A.	0,41	0,44	ISO 527 [ISO12]
Thermischer Längenausdehnungskoeffizient	$10^{-6} \cdot K^{-1}$	60	60	10	ISO 11359 [ISO14]
Schmelzbereich	°C	ca. 340	ca. 340	ca. 340	ISO 11357 [ISO16]

Tabelle 5-1: Werkstoffeigenschaften Vestakeep 4000G [Evo11b],Vestakeep 5000G [Evo11c] und Vestakeep 4000 CF30 [Evo11a]

5.2.2 Verzahnungsgeometrie

Die Geometrie der Hauptverzahnungsvariante KST-C wurde im Rahmen vorangegangener Arbeiten [Has19] in Anlehnung an die für Tragfähigkeitsuntersuchungen im Stahlbereich etablierte FZG-C-Verzahnung [Sch10] entwickelt. Die Verzahnungsvariante KST-C (m_n = 3 mm) weist dabei ein Zähnezahlverhältnis von z_2/z_1 = 36/24 auf, woraus sich ein Übersetzungsverhältnis von i = 1,5 ergibt. Analog zur FZG-C-Verzahnung ist die KST-C-Verzahnung für den Betrieb auf dem FZG-Standardverspannungsprüfstand bei einem Achsabstand von a = 91,5 mm ausgelegt. Verzahnungsvariante KST-C ist mit einem Normaleingriffswinkel von α_n = 20° und einem Bezugsprofil in Anlehnung an DIN 867 [DIN86] hinsichtlich der Verzahnungsgeometrie an konventionelle, spanend gefertigte Stahlverzahnungen angelehnt. Zur Reduzierung von Eingriffsstörungen wird das Stahlritzel der KST-C Varianten mit einer Kopfrücknahme versehen, die eine Freistellung des Zahnkopfes sicherstellt. Durch die für Kunststoffzahnräder vergleichsweise große Baugröße von m_n = 3 mm wird das Anbringen von Sensoren zur Temperaturmessung und die optische Auswertung der Flankenzustände sowie die generelle Handhabung der Prüfräder bei Vermessung, Montage und Demontage erleichtert. Die Prüfräder der Verzahnungsgeometrie KST-C werden sowohl spanend als auch im Spritzgießverfahren hergestellt. Verzahnungsgeometrie KST-CS ist eine schrägverzahnte Prüfverzahnungsvariante und leitet sich in ihren Hauptverzahnungsgrößen von Geometrie KST-C ab. Dementsprechend weist Geometrie KST-CS ebenfalls ein Zähnezahlverhältnis von z_2/z_1 = 36/24 und ein Übersetzungsverhältnis von i = 1,5 auf. Die Baugröße ist leicht reduziert auf einen Normalmodul von m_n = 2,75 mm. Alle Prüfräder der Verzahnungsvariante KST-CS werden konventionell spanend im Wälzfräsverfahren hergestellt. Verzahnungsvariante LL30 wurde bereits in früheren Untersuchungen an Kunststoffzahnrädern [Für13] herangezogen und ist ebenfalls für den Betrieb auf einem FZG-Standardverspannnungsprüfstand bei einem Übersetzungsverhältnis von i = 1,5 ausgelegt. Analog zur Geometrievariante KST-CS weist die ebenfalls schrägverzahnte Variante LL30 einen Normalmodul von m_n = 2,75 mm auf. Verzahnungsgeometrie LL30 ist als eine sog. „Low Loss- (= LL) Verzahnung“ ausgelegt. Low-Loss-Verzahnungen zeichnen sich insbesondere durch erhöhte Eingriffswinkel und verkürzte Kopfkreisdurchmesser aus. Der Zahneingriff wird dadurch um den Wälzpunkt konzentriert und Gleitanteile im Zahneingriff reduziert. Daraus resultierend werden Reibung und Verschleiß im Zahnkontakt reduziert, was sich insbesondere bei Kunststoffverzahnungen positiv auf den Wärmehaushalt auswirken kann. Zur Erreichung einer Mindestprofilüberdeckung werden Low-Loss-Verzahnungen meist als Schrägverzahnung ausgeführt. Die hier untersuchte Geometrievariante LL30 weist einen Normaleingriffswinkel von α_n = 30° auf und unterscheidet sich damit maßgebend von den beiden Verzahnungsvarianten KST-C und KST-CS, die jeweils einen Normaleingriffswinkel von α_n = 20° aufweisen. Alle Prüfräder der Verzahnungsvariante LL30 werden spanend durch Wälzfräsen hergestellt. Sämtliche Verzahnungsvarianten weisen ein ausreichendes Zahnflanken- und Zahnkopfspiel auf, sodass sich etwaige Wärmedehnungen während des Betriebs bei erhöhten Verzahnungstemperaturen nicht negativ auf die Eingriffsverhältnisse auswirken und unzulässige Beanspruchungssituationen ausgeschlossen werden können. Profilkorrekturen werden mit RIKOR [Wei18] so ausgelegt, dass die maximalen Pressungen im Bereich des Einzeleingriffs vorliegen und Eingriffsstörungen im erweiterten Eingriff abgebaut werden. Für die schrägverzahnten Varianten wird zusätzlich zu Fuß- und Kopfrücknahme eine additive Breitenballigkeit verwendet. Die drei untersuchten Verzahnungsgeometrien sind in **Bild 5-5** bis **Bild 5-7** veranschaulicht. Zur Darstellung wird das Verzahnungsberechnungsprogramm ST-Plus [Frö11] eingesetzt. Die wesentlichen Verzahnungsdaten sind in **Tabelle 5-2** aufgeführt.

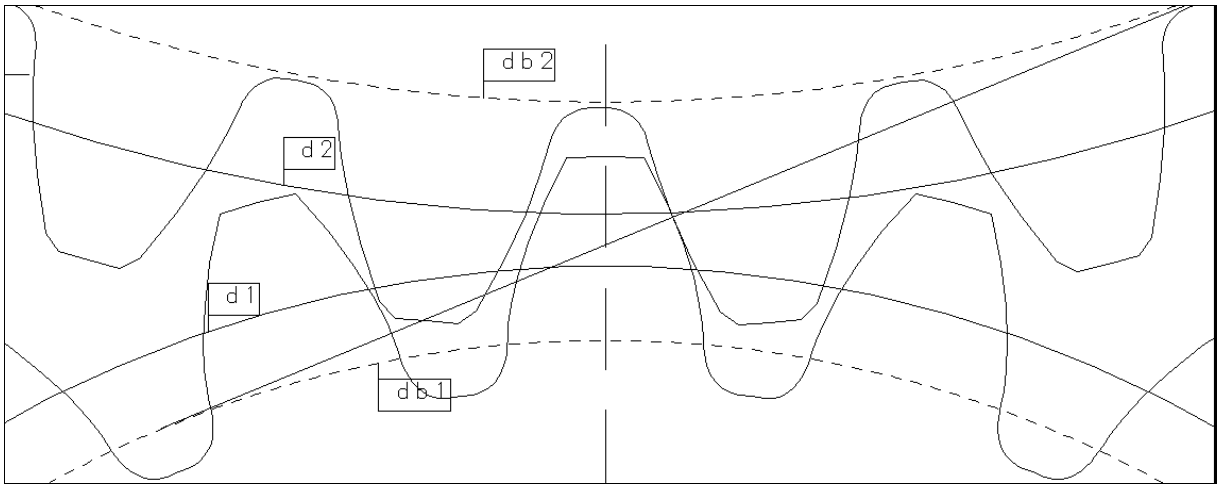


Bild 5-5: Verzahnungsgeometrie KST-C im Stirnschnitt nach STplus [Frö11]

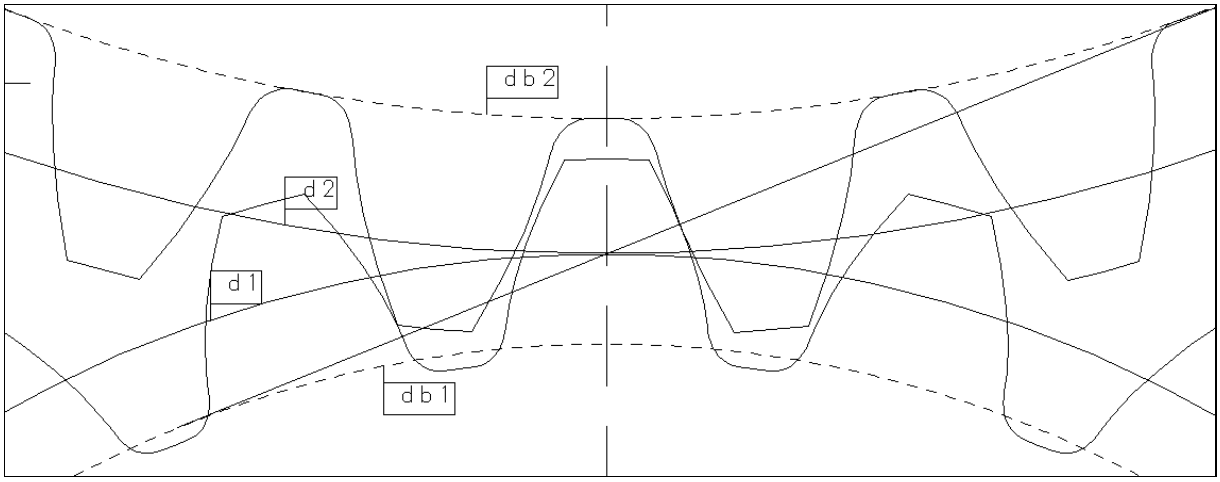


Bild 5-6: Verzahnungsgeometrie KST-CS im Stirnschnitt nach STplus [Frö11]

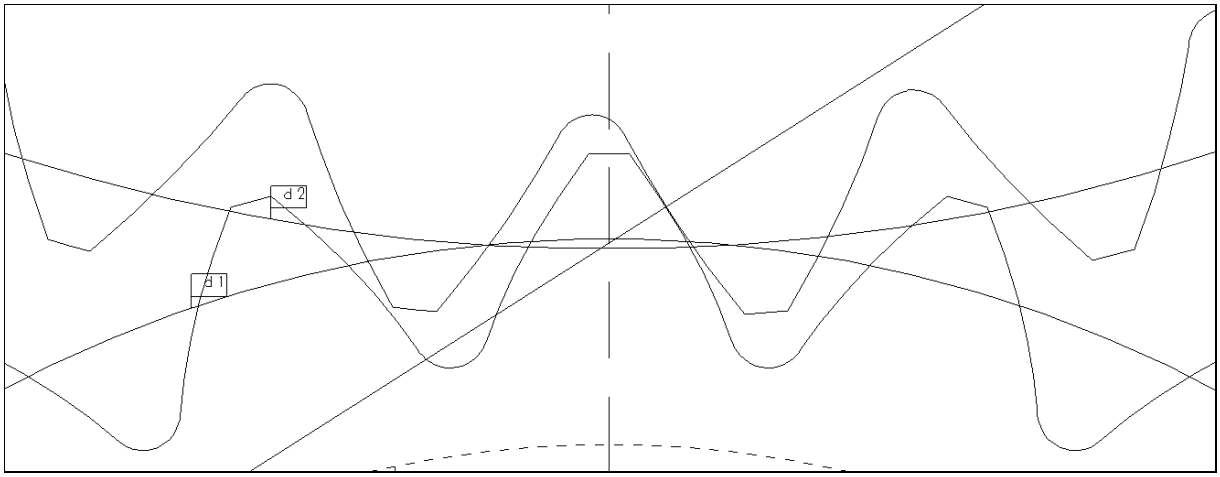


Bild 5-7: Verzahnungsgeometrie LL30 im Stirnschnitt nach STplus [Frö11]

Variante			**KST-C**		**KST-CS**		**LL30**	
Werkstoff			Stahl	Kunststoff	Stahl	Kunststoff	Stahl	Kunststoff
Zähnezahl	z	-	24	36	24	36	24	36
Normalmodul	m_n	mm	3		2,75		2,75	
Normaleingriffswinkel	α_n	°	20		20		30	
Schrägungswinkel	β	°	0		25,6		26	
Kopfkreisdurchmesser	d_a	mm	78,32	114,69	78,80	114,70	78,20	114,10
(Profil-)Kopfabrundungsradius	ρ_a	mm	-	0,75	-	-	-	-
Fußkreisdurchmesser	d_f	mm	64,96	101,83	66,31	101,80	66,72	102,60
Zahnweite	W_k	mm	32,27	41,82	38,00	46,13	44,90	68,96
Messzähnezahl	k	-	4	5	5	6	6	9
Werkzeugkopfhöhenfaktor	h^*_{aP0}	-	1.25	1,25	1,25	1,25	1,10	1,10
Werkzeugkopfabrundungsfaktor	ρ^*_{aP0}	-	0,25	0,33	0,25	0,25	0,26	0,26
Erzeugungsprofilverschiebungsfaktor	x_E	-	0,127	0,221	0,123	-0,201	-0,120	-0,275
Profilüberdeckung	ε_α	-	1,20		1,37		1,01	
Sprungüberdeckung	ε_β	-	-		1,00		1,02	
Kopfrücknahmebetrag (kreisförmig)	$C_{\alpha a}$	µm	400	-	50	-	40	-
Länge der Kopfrücknahme	$l_{\alpha a}$	mm	2,0	-	5,0	-	2,0	-
Fußrücknahmebetrag (linear)	$C_{\alpha f}$	µm	-	-	50	-	40	-
Länge der Kopfrücknahme	$l_{\alpha f}$	mm	-	-	4,0	-	4,6	-
Breitenballigkeit (symmetrisch, additiv)	C_b	µm	-	-	25	-	20	-

Tabelle 5-2: Verzahnungsdaten der Prüfverzahnungen

5.2.3 Dokumentation der Prüfzahnräder

Die Verzahnungsqualität der Prüfräder wird auf einem 3D-Verzahnungsmesszentrum vom Typ Klingelnberg P40 durch taktile Profil- und Flankenmessschriebe dokumentiert. Weiter wird die Oberflächenrauheit im Bereich der Zahnflanke mittels eines taktilen Tastsystems vom Typ Hommel T8000 dokumentiert. Die Verzahnungsqualitäten nach DIN 3962 [DIN78] und die Oberflächenrauheiten sind für die Stahl-Prüfritzel und die Kunststoff-Prüfräder in **Tabelle 5-3** und **Tabelle 5-4** dargestellt. Beim Betrieb von Kunststoff-Zahnrädern sind die Zahnverformungen unter Last aufgrund der geringen Steifigkeit der Zahnradpaarung vergleichsweise groß, sodass fertigungsbedingte Maßabweichungen und deren Einfluss auf das Tragbild tendenziell von untergeordneter Bedeutung sind [Has19].

Die einsatzgehärteten und geschliffenen Stahlritzel können während des Herstellungsprozesses mit deutlich feineren Zahnradqualitäten gefertigt werden. Etwaiger Verzug, der während der Wärmebehandlung in die Bauteile eingebracht wird, kann durch den anschließenden Schleifprozess kompensiert werden. Die Verzahnungsqualitäten der spritzgegossenen Kunststoffzahnräder sind aufgrund von Verzug und Schwindung während des Abkühlprozesses erwartungsgemäß deutlich gröber als spanend gefertigte Kunststoffzahnräder. In **Bild 5-8** bis **Bild 5-10** sind exemplarische Rauheitsmessschriebe von Kunststoffprüfrädern unterschiedlichen Werkstoffs und Herstellverfahren dokumentiert.

Geometrievariante		**KST-C**	**KST-CS**	**LL30**
Fertigungsverfahren		Wälzfräsen / Einsatzhärten / Profilschleifen		
Werkstoff		16MnCr5		
Qualität DIN 3962 [DIN78]		≤7		
Rauheit in µm	Ra	≤0,4		

Tabelle 5-3: Zahnradqualität nach DIN 3962 [DIN78] und Flankenrauheit der Prüfritzel

Geometrievariante		**KST-C**				**KST-CS**	**LL30**
Werkstoff		Vestakeep 4000G	Vestakeep 4000G	Vestakeep 5000G	Vestakeep 4000CF30	Vestakeep 4000G	Vestakeep 4000G
Fertigungsverfahren		Spritzgießen	Wälzfräsen	Spritzgießen	Spritzgießen	Wälzfräsen	Wälzfräsen
Qualität DIN 3962 [DIN78]		≥12	7	≥12	≥12	7	6
Rauheit in µm	Ra	0,10-0,11	0,54-0,55	0,10-0,11	0,58-0,62	1,21-1,27	0,83-1,01
	Rz	0,88-1,02	3,20-3,37	0,89-1,03	5,07-5,38	7,15-7,48	5,14-5,29

Tabelle 5-4: Zahnradqualität nach DIN 3962 [DIN78] und Flankenrauheit der Prüfräder

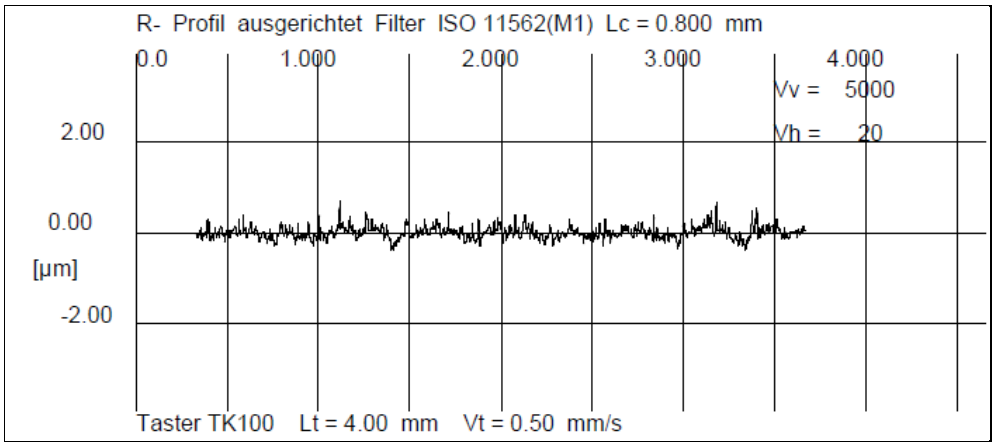


Bild 5-8: exemplarischer Rauheitsmessschrieb, KST-C, Vestakeep 4000G, spritzgegossen, Ra = 0,11 µm

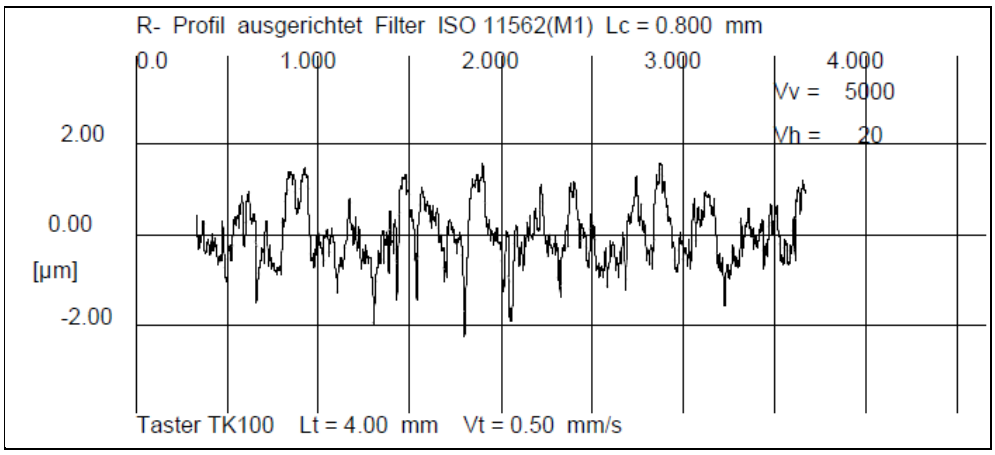


Bild 5-9: exemplarischer Rauheitsmessschrieb, KST-C, Vestakeep 4000G, wälzgefräst, Ra = 0,55 µm

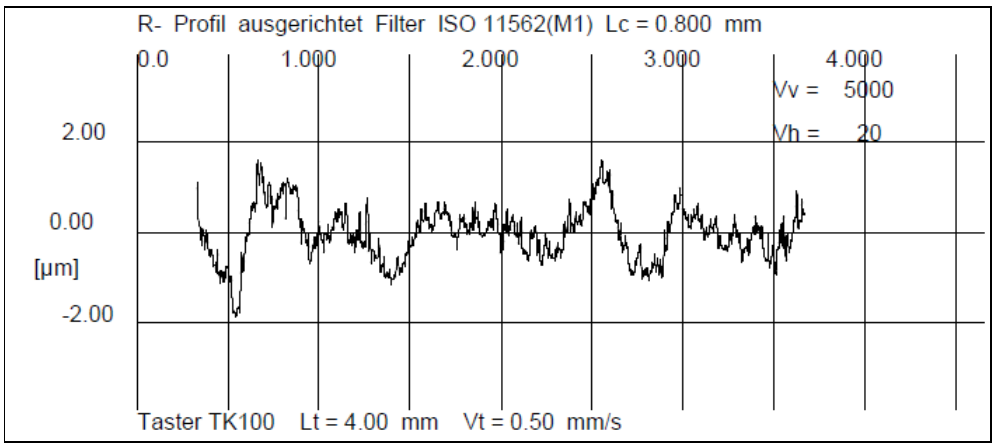
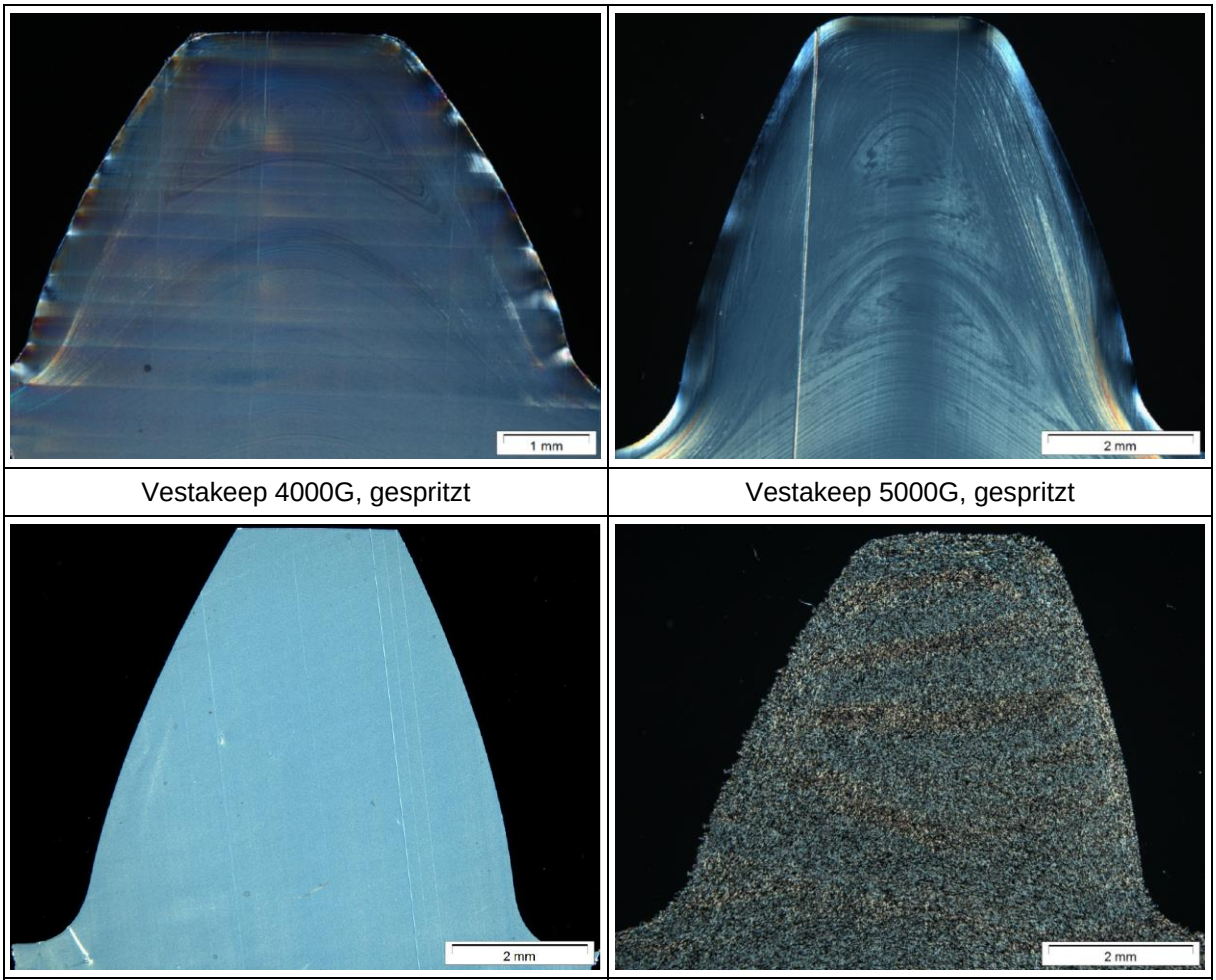


Bild 5-10: exemplarischer Rauheitsmessschrieb, KST-C, Vestakeep 4000 CF30, spritzgegossen, Ra = 0,57 µm

Die spritzgegossene und unverstärkte Werkstoffvariante Vestakeep 4000G (**Bild 5-8**) erreicht ein sehr feine Oberflächenrauheit von etwa Ra = 0,1 µm. Die Oberflächenrauheit bewegt sich dabei im Bereich der im Spritzgießprozess ohne weitere Nachbearbeitung der Oberfläche erreichbar ist. Der Vergleich mit einer spanend gefertigten Zahnoberfläche (**Bild 5-9**) zeigt erwartungsgemäß gröbere Rauheitswerte auf. Die spanend gefertigten Varianten werden durch Wälzfräsen hergestellt und es findet keine weitere Nachbearbeitung der Oberfläche statt. Im

Vergleich zur optisch leicht spiegelnden Oberfläche der gespritzten Prüfräder erscheinen die Oberflächen der gespanten Prüfradvarianten matt. Die kohlefaserverstärkte Prüfradvariante aus Vestakeep 4000 CF30 wird im Spritzgießprozess hergestellt. Die kohlefaserverstärkten Varianten weisen wesentlich gröbere Oberflächenrauheiten als die unverstärkten gespritzten Varianten auf. Zur Beurteilung des Gefügezustands und der Verarbeitungsqualität werden Mikrotomschnitte der unterschiedlichen Werkstoffvarianten angefertigt und unter polarisiertem Licht mikroskopisch untersucht. Neben einer Analyse der Verarbeitungsqualität können so auch Aussagen über eventuell vorliegende Verunreinigungen und Fehlstellen im Kunststoffgefüge getroffen werden. Weiter kann die Kristallitstruktur beurteilt werden und kristalline bzw. amorphe Gefügebereiche identifiziert werden. In **Bild 5-11** sind Mikroskopieaufnahmen der untersuchten Werkstoffvarianten unter polarisiertem Licht dargestellt. Die hier dokumentierten Mikrotomschnitte weisen eine Schichtdicke von ca. 10 µm auf.



Vestakeep 4000G, gespritzt	Vestakeep 5000G, gespritzt
Vestakeep 4000G, gefräst	Vestakeep 4000 CF30, gespritzt

Bild 5-11: Gefügezustand der untersuchten Werkstoffvarianten im Neuzustand, Mikrotomschnitte unter polarisiertem Licht
(Bildmaterial mit freundlicher Genehmigung der Evonik Operations GmbH)

In den Aufnahmen der beiden unverstärkten, gespritzten Varianten aus Vestakeep 4000G und 5000G sind sehr gut die aus dem Spritzgießprozess resultierenden Gefügestrukturen zu erkennen. Die Fließstruktur ergibt sich aus dem axialen Anspritzen mittels Schirmanguss. Das Gefüge der beiden Varianten erscheint nahezu über den gesamten Querschnitt kristallin. Das Erscheinungsbild des Randgefüges deutet auf eine amorphe Randschicht mit einer Dicke von ca. 200 µm hin.

Das Gefüge der gefrästen Variante aus Vestakeep 4000G unterscheidet sich deutlich von der Materialstruktur der gespritzten Varianten. Die gefrästen Prüfräder aus Vestakeep 4000G werden aus extrudiertem Plattenhalbzeug spanend gefertigt. Optisch erscheint der gesamte Querschnitt sehr homogen und kristallin. Eine amorphe Randschicht liegt aufgrund der spanenden Bearbeitung der Zahnoberfläche nicht vor. Über die Kristallstruktur der kohlefaserverstärkten Werkstoffvariante aus Vestakeep 4000 CF30 können keine Aussagen getroffen werden, da die Kohlenstofffasern eine optische Bewertung behindern. Es sind jedoch die Vorzugsrichtungen der Faserausrichtung ansatzweise zu erkennen. Die Kohlenstofffasern richten sich demnach an der Zahnoberfläche bevorzugt parallel zur Oberfläche aus. Dies entspricht den Erwartungen aus der Prüfradherstellung durch das Spritzgießverfahren.

Zur weiteren Dokumentation des vorliegenden Gefügezustands der Prüfräder wird die Kristallinität in Oberflächennähe und in Zahnmitte mittels DSC-Verfahren (Differential Scanning Calorimetry) für die unterschiedlichen Werkstoffvarianten und Herstellverfahren bestimmt. Hierbei werden aus dem Zahnrad entnommene Proben aufgeschmolzen und die dabei gemessene Schmelzenthalpie mit dem Literaturwert für 100% kristallines Werkstoffgefüge ins Verhältnis gesetzt. Die Werkstoffeigenschaften hängen dabei wesentlich vom vorliegenden Kristallisationsgrad ab. Festigkeit und Steifigkeit nehmen bei steigendem Kristallisationsgrad tendenziell zu. Gleichzeitig geht damit jedoch auch eine Materialversprödung mit einher.

Werkstoff	**Fertigungsverfahren**	**Kristallinität in %**	
		Rand	**Kern**
Vestakeep 4000G	gespritzt	31,8	32,4
	gefräst	43,6	43,9
Vestakeep 5000G	gespritzt	31,5	32,1
Vestakeep 4000 CF30	gespritzt	30,8	33,0

Tabelle 5-5: Kristallinität der untersuchten Werkstoffvarianten (DSC-Verfahren)

Es zeigt sich, dass die Kristallinitätsgrade der im Spritzgussverfahren hergestellten Prüfräder in einem vergleichbaren Größenbereich von etwas über 30% liegen. Die kohlenstofffaserverstärkte Werkstoffvariante weist ebenfalls vergleichbare Werte auf. Erwartungsgemäß liegt die Kristallinität im Kern geringfügig über dem Kristallinitätsgrad im Randgefüge. Dies wird durch die Ausbildung einer amorphen Randschicht an der Bauteiloberfläche während des Spritzgussvorgangs begründet. Die gefrästen Prüfräder werden aus extrudiertem Plattenmaterial gefertigt, das mit ca. 44% eine deutlich höhere Kristallinität als die spritzgegossenen Werkstoffvarianten aufweist. Weiter weisen die gefrästen Varianten, durch die spanende Fertigung bedingt, keinen Gefügeunterschied zwischen Rand- und Kerngefüge auf. Im Vergleich zu den gespritzten Prüfrädern mit vergleichsweise hohen amorphen Gefügebestandteilen an der Flankenoberfläche ergibt sich somit ein vergleichsweise kristallines Randgefüge für die gefräst hergestellten Prüfräder.

5.3 Prüfeinrichtungen

5.3.1 FZG-Stirnradverspannungsprüfstand

Für die experimentelle Untersuchung des Betriebsverhaltens und der Zahnflankentragfähigkeit kommt ein FZG-Stirnradverspannungsprüfstand in Anlehnung an DIN ISO 14635 [DIN06] zum Einsatz. **Bild 5-12** zeigt den schematischen Aufbau des FZG-Stirnradverspannungsprüfstandes.

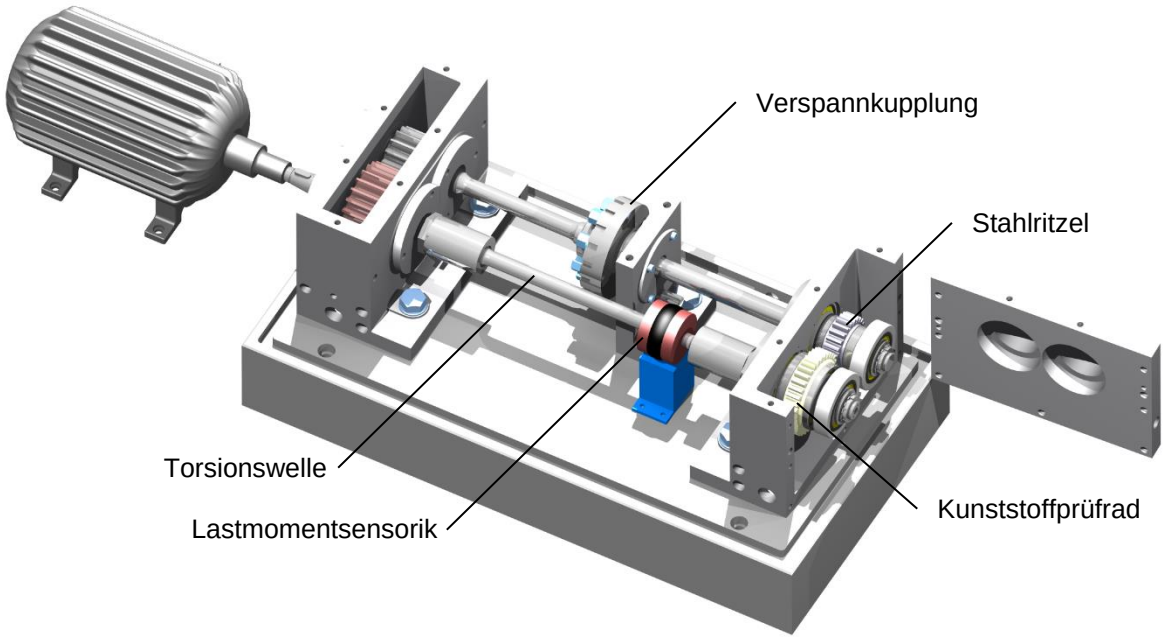


Bild 5-12: Schematische Darstellung des FZG-Stirnradverspannungsprüfstands nach [Has19] in Anlehnung an DIN ISO 14635 [DIN06]

Die Funktion des FZG-Stirnradverspannungsprüfstands basiert auf dem Prinzip der mechanischen Verspannung zweier Getriebe identischer Übersetzung. Das Prüfgetriebe ist über zwei Wellen mit dem Übertragungsgetriebe verbunden. Das Übertragungsgetriebe besteht aus dauerfesten und überdimensionierten, schrägverzahnten Stahl-Stirnrädern. Über eine mechanische Verspannkupplung kann im Stillstand über einen Belastungshebel und Belastungsgewichte ein definiertes Prüfdrehmoment auf die Verzahnungen beaufschlagt werden. Die Belastungsrichtung wird dabei für alle durchgeführten Untersuchungen so gewählt, dass das Ritzel das treibende Rad dargestellt. Durch das Schließen der belasteten Verspannkupplung entsteht ein geschlossener und mechanisch verspannter Lastfluss. Durch die auf der Torsionswelle montierte Lastmomentsensorik wird eine kontinuierliche Überwachung des Lastmoments im Betrieb ermöglicht. Bei einem plötzlichen Abfall des Lastmoments („Loss of Torque“) durch einen Zahnradschaden (z.B. Bruch der Zahnflanke) können Schäden zuverlässig detektiert werden und der Prüfstand automatisch abgeschaltet werden.

Der am Übertragungsgetriebe angebrachte Elektromotor speist lediglich die im Verspannkreislauf auftretenden Verluste durch Verzahnungen, Lager, Dichtungen und sonstiger Verlustquellen wie beispielsweise Planschverluste ein. Auf diese Weise entsteht ein robustes und effizientes Prüfprinzip, welches sich zur Untersuchung der Zahnradtragfähigkeit vor allem im Bereich der Stahlverzahnungen seit Jahrzehnten bewährt hat. Die Untersuchungen werden an einem modifizierten FZG-Stirnradverspannungsprüfstand mit einem Achsabstand von $a = 91{,}5$ mm durchgeführt.

Im Gegensatz zum Aufbau eines Standardverspannungsprüfstands für Stahlzahnräder ist der für die Prüfung von Kunststoffzahnrädern verwendete Prüfstand mit einigen Modifikationen versehen. Zur Anpassung der Prüfstandsmechanik auf die im Vergleich zu Stahlverzahnungen geringere Steifigkeit von Kunststoffzahnrädern wird eine Torsionswelle geringeren Durchmessers (D = 13 mm) verwendet, um die Torsionssteifigkeit des Prüfstandaufbaus zu verringern. Die Lagerung des Prüf- und des Übertragungsgetriebes erfolgt angestellt und spielfrei über Kegelrollenlager, um das Tragbild der Prüfradpaarung zu verbessern und eine gleichmäßige Lastverteilung über der Zahnbreite zu erreichen. In Anbindung an vorherige Untersuchungen [Für13, Has19] wird das Stahlritzel aus einsatzgehärtem Stahl ausgeführt. Das Stahlritzel ist als Vollscheibenrad ausgeführt und über eine Passfeder auf die Ritzelwelle montiert. Aufgrund der guten thermischen Leitfähigkeit metallischer Werkstoffe wird so die Wärmeabfuhr aus dem Zahnkontakt verbessert. Der Betrieb des Prüfaufbaus erfolgt mittels geregelter Umlauf-Tauchschmierung bei einem Ölvolumenstrom von ca. 1,5 l/min. Dazu wird der Schmierstoff über einen Ölzulauf aus einem externen Ölaggregat in den Zahnkontakt eingespritzt. Um die Wärmeabfuhr aus dem Zahnkontakt weiter zu verbessern, wird der Schmierstoff über eine Staustufe im Ölablauf bis auf Wellenmitte angestaut, sodass die Prüfräder zur Hälfte in Öl getaucht sind. Die Temperierung des Schmierstoffs und des Prüfstands erfolgt zum einen extern durch eine im Ölaggregat integrierte Temperiereinheit. Zum anderen sind im Prüfgetriebekasten Heizkartuschen und wasserdurchströmte Kühlschlangen integriert, sodass die Temperatur im Prüfgetriebe gezielt eingestellt werden kann. Die Temperierung der Prüfräder erfolgt über den Schmierstoff bis zu einer prüfstandsbedingten maximalen Schmierstofftemperatur von $\vartheta_{Öl} \approx 120$ °C.

5.3.2 FZG-Wirkungsgradprüfstand

Zur experimentellen Bestimmung des Wirkungsgrads thermoplastischer Verzahnungen werden Verlustmomentmessungen auf dem FZG-Wirkungsgradprüfstand durchgeführt. **Bild 5-13** zeigt eine schematische Darstellung des Prüfstands.

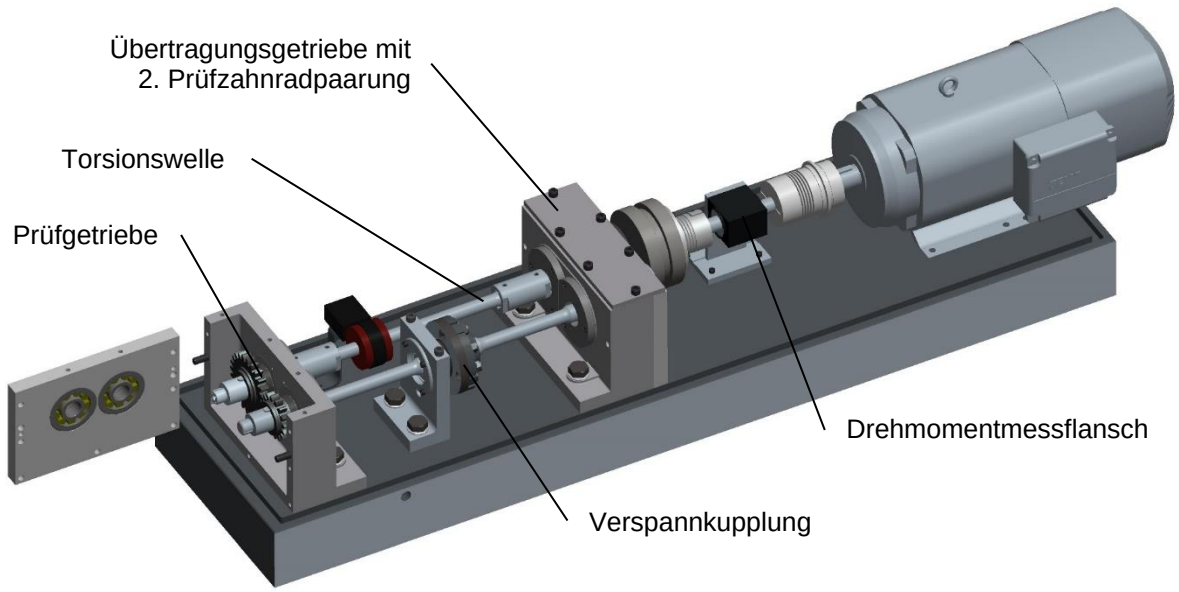


Bild 5-13: Schematische Darstellung des FZG-Wirkungsgradprüfstands [Loh16]

Während der Wirkungsgraduntersuchungen werden im Prüf- und Übertragungsgetriebe identische Radpaarungen montiert. Analog zum FZG-Stirnradverspannungsprüfstand wird das

Lastmoment über die Verspannkupplung in den geschlossenen Verspannungskreislauf eingebracht. Über den zwischen Elektromotor und Übertragungsgetriebe positionierten Drehmomentmessflansch kann während des Betriebs das jeweilige Verlustmoment bestimmt werden. Nach Abzug der Lager- und Dichtungsverluste, kann so auf das Wirkungsgradverhalten der eingesetzten Verzahnungen zurückgeschlossen werden.

5.3.3 Prüfschmierstoffe

Für die hier durchgeführten Untersuchungen wird Mineralöl der Viskositätsklasse ISO VG 100 verwendet. In Anbindung an vorangegangene Untersuchungen [Has19] wird das FVA-Referenzöl Nr. 3 mit 4% Anglamol-Additivierung verwendet. Für einzelne Stichversuche zur Untersuchung des Verschleißverhaltens wird das FVA-Referenzöl Nr. 4 mit 4% Anglamol-Additivierung der Viskositätsklasse ISO-VG 460 verwendet. Die maßgeblichen Schmierstoffkenndaten des eingesetzten Schmierstoffs sind in **Tabelle 5-6** aufgeführt.

		FVA 3A	**FVA 4A**
Kinetische Viskosität bei 40 °C	mm^2/s	90 – 100	414 – 500
Kinetische Viskosität bei 100 °C	mm^2/s	10,2 – 11,2	30,0 – 32,0
Dichte bei 15 °C	kg/dm^3	0,875 – 0,885	0,892 – 0,912
ISO-VG	-	100	460
Additivierung	-	4% Anglamol 99	

Tabelle 5-6: Kenndaten der Schmierstoffe [Lau07]

5.3.4 Pulsatorprüfstand

Zur Untersuchung der Erwärmung durch viskoelastisches Materialverhalten werden ergänzende Untersuchungen im Pulsatorprüfstand durchgeführt. Hierzu wird ein servohydraulischer Pulsator mit einer maximalen Prüfkraft von 25 kN eingesetzt. Zur Temperierung der Prüfräder ist der Pulsator mit einer Thermokammer ausgestattet, die die Prüfumgebung auf Temperaturen bis max. 350 °C erwärmen kann. Das Prüfrad ist zwischen zwei planparallelen Einspannbacken fixiert. Über einen Hydraulikzylinder wird ein sinusförmiges Kraftsignal auf die Verzahnung aufgebracht. Zur Messung der resultierenden Verzahnungstemperaturen können Thermosensoren an unterschiedlichen Positionen im Zahn angebracht werden (siehe **Bild 5-16**).

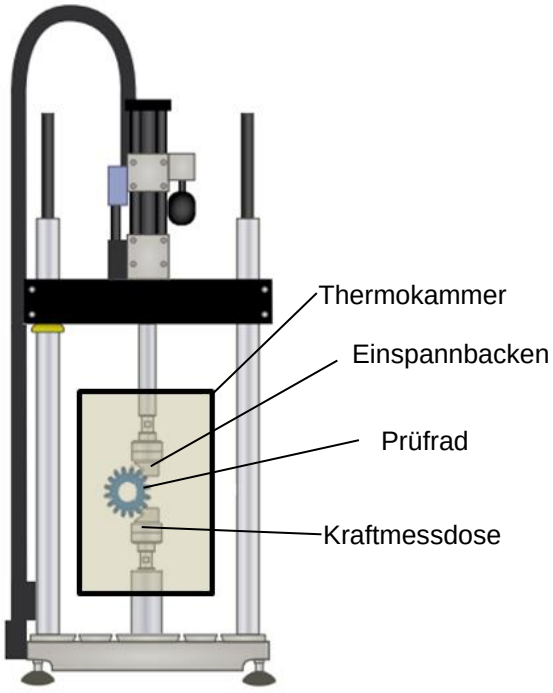


Bild 5-14: Pulsatorprüfstand mit Thermokammer

5.3.5 Messtechnik und Sensorik

Die während des Betriebs auftretenden Zahntemperaturen stellen einen wesentlichen Einflussparameter auf das Betriebsverhalten und die resultierende Lebensdauer von Kunststoffzahnrädern dar. Zur Bestimmung der Verzahnungstemperaturen bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen wird der FZG-Stirnradverspannungsprüfstand mit entsprechender Messtechnik ausgestattet. In **Bild 5-15** ist das Prüfgetriebe mit montierter Messeinrichtung zur Temperaturbestimmung abgebildet. Das Messsignal wird vom Temperatursensor mittels Teflonkabeln durch eine Hohlwelle aus dem Prüfgetriebe bis an die Messpille geführt, von wo aus das Signal induktiv an den Messstator übertragen wird. Weiterhin werden Öleinspritz- und Ölsumpftemperatur ebenfalls gemessen und während des Prüfbetriebs überwacht, sodass eine definierte Öltemperierung ermöglicht werden kann.

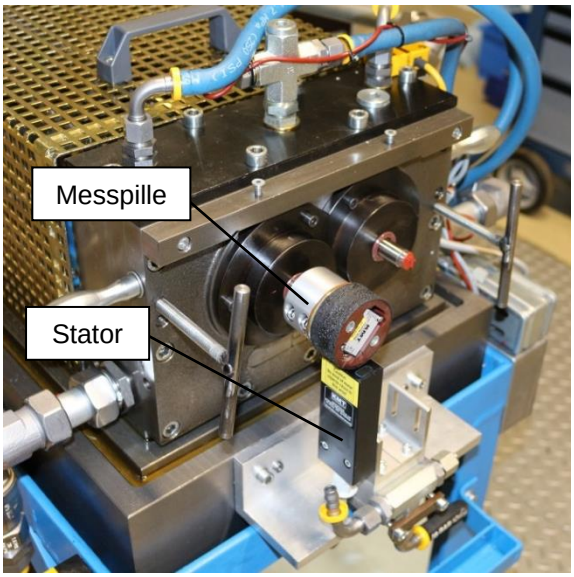


Bild 5-15: Prüfgetriebe mit Messeinrichtung zur Temperaturbestimmung nach [Ill15]

5.4 Versuchsdurchführung

5.4.1 Thermisches Betriebsverhalten

Die Zahntemperatur wird während des Betriebs im FZG-Standardverspannungsprüfstand unter Variation von Drehmoment und Drehzahl an unterschiedlichen Positionen bestimmt. Für diesen Zweck kommen Keramik-Widerstandsthermometer vom Typ PT100 (Ø 0,75 mm) zum Einsatz. In **Bild 5-16** sind die unterschiedlichen Messpositionen an einer KST-C-Verzahnung schematisch dargestellt. Die Messsensoren werden möglichst oberflächennah ca. 1,5 mm unterhalb der Zahnoberfläche angebracht, um den Temperaturanstieg nahe des Zahnkontakts während des Betriebs bestimmen zu können. Eine Montage der Messsensoren mit noch geringerem Abstand zur Zahnoberfläche ist aus fertigungstechnischen Gründen nicht möglich, da die Wandstärken zwischen Sensor und Oberfläche ansonsten zu gering werden und das Prüfrad beim Fertigen der Bohrung beschädigt wird. Die Sensoren werden auf Höhe des Zahnfußnutz-, Wälzkreis- und Zahnkopfnutzkreisdurchmessers angebracht. Zusätzlich wird die Temperatur in Zahnmitte auf Höhe des Wälzkreisdurchmessers bestimmt. Das thermische Betriebsverhalten der unterschiedlichen Prüfradvarianten wird in Stufentests untersucht. Dabei wird ein Betriebspunkt bei fester Drehzahl und konstantem Drehmoment so lange angefahren, bis sich ein thermisches Gleichgewicht einstellt und die Zahntemperatur ein statisches Temperaturniveau annimmt. Anschließend wird die Drehzahl bis zum nächsten Betriebspunkt erhöht und die Messung auf diesem Drehzahlniveau fortgeführt bis sich wiederum ein statisches Temperaturniveau einstellt. Während der Messversuche wird das Prüfgetriebegehäuse durch den Schmierstoff auf eine konstante Umgebungstemperatur eingeregelt.

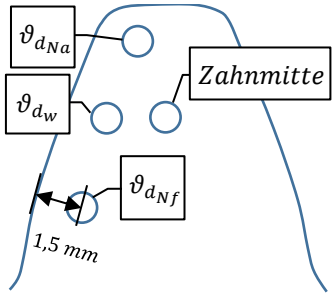


Bild 5-16: Messpositionen thermisches Betriebsverhalten

Zur Untersuchung des thermischen Betriebsverhaltens im Pulsatorprüfstand werden die Prüfräder ebenfalls mit Thermosensoren versehen. Bei konstanter Pulsatorkraft wird die Prüffrequenz nach Erreichen einer stationären Zahntemperatur schrittweise in Stufen erhöht. Durch die beheizbare Thermokammer wird die Prüfumgebung auf eine definierte Umgebungstemperatur temperiert.

5.4.2 Tragfähigkeitsuntersuchungen

Zur Untersuchung des Schädigungsverhaltens und der Tragfähigkeit werden die Prüfräder bei konstantem Drehmoment bei einer Raddrehzahl von n_2 = 2250 min^{-1} bei Ölumlaufschmierung betrieben. Der Prüflauf wird in festgelegten Intervallen von in der Regel drei Millionen Lastwechseln zur optischen Inspektion des Flankenzustands und zur Dokumentation der Grübchenfläche gestoppt. Bei auftretenden Grübchenschäden werden die Inspektionsintervalle zur genaueren Lebensdauererfassung entsprechend verkürzt. Nach Erreichen eines definierten Schadenkriteriums (siehe **Kapitel 6.4.4**) wird das Prüfrad demontiert und anschließend dokumentiert. Neben einer optischen Dokumentation wird nach Versuchsende die Schadensfläche bestimmt und im Einzelfall die Zahnkontur vermessen.

5.5 Fehlerbetrachtung

Sowohl die Ergebnisse der Temperaturmessungen zum thermischen Betriebsverhalten als auch die experimentell ermittelten Tragfähigkeitskennwerte können mit systematischen und zufälligen Fehlern behaftet sein. Der wahrscheinliche Messfehler bei mehreren Messgrößen kann nach **Gleichung (23)** entsprechend den Grundlagen der quadratischen Fehlerfortpflanzung bestimmt werden, da das gleichzeitige Auftreten der maximalen Einzelfehler unwahrscheinlich ist.

$$\overline{\Delta y} = \sqrt{\sum_{i=1}^{n} \left(\frac{\partial y}{\partial x_i} - \Delta x_i \right)^2} \tag{23}$$

Bei den Temperaturmessungen ergeben sich die Einflussgrößen auf den Messfehler aus der Messgenauigkeit der eingesetzten Thermosensoren sowie der Messgenauigkeit der Prüfstandstelemetrie und der Auswerteeinheit des Messsignals. Für eine Referenztemperatur von ϑ = 80 °C ergibt sich für die eingesetzten Thermosensoren eine Standardabweichung von ± 0,4 K. Die Prüfstandstelemetrie sowie die Auswerteeinheit weisen Standardabweichungen von ± 0,09 K bzw. ± 0,008 K auf. Unter Anwendung von **Gleichung (23)** und nach der Berechnung der erweiterten Messunsicherheit kann für ein Konfidenzniveau von 95% eine Messunsicherheit der Zahntemperatur von ±0,83 K bestimmt werden.

Bei der Untersuchung zur Zahnflankentragfähigkeit treten Fehler in der Kalibrierung der Drehmomentmesswellen sowie in der Einstellung des wirksamen Drehmoments auf. Käser [Käs77] bestimmt den mittleren Fehler bei der Kalibrierung der Drehmomentmesswellen auf etwa ± 5%. Für die Einstellung des Drehmoments wird ein Toleranzbereich von ± 2% angegeben. Die Telemetrie zur Übertragung des Drehmomentsignals weist eine Genauigkeit von ± 0,2% auf. Einflüsse aus dynamischen Zusatzkräften werden aufgrund der Dämpfungseigenschaften von Kunststoffen vernachlässigt. Tragbilduntersuchungen mit Tragbildlack zeigen für die hier untersuchten Kunststoffverzahnungen ein gleichmäßiges Breitentragen auf, sodass Einflüsse ungleichmäßigen Breitentragens ebenfalls vernachlässigt werden. Entsprechend **Gleichung (23)** wird nach der Berechnung der erweiterten Messunsicherheit für ein Konfidenzniveau von 95% ein Streubereich von ± 3% für die ermittelten Festigkeitskennwerte bestimmt.

6 Experimentelle Versuchsergebnisse

6.1 Zahntemperatur

6.1.1 Temperaturmessungen im Pulsatorprüfstand

Unter zyklischer Belastung kommt es aufgrund des viskoelastischen Materialverhaltens und den daraus resultierenden inneren Verlusten zu einer Erwärmung thermoplastischer Zahnräder. Um den Einfluss der inneren Erwärmung zu untersuchen, werden thermische Messungen im Pulsatorprüfstand durchgeführt. Da die im Laufversuch vorliegenden Erwärmungsanteile aus der Reibung im Zahnkontakt nicht auftreten, kann im Pulsator eine isolierte Betrachtung der Erwärmung aufgrund viskoelastischen Materialverhaltens durchgeführt werden. Für die Untersuchung der viskoelastischen Erwärmung werden Prüfräder der Verzahnungsgeometrie KST-C verwendet. Um vergleichbare Umgebungstemperaturen wie in den Laufversuchen zu erreichen, wird die Thermokammer des Pulsatorprüfstands auf eine Temperatur von ϑ = 80 °C eingeregelt. **Bild 6-1** zeigt einen Vergleich der gemessenen Übertemperaturen im fußnahen Bereich in Oberflächennähe für die beiden Zahnradwerkstoffe Vestakeep 4000G und den faserverstärkten Werkstoff Vestakeep 4000 CF30.

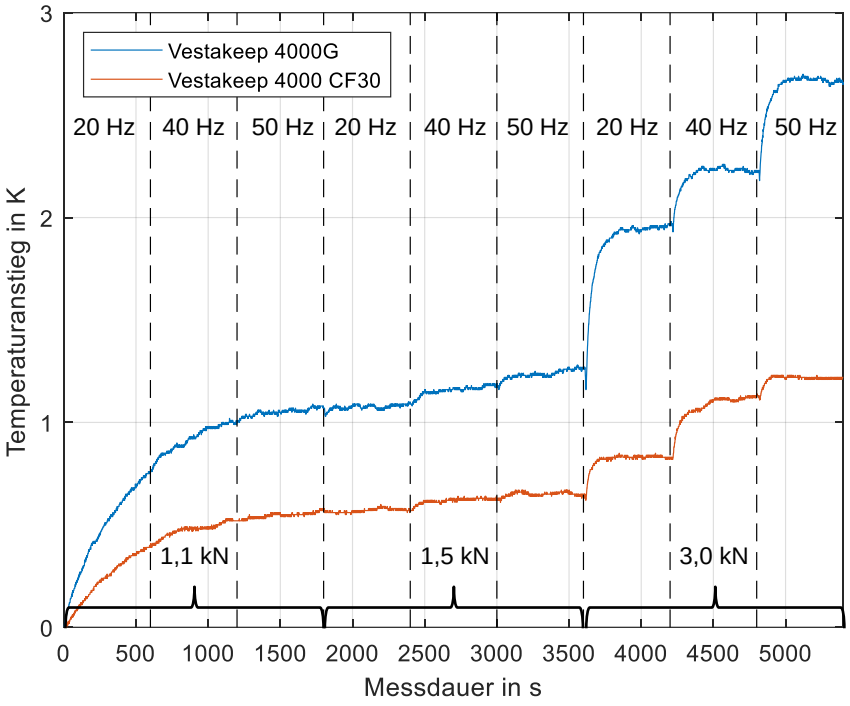


Bild 6-1: Gemessene Übertemperaturen im Pulsatorprüfstand, Zahnmitte, Vergleich unterschiedlicher Werkstoffe, Verzahnungsgeometrie KST-C, ϑ = 80 °C, Steigerung der Prüffrequenz 20 Hz, 40 Hz, 50 Hz

Die Prüffrequenz wird dabei stufenweise von 20 Hz bis auf 50 Hz erhöht. Eine Pulsatorkraft von ΔF = 1,1 kN entspricht dabei einem Drehmoment im Laufversuch von T_2 = 60 Nm (σ_H = 90 N/mm² bei E_2 = 3300 N/mm²). Die Prüffrequenz von f = 50 Hz entspricht einer Raddrehzahl von n_2 = 3000 min^{-1} im Laufversuch. Der untersuchte Messpunkt befindet sich im Bereich der Zahnfußrundung auf Höhe des Zahnfußnutzkreisdurchmessers in Oberflächennähe.

Für die Variante Vestakeep 4000G wird bis zu einer Prüflast von ΔF = 1,5 kN für alle untersuchten Prüffrequenzen eine Erwärmung von ca. 1 K gemessen. Eine wesentliche Zunahme der Zahnerwärmung kann erst ab einer Prüfkraft von ΔF = 3,0 kN festgestellt werden, wobei die Erwärmung deutlich unter 3 K bleibt. Die faserverstärkten Prüfradvariante erwärmt sich nochmals deutlich weniger. Selbst bei maximaler Prüfkraft und Prüffrequenz wird nur eine geringfügige Erwärmung von ca. 1,2 K festgestellt.

Durch die geringe Erwärmung der Prüfräder im Pulsatorversuch kann der Einfluss der viskoelastischen Erwärmung auf das thermische Betriebsverhalten für die hier untersuchten

Werkstoffvarianten als untergeordnet bewertet werden. Für kleine Prüfkräfte (ΔF < 3 kN) ist die gemessene Zahnerwärmung zu gering, um wesentliche Unterschiede in der Temperaturzunahme bei steigender Prüffrequenz festzustellen. Erst bei höheren Prüfkräften kann mit zunehmender Prüffrequenz auch eine sichtliche Zunahme der Zahntemperatur dokumentiert werden.

6.1.2 Temperaturmessungen im FZG-Standardverspannungsprüfstand

In **Bild 6-2** sind die Ergebnisse von Temperaturmessungen an einem Vestakeep 5000G Prüfrad der Verzahnungsgeometrie KST-C exemplarisch abgebildet. Die dokumentierten Messungen werden bei einem Raddrehmoment von T_2 = 60 Nm und einer Öltemperatur von $\vartheta_{Öl}$ = 80 °C durchgeführt. Die Verzahnungstemperaturen werden auf drei unterschiedlichen Drehzahlniveaus bestimmt. Es zeigt sich, dass die gemessenen Zahntemperaturen insbesondere bei geringen Drehzahlen sehr eng beieinanderliegen und nur unwesentlich über der Schmierstofftemperatur liegen. Bei einer Erhöhung der Drehzahl bis auf die prüfstandsbedingte Maximaldrehzahl von n_2 = 3000 min^{-1} ist auch eine Erhöhung der Zahntemperatur festzustellen. Auch bei Erreichen der Maximaldrehzahl liegen die Temperaturen an den unterschiedlichen Zahnpositionen nur ca. 2 K auseinander. Größere Temperaturunterschiede bzw. Temperaturgradienten von oberflächennaher Temperatur hin zu Zahnmittentemperatur werden nicht beobachtet. Der Temperaturanstieg im oberflächennahen Bereich wird zum einen durch reibungsbedingten Wärmeintrag in die Zahnoberfläche begründet. Weiter können viskoelastische Effekte durch Verformung im Kontaktbereich und direkt unterhalb der Zahnoberfläche zu einer Erwärmung der Verzahnung in Oberflächennähe beitragen. Die Erwärmung der Verzahnung im Zahninneren wird neben Wärmeleitung auf einen Wärmeintrag durch das viskoelastische Materialverhalten zurückgeführt. Aufgrund der vergleichsweise geringen Wärmeleitfähigkeit von Kunststoffen, wird die Reibwärme nicht komplett bis ins Zahninnere abgeleitet, sodass dort verringerte Temperaturen bestimmt werden. Insgesamt ist festzustellen, dass die Verzahnungstemperaturen mit ansteigender Drehzahl und in der Folge ansteigender Antriebsleistung ansteigen. Dies folgt den grundlegenden Erwartungen, dass die Erwärmung der Verzahnung auf die Verluste aus Reibung im Zahnkontakt und viskoelastischen Verlustanteilen beruht, die jeweils abhängig von der Antriebsleistung sind.

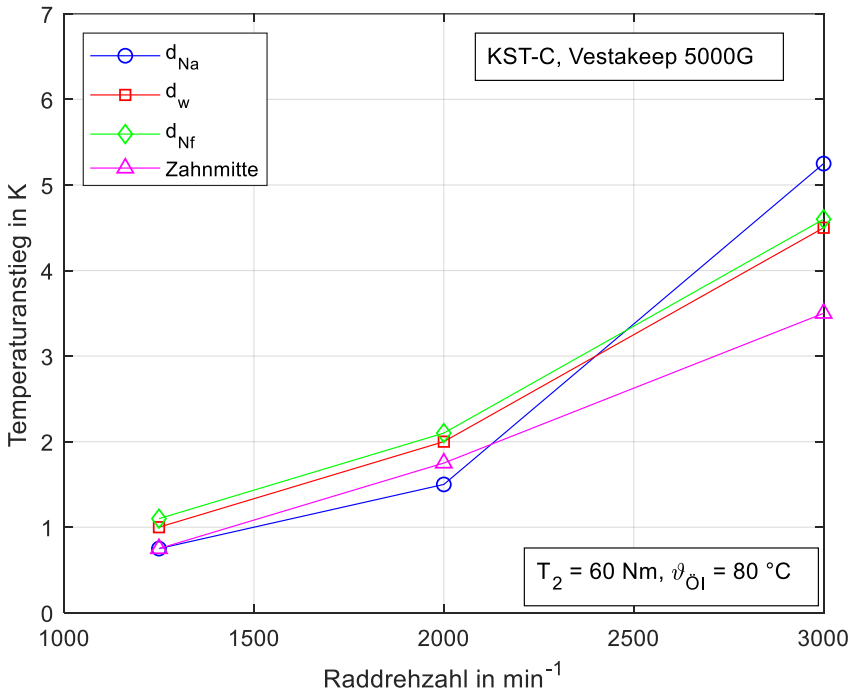


Bild 6-2: exemplarische Temperaturmessungen im Laufversuch, Verzahnungsgeometrie KST-C, Vestakeep 5000G

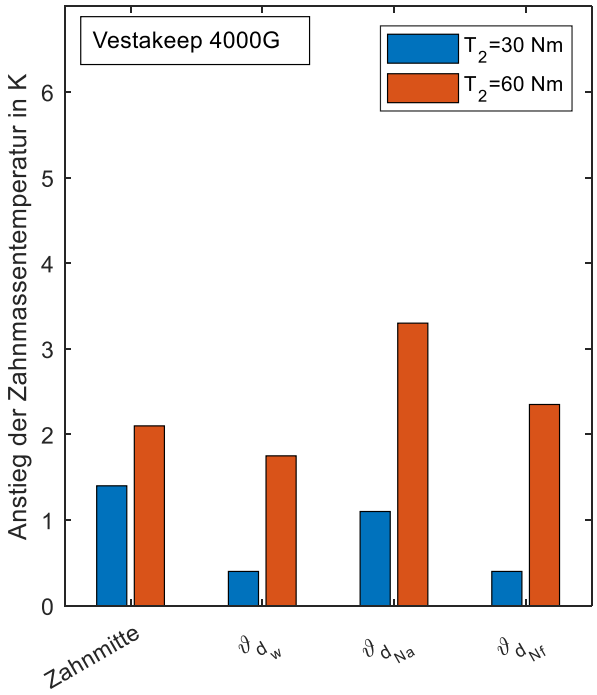


Bild 6-3: Temperaturmessung KST-C
n_2 = 3000 min^{-1}, $\vartheta_{Öl}$ = 80 °C
Vestakeep 4000G

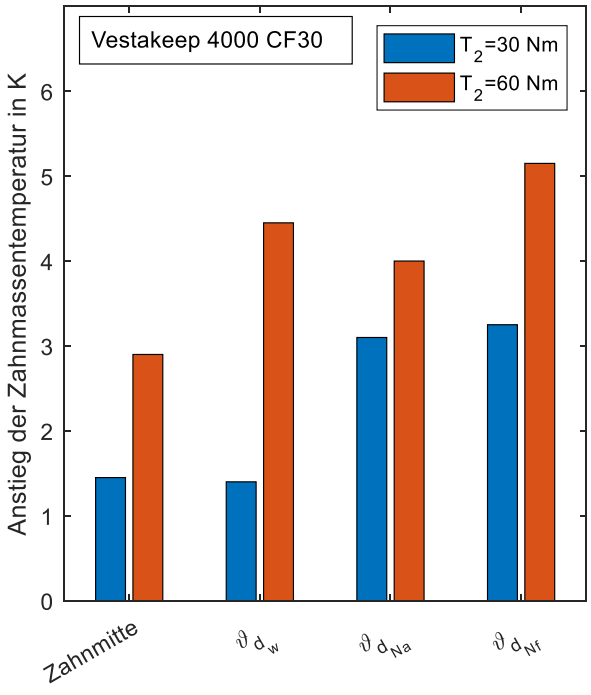


Bild 6-4: Temperaturmessung KST-C
n_2 = 3000 min^{-1}, $\vartheta_{Öl}$ = 80 °C
Vestakeep 4000 CF30

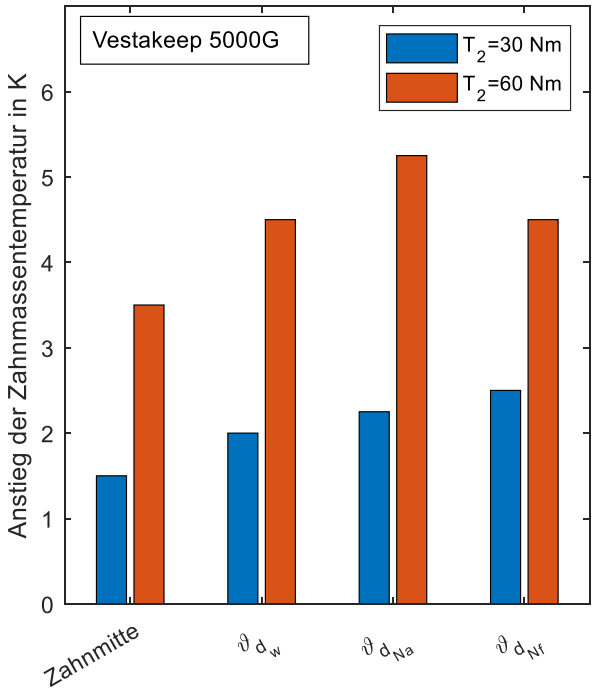


Bild 6-5: Temperaturmessung KST-C
n_2 = 3000 min^{-1}, $\vartheta_{Öl}$ = 80 °C
Vestakeep 5000G

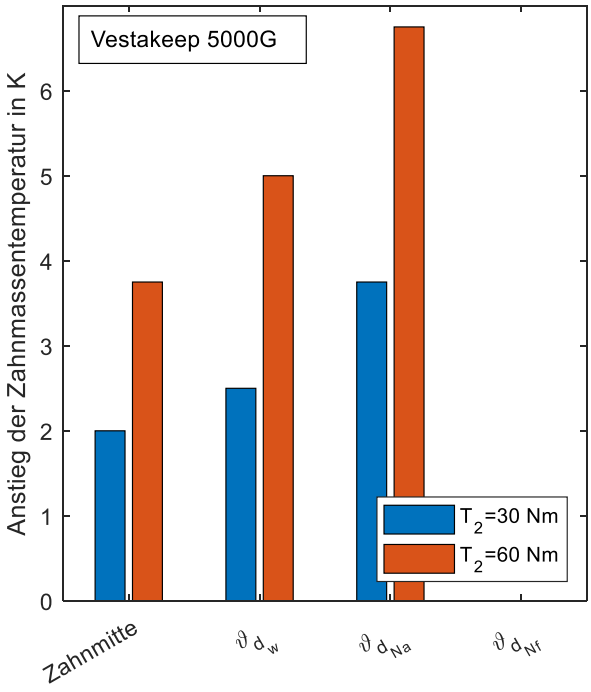


Bild 6-6: Temperaturmessung KST-C
n_2 = 3000 min^{-1}, $\vartheta_{Öl}$ = 105 °C
Vestakeep 5000G

In **Bild 6-3** bis **Bild 6-6** sind die gesamten Ergebnisse der Temperaturmessungen der Prüfräder mit Verzahnungsgeometrie KST-C dargestellt. Abgebildet ist jeweils der gemessene maximale Temperaturanstieg bei der prüfstandsbedingt maximal möglichen Drehzahl von n_2 = 3000 min^{-1}. Zur Untersuchung des Einflusses der Last werden die Messungen jeweils auf zwei unterschiedlichen Drehmomentniveaus von T_2 = 30 Nm und T_2 = 60 Nm durchgeführt. Es

zeigt sich bei allen durchgeführten Messungen erwartungsgemäß, dass mit einer Erhöhung der Antriebsleistung durch eine Erhöhung des Drehmoments eine Steigerung der Zahntemperaturen einhergeht. Insgesamt liegen die gemessenen Verzahnungstemperaturen bei allen Varianten an sämtlichen Zahnpositionen nur wenige Kelvin über der Öltemperatur. Dies kann durch die effektive Temperaturregelung des Schmierstoffs über die im Prüfstand angebrachten Heiz- und Kühlschlangen erreicht werden, die die während des Betriebs entstehende Wärme sehr gut abführen kann und somit die Schmierstofftemperatur konstant hält. Ein Vergleich der beiden unverstärkten Werkstoffe Vestakeep 4000G und Vestakeep 5000G bei einer Schmierstofftemperatur von $\vartheta_{Öl}$ = 80 °C zeigt, dass der Temperaturanstieg der Variante Vestakeep 5000G etwas höher ist, als beim Werkstoff Vestakeep 4000G. Bei einer Erhöhung der Schmierstofftemperatur auf $\vartheta_{Öl}$ = 105 °C kann eine geringfügige Steigerung der gemessenen Zahntemperaturen im Vergleich zu einer Umgebungstemperatur von $\vartheta_{Öl}$ = 80 °C festgestellt werden. Begründet werden kann dieser Effekt durch das temperaturabhängige viskoelastische Verhalten von PEEK-Werkstoffen [Dol15]. So nimmt die viskoelastische Werkstoffdämpfung bei steigender Werkstofftemperatur ebenfalls zu, was zu einem geringfügig erhöhten Temperatureintrag durch viskoelastische Verluste bei erhöhten Werkstofftemperaturen führt.

Temperaturmessungen mit der kohlenstofffaserverstärkten Werkstoffvariante Vestakeep 4000 CF30 weisen im Vergleich zur unverstärkten Werkstoffvariante Vestakeep 4000G geringfügig höhere Temperaturanstiege auf. Der leicht erhöhte Temperaturanstieg der faserverstärkten Variante könnte aus einem geringfügig erhöhten Reibungskoeffizient aufgrund der gröberen Oberflächenrauheit und den Kohlenstofffasern direkt an der Zahnoberfläche im Zahnkontakt der faserverstärkten Variante resultieren.

Die im Laufversuch bestimmte Erwärmung ist im Wesentlichen auf einen Wärmeeintrag aus Reibung im Zahnkontakt zurückzuführen. Für die hier untersuchten Prüfkräfte liegt die Erwärmung aufgrund viskoelastischer Verluste in einem untergeordneten Bereich (vgl. **Bild 6-1**).

Bild 6-7 zeigt die Ergebnisse der Temperaturmessungen mit der verlustoptimierten Verzahnungsgeometrie LL30. Die Verzahnung zeichnet sich durch einen geringen Verlustgrad aus, der aus einer Verkürzung der Eingriffsstrecke und einer Konzentration des Zahneingriffs um den Wälzpunkt resultiert. Aufgrund der kurzen Eingriffsstrecke und der geringen Zahnhöhe, liegen die Messpunkte von Wälzkreis- bis Zahnkopfnutzkreisdurchmesser nicht ausreichend weit voneinander entfernt, um Unterschiede in der Temperaturverteilung messen zu können. Weiter ist eine Anbringung der Bohrung für den Thermosensor aufgrund der spitzen Zahnkopfgeometrie nicht möglich. Temperaturmessungen für die Geometrievariante LL30 erfolgen aus diesen Gründen ausschließlich oberflächennah auf Höhe des Zahnfußnutzkreisdurchmessers und auf Wälzkreishöhe. Die spanend gefertigten, verlustoptimierten Verzahnungen weisen von allen

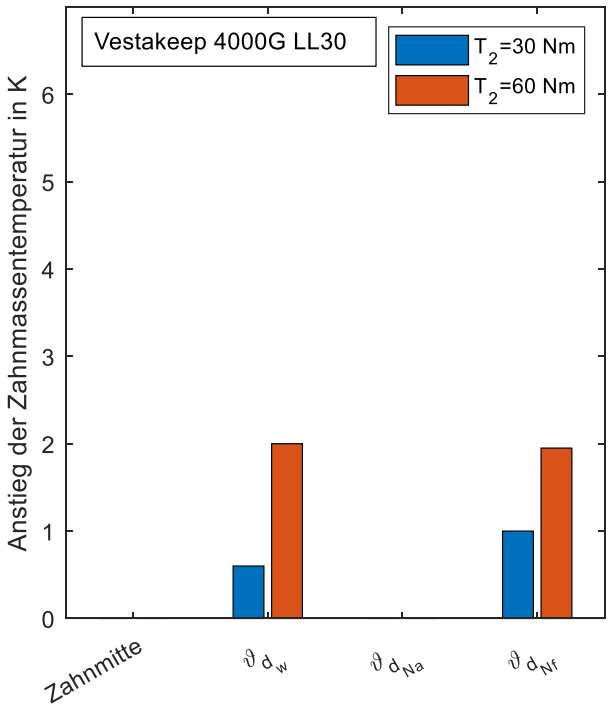


Bild 6-7: Temperaturmessung LL30
n_2 = 3000 min^{-1}, $\vartheta_{Öl}$ = 80 °C
Vestakeep 4000G

durchgeführten Temperaturmessungen den geringsten Temperaturanstieg auf. Bei einem maximalen Drehmoment von $T_2 = 60$ Nm und der prüfstandsbedingten Maximaldrehzahl von $n_2 = 3000$ min^{-1} wird ein Temperaturanstieg unterhalb der Zahnoberfläche von etwa 2 K gemessen. Die Unterschiede zwischen den beiden Messpositionen auf Höhe des Wälzkreis- und des Zahnfußnutzkreisdurchmessers sind ebenfalls sehr gering. Die im Vergleich zu konventionellen Zahngeometrien geringeren Temperaturanstiege entsprechen den Erwartungen an eine verlustoptimierte Zahnradauslegung. Durch eine Erhöhung des Eingriffswinkels bei gleichzeitiger Verringerung der Zahnhöhe wird die Eingriffsstrecke verkürzt und der Zahnkontakt um den Wälzpunkt konzentriert. Gleitanteile und damit verbundener Wärmeeintrag durch Reibung werden reduziert. Aufgrund des geringeren reibungsinduzierten Wärmeeintrags kann somit auch der Temperaturanstieg auf der Zahnoberfläche reduziert werden. Ein Einfluss der erhöhten Oberflächenrauheit der spanend gefertigten Prüfräder aus unverstärktem PEEK auf das thermische Verhalten kann nicht festgestellt werden.

6.2 Verzahnungsverluste

In Ergänzung zu den Untersuchungen zum thermischen Betriebsverhalten werden zusätzliche Wirkungsgraduntersuchungen im FZG-Verspannungsprüfstand an ausgewählten Prüfradvarianten durchgeführt, um das Verlustverhalten zu charakterisieren. Dies dient zur weiteren Einordnung und zum vertieften Verständnis der durchgeführten Temperaturmessungen. Analog zu den durchgeführten Temperaturmessungen werden Stufenversuche durchgeführt. Dabei wird die Drehzahl stufenweise erhöht, nachdem ein stationärer Zustand hinsichtlich des auftretenden Verlustmoments erreicht wurde. In **Bild 6-8** und **Bild 6-9** sind die gemessenen Gesamtverlustmomente für die beiden Prüfradvarianten Vestakeep 4000G und Vestakeep 4000 CF30 für unterschiedliche Lastmomente dargestellt.

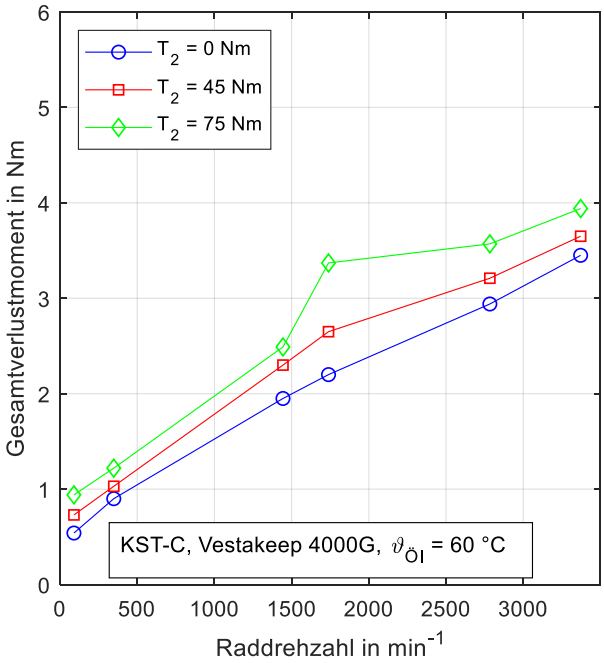


Bild 6-8: Gesamtverlustmoment, KST-C, Vestakeep 4000G, $\vartheta_{Öl}$ = 60 °C

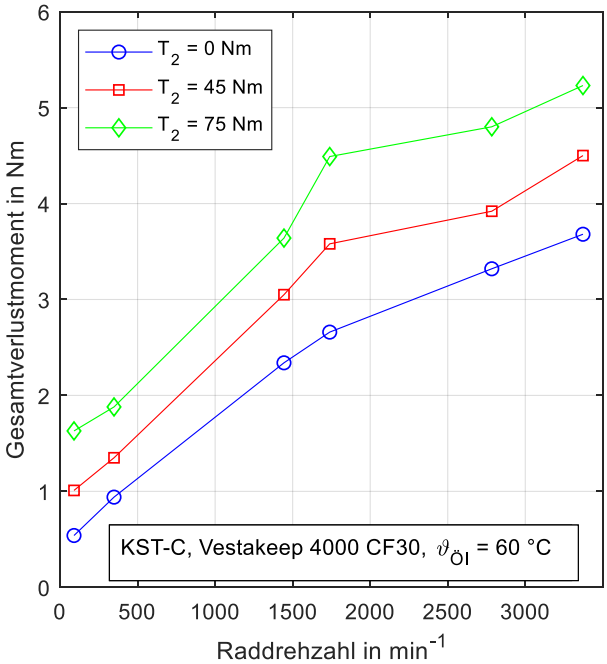


Bild 6-9: Gesamtverlustmoment, KST-C, Vestakeep 4000 CF30, $\vartheta_{Öl}$ = 60 °C

Insgesamt werden bei den hier durchgeführten Messversuchen vergleichsweise geringe Verlustmomente bestimmt. Nach Abzug der Leerlaufverluste ($T_2 = 0$ Nm) verbleiben Verlustmo-

mente im Bereich von ca. 0,5 – 1,5 Nm. Die lastabhängigen Lagerverluste sind in dieser Betrachtung enthalten. Berechnungsansätze zur Bestimmung der Lagerverluste sind für die hier untersuchten Lastbereiche mit Unsicherheiten behaftet. Weiter bewegen sich die gemessenen Verlustmomente im Bereich der Messgenauigkeit des Prüfstandsaufbaus (± 0,17 Nm [Dol03]), weshalb nur eine Auswertung der gemessenen Gesamtverluste vorgenommen wird. Für die Variante Vestakeep 4000 CF30 werden geringfügig höhere Verlustmomente bestimmt als für die unverstärkte Variante Vestakeep 4000G, was auf die höhere Flankenrauheit sowie die höhere Flankenpressung, resultierend aus dem steiferen Werkstoffverhalten, zurückgeführt wird. Die geringen Verzahnungsverluste ordnen sich dabei sehr gut in die Ergebnisse der durchgeführten Temperaturmessungen ein. Da die im Laufprüfstand gemessene Erwärmung der Verzahnungen durch Reibung im Zahnkontakt und durch innere Verluste nur wenige Kelvin beträgt, ist auch davon auszugehen, dass die Verzahnungsverluste bei ölgeschmierten Bedingungen vergleichsweise gering sind. Die hier durchgeführten Verlustmomentmessungen bestätigen diese Erwartung.

6.3 Dynamisches Betriebsverhalten

Zur Bewertung des Anregungsverhaltens der unterschiedlichen Werkstoffvarianten werden Körperschallmessungen am FZG-Verspannungsprüfstand durchgeführt. Ziel ist die Identifikation von Drehzahlbereichen vergleichsweise geringer Anregung bei möglichst hoher Drehzahl, um Lebensdaueruntersuchungen möglichst zeiteffizient durchführen zu können. Während der Körperschallmessungen wird die Öltemperatur konstant auf $\vartheta_{Öl}$ = 80 °C temperiert. Das Drehmoment während der Messversuche beträgt konstant T_2 = 60 Nm. **Bild 6-10** zeigt den Summenpegel aus den Körperschallmessungen in Abhängigkeit von der Raddrehzahl.

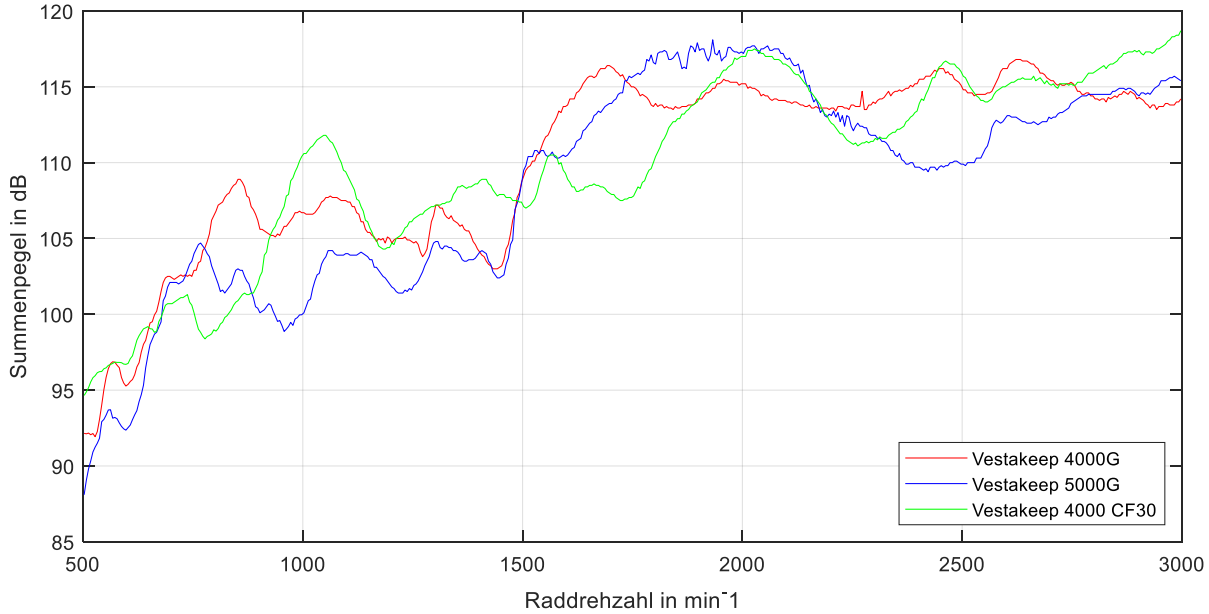


Bild 6-10: Summenpegel der unterschiedlichen Werkstoffvarianten für spätere Lebensdaueruntersuchungen, Verzahnungsgeometrie KST-C, T_2 = 60 Nm, $\vartheta_{Öl}$ = 80 °C

Es zeigt sich, dass die Anregung ausgehend von niedrigen Drehzahlen mit steigender Drehzahl zunimmt. Im Bereich zwischen 2200 min^{-1} < n_2 < 2400 min^{-1} kann für die unterschiedlichen Werkstoffvarianten jeweils ein Bereich verringerter Anregung festgestellt werden. Um einen Kompromiss aus Verzahnungsanregung und Prüfdauer zu erreichen, werden die späteren Lebensdauerversuche bei einer Raddrehzahl von n_2 = 2250 min^{-1} durchgeführt.

6.4 Zahnflankentragfähigkeit

6.4.1 Grundlegende Voruntersuchungen zur Zahnflankentragfähigkeit

Während hochbelastete, trockenlaufende Kunststoffzahnräder meist durch Anschmelzungen oder Verschleiß sowie durch Zahnfußbruch versagen, tritt unter ölgeschmierten Einsatzbedingungen eine Schädigung durch Wälzermüdung hinzu. Voruntersuchungen im FZG-Verspannungsprüfstand mit ölgeschmierten PEEK-Prüfrädern zeigen nach mehreren Millionen Lastwechseln die Ausbildung von Grübchen auf der aktiven Flankenoberfläche der untersuchten Kunststoffräder auf. Anfängliche kleine Ausbrüche aus der Zahnoberfläche wachsen mit fortschreitender Laufzeit bis hin zur kompletten Zerrüttung der Zahnflanke. Dabei können sich einzelne Risse im Bereich der geschädigten Zahnflanke bilden, die sich ins Werkstoffinnere fortsetzen und letzten Endes zu einem Bruch der Zahnflanke führen, was einen Totalausfall der Verzahnung zur Folge hat. **Bild 6-11** zeigt exemplarisch ein stark geschädigtes Prüfrad aus der Werkstoffvariante Vestakeep 5000G.

Bild 6-11: Stark geschädigte Zahnflanken, Verzahnungsgeometrie KST-C, Vestakeep 5000G [Ste19]

Die optische Erscheinung der Grübchen und die fortschreitende Schadensentwicklung weisen dabei deutliche Ähnlichkeiten zu Grübchenschäden an Stahlzahnrädern auf. Analog zu Stahlzahnrädern treten Grübchenschäden an den hier untersuchten Kunststoffzahnrädern bevorzugt im fußnahen Flankenbereich in Bereichen negativen spezifischen Gleitens auf. **Bild 6-12** zeigt exemplarisch die spezifischen Gleitverhältnisse der Hauptverzahnungsvariante KST-C. Die Entwicklung von Grübchenschäden an den hier untersuchten

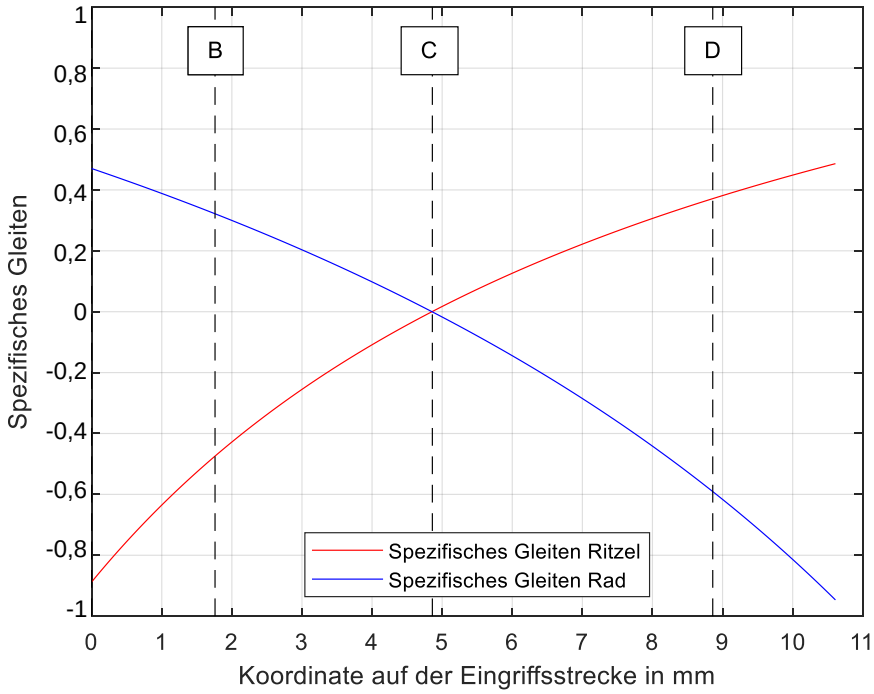


Bild 6-12: Spezifisches Gleiten an Ritzel und Rad, Verzahnungsgeometrie KST-C

Kunststoffzahnrädern kann insbesondere im Einzeleingriffsgebiet unterhalb des Wälzkreisdurchmessers beobachtet werden, wo neben negativem spezifischem Gleiten ebenfalls vergleichsweise hohe Pressungswerte vorliegen.

Bild 6-13 zeigt den mittels RIKOR [Wei18] berechneten Pressungsverlauf der Verzahnungsvariante KST-C aus Vestakeep 5000G für eine Temperatur von 80 °C und einem beispielhaften Drehmoment von T_2 = 43 Nm. Das Stahlritzel ist für die Lebensdaueruntersuchungen mit einer Kopfrücknahme zur Vermeidung von Eingriffsstörungen am Eingriffsende versehen. Als Folge dessen nimmt die Hertz´sche Pressung zum Eingriffsende hin stark ab. Die Pressung erreicht die höchsten Werte im Bereich des Beginns des Einzeleingriffsgebiets und fällt im weiteren Verlauf etwas ab. Zum Eingriffsende hin wird die Profilkorrektur des Stahlritzels wirksam und Eingriffsstörungen und damit verbundene Pressungsüberhöhungen effektiv unterbunden.

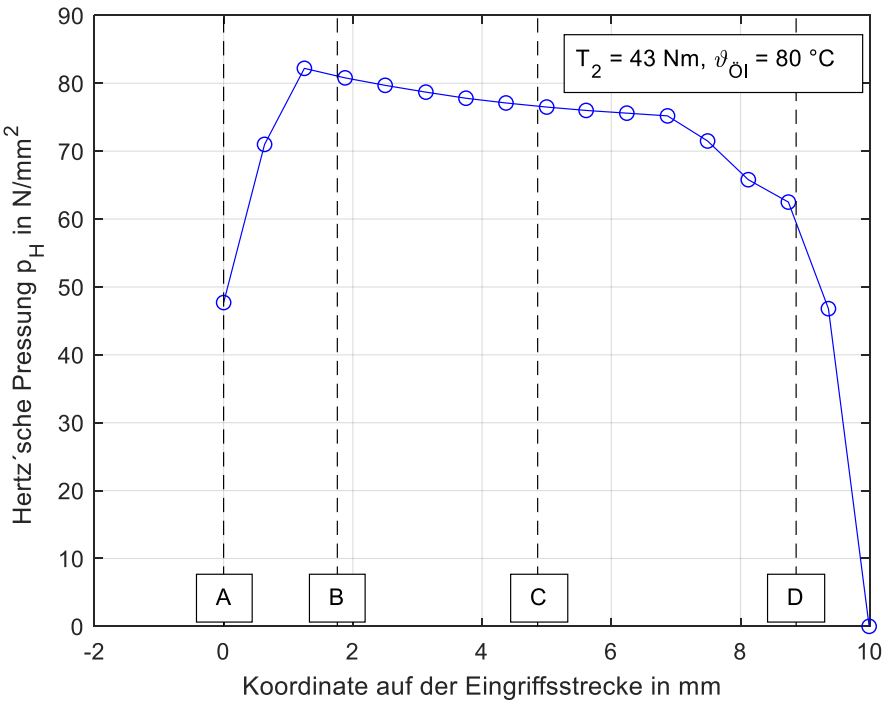


Bild 6-13: Hertz´sche Pressung entlang der Eingriffsstrecke, Verzahnungsgeometrie KST-C, Vestakeep 5000G [Ill19]

Zur experimentellen Untersuchung der Zahnflankentragfähigkeit von Kunststoffstirnrädern und zur Bestimmung von Festigkeitskennwerten ist aufgrund der starken Temperaturabhängigkeit der Materialeigenschaften der Betrieb der Prüfräder bei definierten Werkstofftemperaturen notwendig. Die Prüfräder werden während der Lebensdaueruntersuchungen zur Generierung von Festigkeitskennwerten über die Ölschmierung temperiert. Auf Basis der durchgeführten Temperaturmessungen, wird die Schmierstofftemperatur derart reduziert, dass der Temperaturanstieg der Prüfräder kompensiert wird und ein Betrieb bei definierten Werkstofftemperaturen möglich ist.

6.4.2 Typische Schadensbilder

Ausgehend von Bereichen hoher Hertz´scher Pressung und negativen spezifischen Gleitens entstehen Grübchenschäden infolge von Wälzermüdung. Je nach Beanspruchung sind erste Risse bereits nach wenigen Hunderttausend Lastwechseln zu beobachten. In ihrer Erscheinungsform ähneln Grübchen an Kunststoffzahnrädern der muschelförmigen Erscheinung, wie sie auch im Bereich der Stahlverzahnungen typischerweise auftritt. Ausgehend von kleineren Rissen an und unterhalb der Zahnoberfläche wachsen Risse zu größeren Ausbrüchen aus der Zahnoberfläche heran. In **Bild 6-14** ist der Entstehungsprozess eines Grübchens an einem exemplarischen Prüfrad der Verzahnungsgeometrien KST-C aus dem unverstärkten Werkstoff

Vestakeep 5000G dokumentiert. Nach Überschreiten der Wälzfestigkeit und der Bildung kleinerer Risse brechen mit fortlaufendem Betrieb Kunststoffpartikel aus der Zahnoberfläche heraus. Der Grund der Grübchen weist im Gegensatz zu Stahlverzahnungen dabei keine raue Oberfläche auf, sondern erscheint vergleichsweise eben.

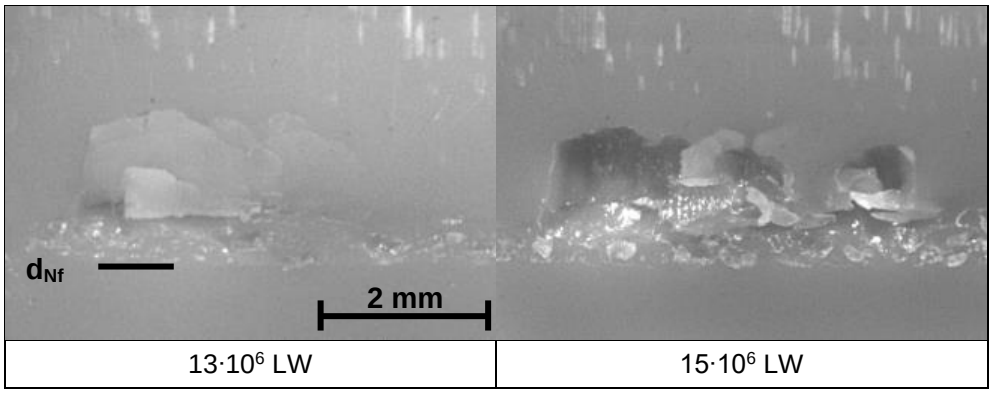


Bild 6-14: Entstehung und Ausbruch eines Grübchens an einem exemplarischen Vestakeep 5000G Prüfrad, KST-C, T_2 = 43 Nm, $\vartheta_{Öl}$ = 80 °C

In **Bild 6-15** und **Bild 6-16** sind Raster-Elektronen-Mikroskopie-Aufnahmen (REM) exemplarischer Flankenschäden dargestellt. **Bild 6-15** zeigt dabei insbesondere den Übergang von unbelastetem Material im Bereich der Zahnfußrundung zur durch Überwälzen beanspruchten Zahnflanke am Zahnfußnutzkreisdurchmesser. Abrasiver Verschleiß wird durch den Aufbau eines Schmierfilms weitestgehend unterdrückt, sodass auch nach mehreren Millionen Lastwechseln nur minimaler Flankenverschleiß an unverstärkten Prüfrädern auftritt. In der REM-Aufnahme sind leichte optische Veränderungen der Zahnoberfläche bei Eingriffsbeginn festzustellen. Im Bereich der aktiven Zahnflanke ist die zerklüftete Oberfläche der durch Grübchen geschädigten Zahnflanke zu erkennen. Neben einzelnen Rissen in der Zahnoberfläche sind auch teilweise aus der Zahnoberfläche herausgebrochene Partikel dargestellt. **Bild 6-16** zeigt den Flankenzustand eines stark durch Grübchen geschädigten Prüfrads im Bereich des Wälzpunkts. Die Flankenoberfläche ist von schuppenartigen Rissen durchzogen. Ein weiterer Betrieb führt zu einer fortschreitenden Zerrüttung der Zahnoberfläche und zum Ausbruch von Partikeln aus der Zahnflanke.

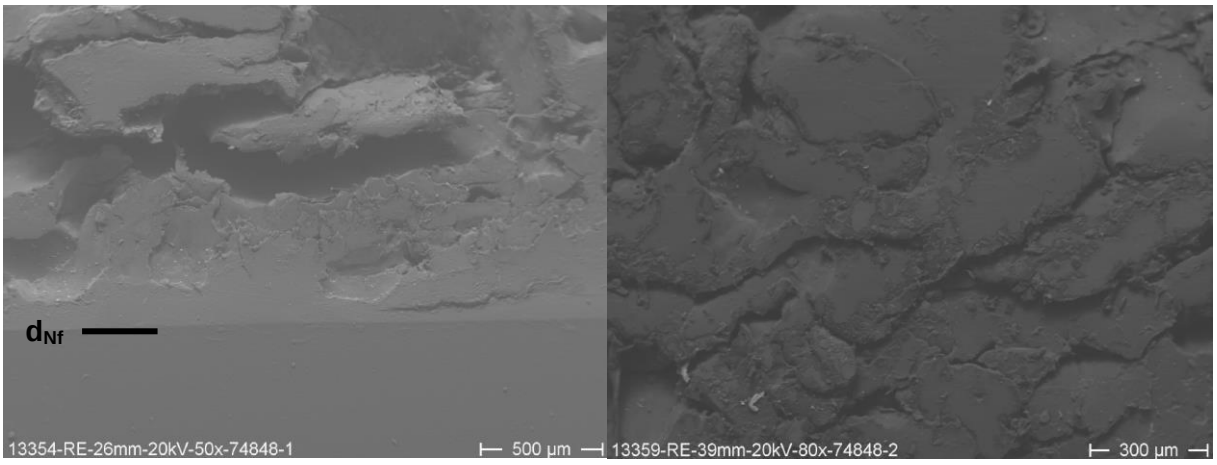


Bild 6-15: Durch Grübchen zerrüttete Zahnflanke, fußnaher Flankenbereich, Vestakeep 5000G

Bild 6-16: Detailaufnahme, durch Grübchen zerrüttete Oberflächenstruktur, Wälzpunktbereich, Vestakeep 5000G

In **Bild 6-17** ist eine REM-Aufnahme eines exemplarischen Zahns der Verzahnungsgeometrie KST-C aus dem Werkstoff Vestakeep 5000G abgebildet. Die stirnseitige Perspektive zeigt neben der stark zerrütteten Zahnoberfläche auf der gesamten aktiven Zahnflanke deutliches Risswachstum in die Werkstofftiefe auf. Etwa auf Höhe des Wälzkreises entwickeln sich mehrere Risse in das Zahninnere. Die starke Zerrüttung der Zahnoberfläche und das fortschreitende Risswachstum führen bei weiterem Betrieb zu einem Bruch der Zahnflanke und einem Totalausfall des Kunststoffzahnrades. **Bild 6-18** und **Bild 6-19** zeigen Mikrotomschnitte unter polarisiertem Licht, die aus einem exemplarischen Prüfrad der Verzahnungsgeometrie KST-C aus Vestakeep 4000G präpariert sind.

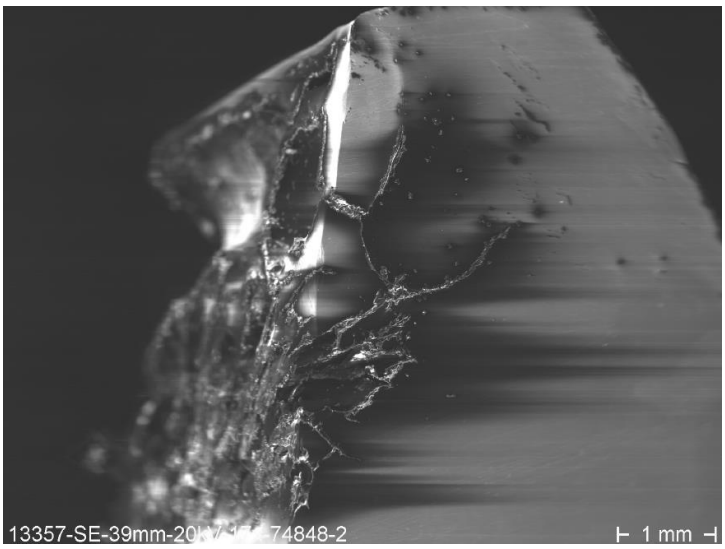


Bild 6-17: Stirnseitiger Riss auf Wälzkreishöhe, Vestakeep 5000G

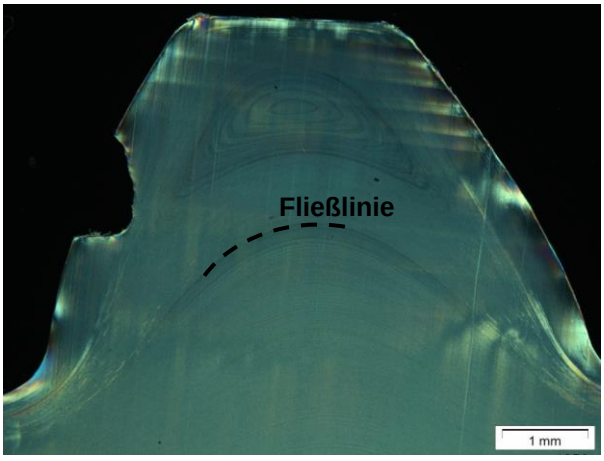


Bild 6-18: Grübchen an einem Prüfrad aus Vestakeep 4000G, Mikrotomschnitt unter polarisiertem Licht, Bildmaterial der Evonik Operations GmbH

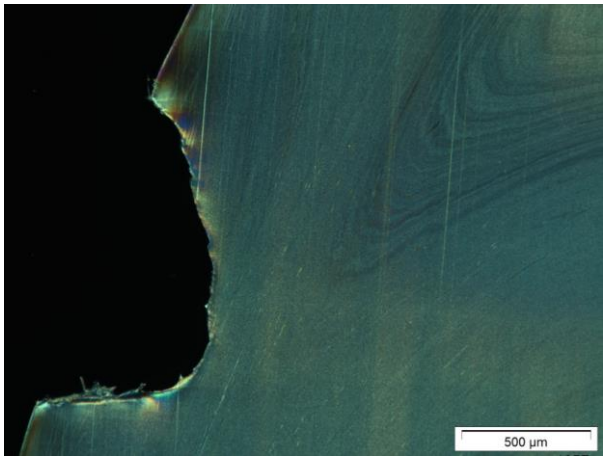


Bild 6-19: Grübchen an einem Prüfrad aus Vestakeep 4000G, Detailaufnahme Mikrotomschnitt unter polarisiertem Licht, Bildmaterial der Evonik Operations GmbH

Das hier abgebildete Grübchen befindet sich etwa auf Höhe des Wälzkreises. Der Ausbruch aus der Zahnoberfläche weist eine halbkreisförmige Kontur auf und verläuft im Grund des Grübchens etwa parallel zur Zahnoberfläche. Auffällig hierbei ist, dass im Bereich des Grübchengrunds deutliche Fließlinien im Werkstoffgefüge sichtbar sind. Zusammen mit dem optisch ebenen Erscheinungsbild des Grübchengrunds (vgl. **Bild 6-14**) legt dies den Schluss nahe, dass sich die Werkstoffpartikel entlang von Erstarrungslinien, die aus dem Spritzgussprozess resultieren, herauslösen können.

6.4.3 Schadensentwicklung und Auswertung der Laufversuche

Zur Durchführung und Auswertung von Laufversuchen zur Bestimmung der Zahnflankentragfähigkeit bedarf es eines definierten Ausfallkriteriums. Im Gegensatz zu Untersuchungen zur Zahnfußtragfähigkeit, wo das Auftreten eines Zahnfußbruchs sofort und unmittelbar zu einem Schaden und damit zum Totalausfall der Verzahnung führt und die Schadenslastspielzahl damit eindeutig definiert ist, werden Laufversuche zur Untersuchung der Grübchentragfähigkeit in der Regel nicht bis zu einem totalen Ausfall der Verzahnung durch Bruch der Zahnflanke betrieben. Vielmehr werden Flankenzustände definiert, bei deren Vorliegen von einer kritischen Schädigung durch Grübchen ausgegangen werden kann, da ein weiterer Betrieb der Verzahnung durch progressives Grübchenwachstum in der Folge zu einem Totalausfall führen würde. Das Vorliegen kleinerer Grübchenschäden führt damit nicht zwangsweise zu einer kritischen Schädigung, sodass ein weiterer Betrieb toleriert werden kann. Erst bei Erreichen einer kritischen Größe wird von einem Ausfall durch Grübchenbildung ausgegangen. Auf diese Weise werden kleinere Ausbrüche aus der Zahnoberfläche toleriert, während kritische Schadenszustände zu einer Bewertung als Grübchenschaden führen. Zur Definition eines Schadenskriteriums für Laufversuche zur Bestimmung der Grübchentragfähigkeit an thermoplastischen Stirnrädern wird die Schadensentwicklung bei unterschiedlichen Laststufen untersucht und ausgewertet. **Bild 6-20** zeigt exemplarisch die Entwicklung der durch Grübchen geschädigten Flankenoberfläche eines Prüfrads der Verzahnungsgeometrie KST-C aus dem Werkstoff Vestakeep 5000G bei unterschiedlichen Lastwechselzahlen.

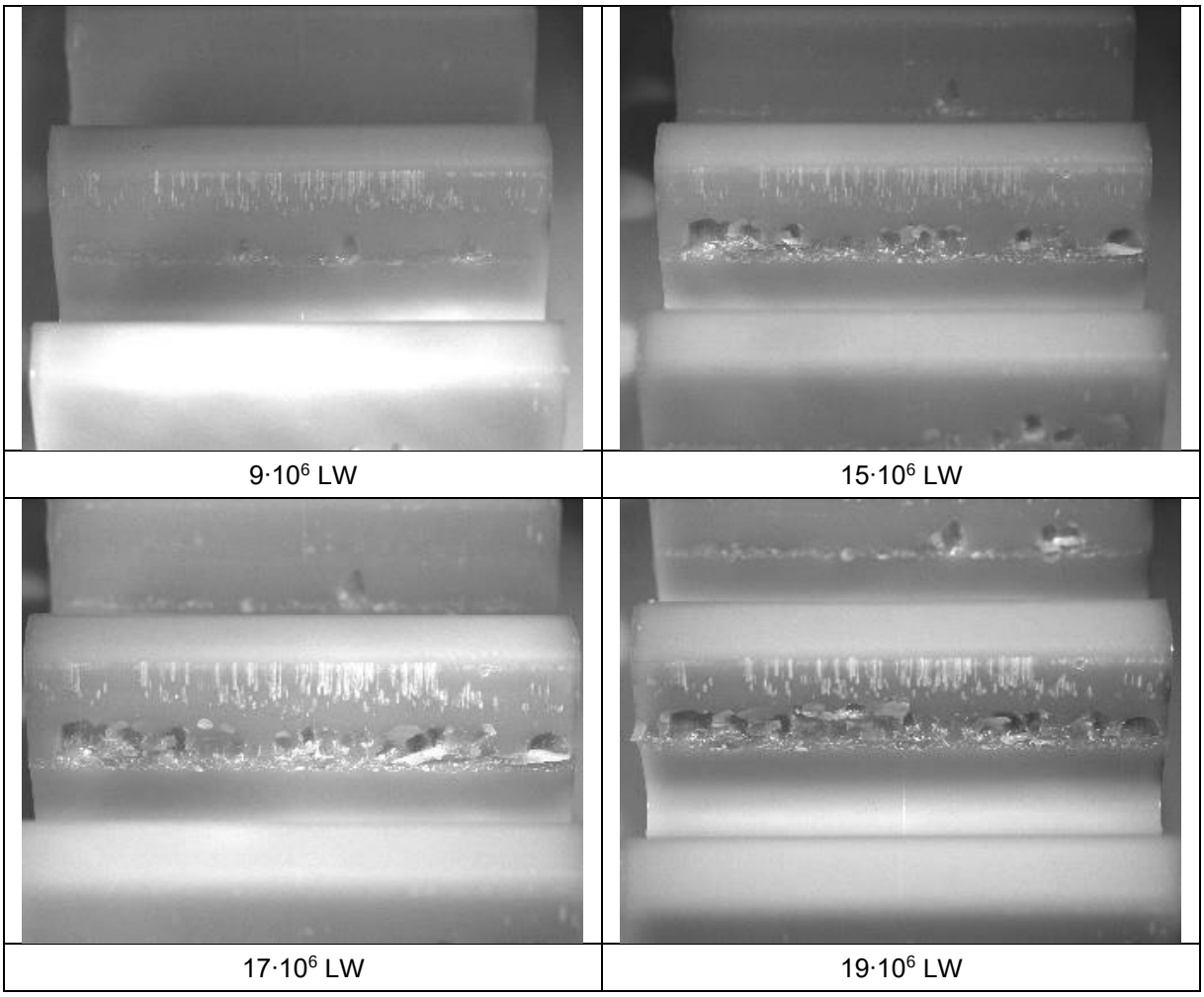


Bild 6-20: Exemplarische Entwicklung der durch Grübchen geschädigten Flankenoberfläche auf einem Vestakeep 5000G Prüfrad, KST-C, T_2 = 43 Nm, $\vartheta_{Öl}$ = 80 °C [Ill19]

Ausgehend von einer unbeschädigten Oberfläche im Neuzustand treten beim dem hier untersuchten Drehmomentniveau erste Grübchenschäden bei ca. 5 – 10 Millionen Lastwechseln unterhalb des Wälzkreises auf. Bei fortschreitendem Betrieb wächst die durch Grübchen geschädigte Oberfläche stark an. Neben dem Wachstum bereits vorliegender Grübchen brechen weitere Kunststoffpartikel aus der Zahnoberfläche heraus und die geschädigte Oberfläche wächst stark an. Das hier exemplarisch dargestellte Prüfrad ist bei 19 Millionen Lastwechseln über der gesamten Zahnbreite mit großen Materialausbrüchen geschädigt. Ein weiterer Betrieb führt in der Folge zu einem Bruch der Zahnflanke durch zunehmende Rissbildung ins Werkstoffinnere.

In **Bild 6-21** ist die Entwicklung der Grübchenschädigung für unterschiedliche Drehmomentniveaus dargestellt. Zur Analyse des Schadensfortschritts wird der Anteil der durch Grübchen geschädigten Flankenfläche an der gesamten aktiven Flankenoberfläche des Kunststoffrads in Abhängigkeit von der Lastwechselzahl ausgewertet. Dabei zeigt sich eine Abhängigkeit des Grübchenwachstums von der Beanspruchung. Für geringe Drehmomentniveaus wird ein späterer Beginn des Auftretens von Grübchenschäden festgestellt. Weiter kann für geringe Drehmomentniveaus ein lineares bzw. degressives Grübchenwachstum bis zur maximal untersuchten Lastwechselzahl festgestellt werden. Für höhere Lastniveaus kann ein früheres Auftreten von Grübchenschäden sowie ein progressives Wachstum der Grübchenfläche beobachtet werden. Für die hier durchgeführten Untersuchungen wird ein durch Grübchen geschädigter Anteil von 2% der gesamten aktiven Flankenfläche des Kunststoffrades als die Grenze zwischen progressivem und linear-degressivem Grübchenwachstum identifiziert. Für die durchgeführten Tragfähigkeitsuntersuchungen wird aus diesem Grund eine Schadensfläche von 2% der gesamten aktiven Flankenoberfläche des Kunststoffrades als Ausfallkriterium zur Bestimmung der Grübchentragfähigkeit definiert. Prüfräder, die das Schadenskriterium bis zu einer maximalen Lastwechselzahl von 50 Millionen Lastwechseln nicht erreichen, werden als Durchläufer gewertet. Prüfräder, die das entsprechende Schadenskriterium erreichen, werden als Ausfall bei der entsprechenden Lastwechselzahl zum Zeitpunkt des Überschreitens des 2%-Schadenskriteriums gewertet. [Ill19]

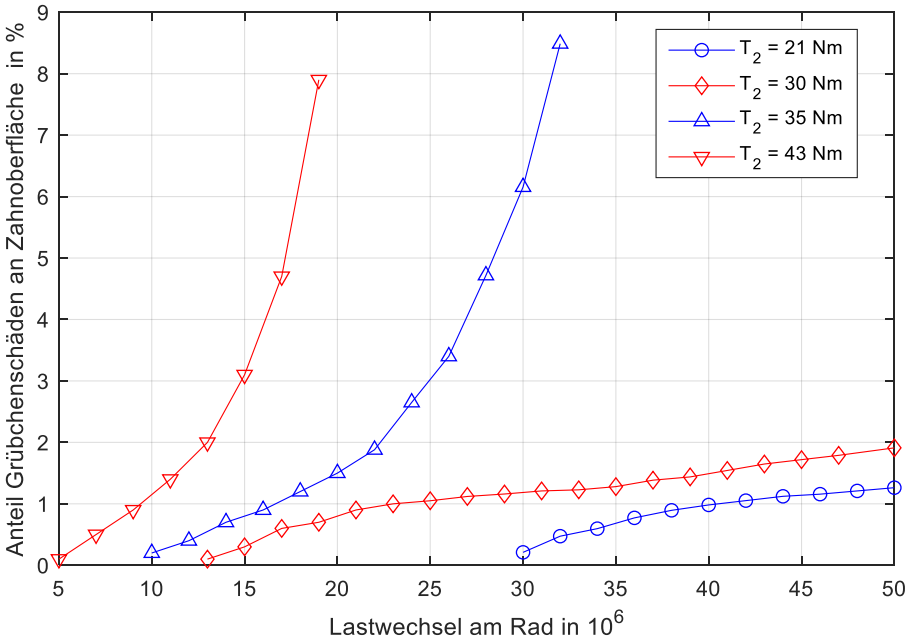


Bild 6-21: Entwicklung der durch Grübchen geschädigten Zahnoberfläche bei unterschiedlichen Drehmomenten, Verzahnungsgeometrie KST-C, Vestakeep 5000G, $\vartheta_{Öl}$ = 80°C nach [Ill19]

Neben der Betrachtung und Auswertung der globalen Grübchenfläche am gesamten Zahnrad, wird auch die Entwicklung der Grübchenfläche auf den einzelnen Zähnen der untersuchten Prüfräder dokumentiert. In **Bild 6-22** ist die Entwicklung der Grübchenfläche auf einzelnen Zähnen eines exemplarischen Prüfrads der Geometrievariante KST-C aus Vestakeep 5000G über der Laufzeit dargestellt. Bei der Auswertung des Grübchenwachstums auf einzelnen Zähnen kann ebenfalls ein progressiver Schadensfortschritt bei Überschreiten einer kritischen Grübchenfläche festgestellt werden. Die bei Schadensbeginn vergleichsweise geringen Wachstumsraten der Grübchenfläche steigen bei Überschreiten einer kritischen Grübchengröße stark an, was in einer progressiven Zunahme der Grübchenfläche auf den einzelnen Zähnen resultiert. Für die Auswertung der Grübchenfläche anhand einer Betrachtung der einzelnen Zähne eines Prüfrads wird eine durch Grübchen geschädigte Flankenfläche von 8% der aktiven Flankenfläche eines einzelnen Zahnes als Schadenskriterium für einen Ausfall durch Grübchenbildung definiert.

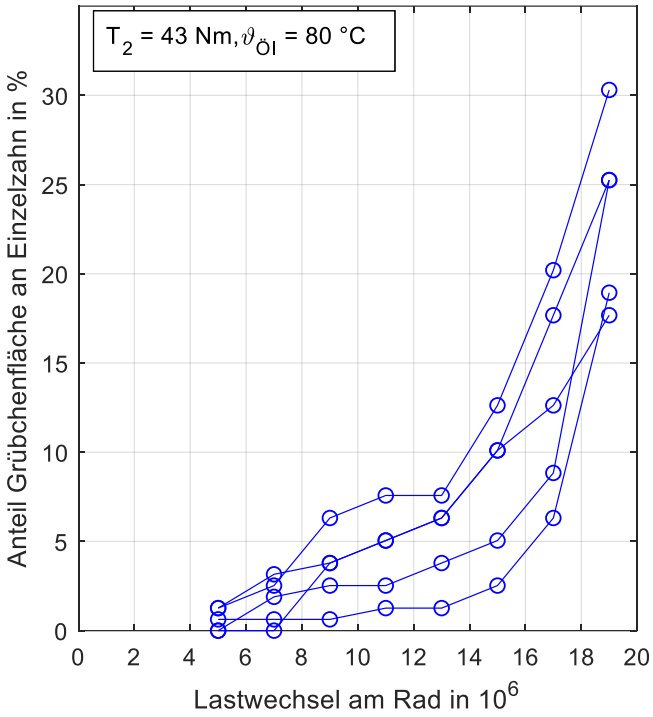


Bild 6-22: exemplarische Entwicklung der durch Grübchen geschädigten Zahnoberfläche einzelner Zähne, Verzahnungsgeometrie KST-C, Vestakeep 5000G, $\vartheta_{Öl}$ = 80°C

Zur Durchführung von Tragfähigkeitsuntersuchungen zur Bestimmung der Grübchentragfähigkeit von Kunststoffstirnrädern werden somit zwei relevante Schadenskriterien definiert, anhand derer die durchgeführten Laufversuche ausgewertet werden können. Zum einen wird eine aufsummierte Grübchenfläche, die einen Anteil von 2% an der gesamten aktiven Flankenfläche des Prüfrades aufweist, als Ausfallkriterium definiert. Weiter können Prüfläufe auch unter der isolierten Berücksichtigung der Grübchenfläche auf einzelnen Zähnen ausgewertet werden. Bei Erreichen einer Grübchenfläche, die 8% der aktiven Flankenfläche eines einzelnen Zahns einnimmt, wird dieser Zahn als Ausfall durch Grübchen gewertet.

Die Auswertung einzelner Zähne eines Prüfrades und die Betrachtung einzelner Zähne als eigenständige Versuchspunkte schafft, analog zum Pulsatorversuch [Mat09], die Möglichkeit, mehrere Versuchspunkte an einem einzelnen Prüfrad zu generieren. Auf diese Art und Weise können Zeitaufwand und Ressourceneinsatz verringert werden, während die statistische Aussagekraft der Tragfähigkeitsuntersuchungen durch eine Erhöhung der ausgewerteten Versuchspunkte verbessert wird.

Die Möglichkeit der Auswertung einzelner, durch Grübchen geschädigter Zähne und deren Wertung als eigenständige Versuchspunkte wird im Folgenden diskutiert und dem konventionellen Auswerteverfahren (ein Versuchspunkt je Prüfrad) gegenübergestellt.

6.4.4 Statistische Auswertung der Tragfähigkeitsuntersuchungen

Bislang existiert kein einheitliches, genormtes und standardisiertes Vorgehen zur Durchführung und Auswertung von Tragfähigkeitsversuchen an Kunststoffzahnrädern. In VDI 2736 [VDI14] wird als Schadenskriterium die Ausbildung von Grübchen mit einem Flächenanteil von 30% auf mindestens einer genutzten Zahnflanke definiert. Weiter schlägt VDI 2736 [VDI14] mindestens drei Versuchswiederholungen pro Last- und Temperaturniveau vor, um ein Minimum an statistischer Absicherung bei der Durchführung von Tragfähigkeitsversuchen zu erreichen. Dabei wird deutlich darauf hingewiesen, dass es sich dabei mehr um eine Abschätzung der Tragfähigkeit als den Charakter einer Absicherung handelt. In VDI 2736 [VDI14] wird weiter ein Formalismus zur Umrechnung von 50% Ausfallwahrscheinlichkeit auf eine Ausfallwahrscheinlichkeit von 10% vorgestellt.

Die bisherige Durchführung von Tragfähigkeitsuntersuchungen zur Bestimmung der Grübchentragfähigkeit ist sehr zeit-, ressourcen- und kostenintensiv. Ein einzelner Prüflauf benötigt bis zum Erreichen einer Lastwechselzahl von 50 Millionen etwa drei Wochen Prüfzeit. Dabei wird bislang lediglich ein Versuchspunkt pro Prüfrad ausgewertet. Um die benötigte Prüfdauer deutlich zu verkürzen bzw. die statistische Absicherung zu verbessern, wird nicht nur ein Versuchspunkt pro Prüfrad ausgewertet, sondern jeder einzelne Zahn eines Prüfrades als eigenständiger Versuch betrachtet. Daraus resultierend, werden aus einem einzelnen Prüflauf mehrere Versuchspunkte generiert.

Die Auswertung und Betrachtung einzelner Zähne als eigenständige Versuchspunkte erfolgt unter der Grundannahme, dass sich die einzelnen Zähne des Kunststoffzahnrads nicht merklich gegenseitig beeinflussen und weitestgehend unabhängig voneinander sind. Im Falle einer Stahl-Kunststoff-Stirnradpaarung ist diese Annahme insofern gerechtfertigt, da Veränderungen der einzelnen Kunststoffzähne über das Stahlritzel nicht an benachbarte oder weitere Kunststoffzähne übertragen werden können. Die Festigkeit des einsatzgehärteten und geschliffenen Stahlritzels liegt um ein Vielfaches über der des zu untersuchenden Kunststoffrads. Während der Tragfähigkeitsuntersuchungen können weder Geometrieveränderungen, noch Schäden wie beispielsweise Verschleiß oder Grübchen am Stahlritzel festgestellt werden, sodass dieses als Konstante im Prüfsystem angesehen werden kann. Weiter ändert sich die Dynamik aufgrund der hohen Materialdämpfung thermoplastischer Kunststoffe vergleichsweise wenig beim Auftreten lokaler Schäden auf einzelnen Zähnen bis zum Erreichen des Schadenskriteriums, sodass durch beginnendes Grübchenwachstum hervorgerufene Schäden für dynamische Zahnkräfte eine untergeordnete Rolle spielen.

Bei der Auswertung der einzelnen Zähne als eigenständige Versuchspunkte wird ein Ausfall des Zahnrads nicht durch Erreichen des globalen Schadenkriteriums von 2% der gesamten aktiven Zahnflanke des Kunststoffprüfrades definiert, sondern ein eigenständiges Schadenskriterium für den jeweiligen einzelnen Zahn angewendet. Die Auswertung der exemplarischen Vorversuche zur Grübchentragfähigkeit zeigt ein ähnliches progressives Wachstum der Grübchenfläche auf einem Einzelzahn auf, wie es zuvor an der Gesamtflankenfläche des Kunststoffzahnrades beobachtet wird. Aus den Vorversuchen wird ein Schadenskriterium von 8% der aktiven Flankenfläche eines einzelnen Zahns, die durch Grübchen geschädigt ist, definiert (Einzelzahnverfahren).

Die Grübchenschäden auf den einzelnen Zähnen sind gleichmäßig über den Umfang des gesamten Zahnrades verteilt, sodass eine Beeinflussung der Zahnflankentragfähigkeit der benachbarten Zähne durch Grübchenbildung weitestgehend ausgeschlossen werden kann.

Die Auswertung der erreichten Lastwechselzahlen der einzelnen Zähne bei Erreichen des Einzelzahnkriteriums von 8% der aktiven Flankenfläche zeigt die für Lebensdaueruntersuchungen im Zeitfestigkeitsgebiet typische Weibullverteilung der erreichten Lastwechselzahlen auf. **Bild 6-23** und **Bild 6-24** zeigen die Ergebnisse zweier Laufversuche auf unterschiedlichen Lastniveaus mit Verzahnungsgeometrie KST-C aus Vestakeep 4000G bei einer Werkstofftemperatur von 80 °C.

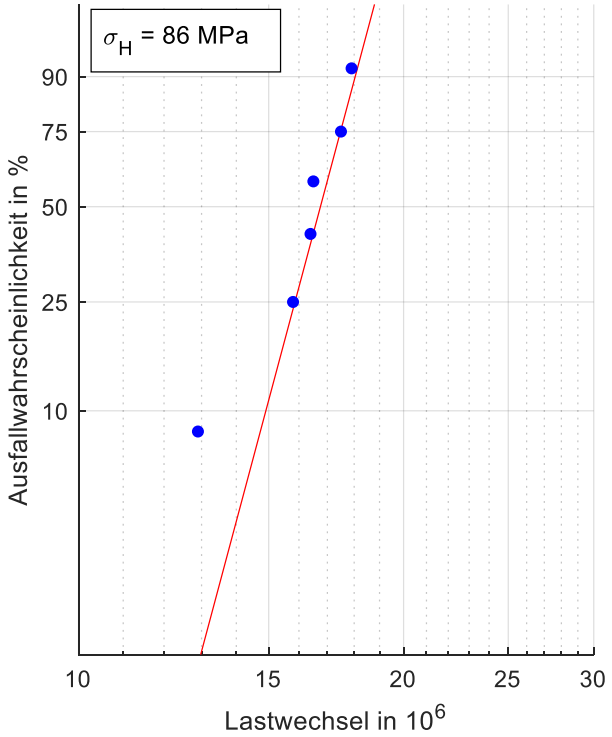


Bild 6-23: Erreichte Lastwechsel einzelner Zähne bei 8% Grübchenfläche, σ_H = 86 MPa, Verzahnungsgeometrie KST-C, Vestakeep 4000G, ϑ = 80°C

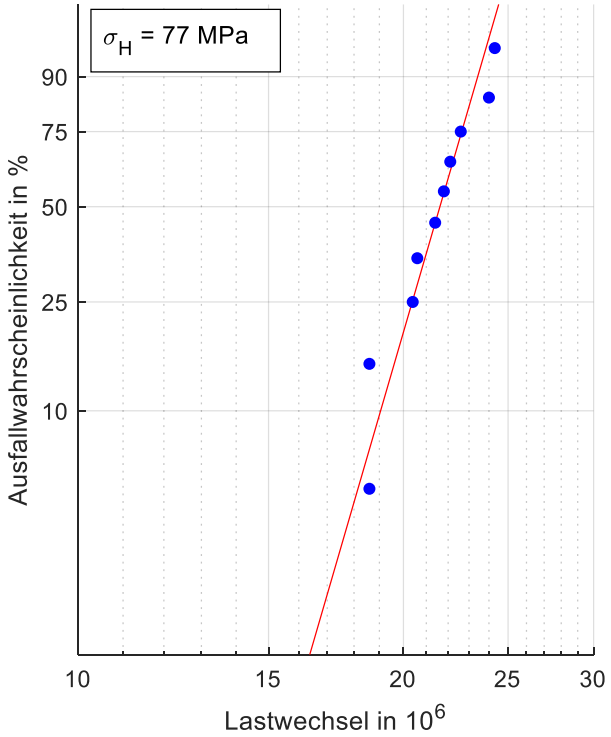


Bild 6-24: Erreichte Lastwechsel einzelner Zähne bei 8% Grübchenfläche, σ_H = 77 MPa, Verzahnungsgeometrie KST-C, Vestakeep 4000G, ϑ = 80°C

Für die Ermittlung der dargestellten Weibullverteilung der erreichten Lastwechsel wird je Lastniveau jeweils ein Prüfrad verwendet. Zur Auswertung der Grübchentragfähigkeit wird für jeden Zahn des Prüfrads ein Versuchspunkt erstellt, wenn eine Grübchenfläche von 8% der aktiven Zahnflanke eines einzelnen Zahns erreicht wird. Für den in **Bild 6-23** exemplarisch dargestellten Prüflauf bei einer Flankenpressung von σ_H = 86 MPa werden insgesamt sechs geschädigte Zähne ausgewertet, bevor das Rad aufgrund zu starker Schädigung nicht mehr lauffähig ist. Über die Ausgleichsgerade kann die zugehörige Lastwechselzahl für eine Ausfallwahrscheinlichkeit von 50% bestimmt werden. Insgesamt zeigt sich eine für Tragfähigkeitsuntersuchungen übliche Versuchsstreuung der Versuchspunkte. Die Ergebnisse für ein niedrigeres Lastniveau mit einer Flankenpressung am Wälzpunkt von σ_H = 77 MPa zeigen eine ähnliche Versuchsstreuung auf. Erwartungsgemäß sind die erreichten Lastwechsel für niedrigere Lasten zu etwas höheren Laufzeiten verschoben.

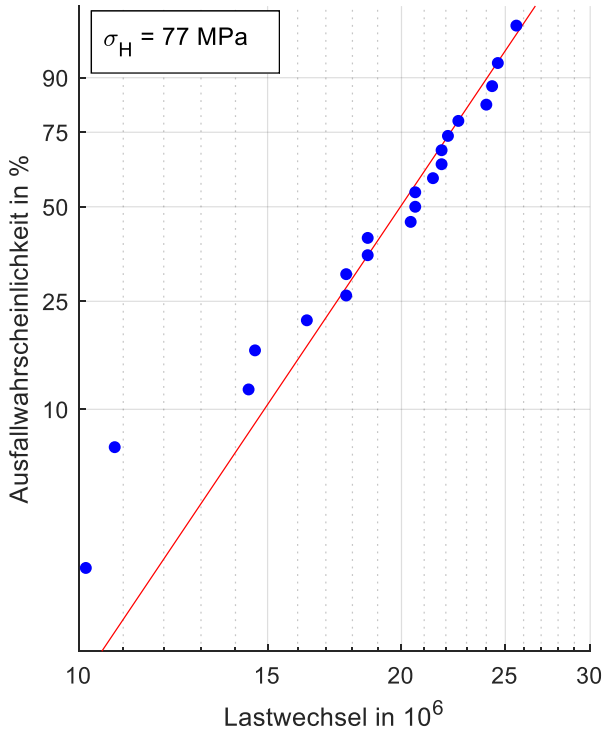


Bild 6-25: Erreichte Lastwechsel einzelner Zähne bei 8% Grübchenfläche, 3 Wiederholversuche, σ_H = 77 MPa, Verzahnungsgeometrie KST-C, Vestakeep 4000G, ϑ = 80°C

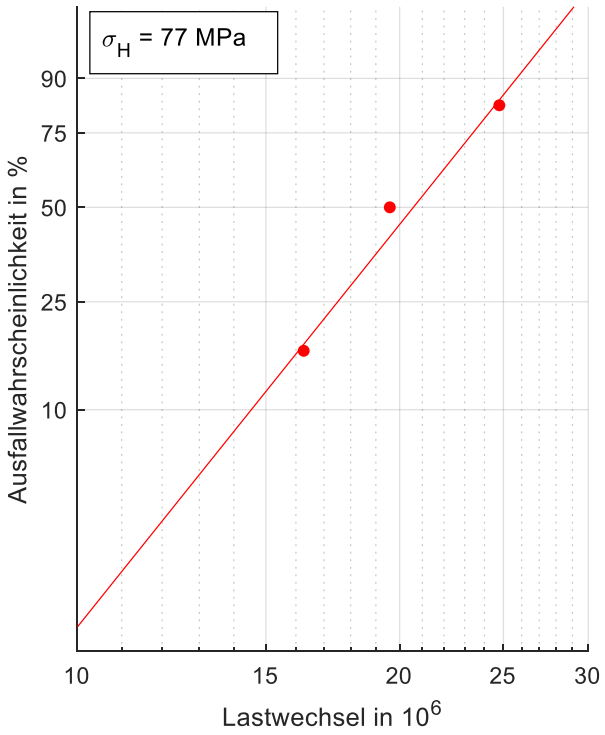


Bild 6-26: Erreichte Lastwechsel am Gesamtrad bei 2% Gesamt-Grübchenfläche, 3 Wiederholversuche, σ_H = 77 MPa, Verzahnungsgeometrie KST-C, Vestakeep 4000G, ϑ = 80°C

Bild 6-25 zeigt exemplarisch alle generierten Versuchspunkte für die Versuchsvariante KST-C aus Vestakeep 4000G auf einem Lastniveau von σ_H = 77 MPa bei einer Werkstofftemperatur von 80 °C. Insgesamt sind die Ergebnisse aus drei Versuchswiederholungen dargestellt. Durch die Auswertung der einzelnen, geschädigten Zähne konnten für das hier untersuchte Lastniveau insgesamt 21 Versuchspunkte generiert werden. Die Darstellung der Versuchspunkte im Weibullwahrscheinlichkeitsnetz zeigt auch hier die erwartete Weibullverteilung der einzelnen Versuchspunkte. Die Streuung der einzelnen Versuchspunkte liegt im dargestellten Beispiel von ca. 10 bis 25 Millionen Lastwechseln in einem für experimentelle Untersuchungen zur Grübchentragfähigkeit üblichen Bereich.

Vergleichend sind in **Bild 6-26** die Ergebnisse derselben Laufversuche nach der konventionellen Auswertemethode unter Berücksichtigung der globalen Grübchenschädigung bei Erreichen einer Grübchenfläche von 2% der gesamten aktiven Flankenfläche dargestellt. Aus der konventionellen Auswertemethodik folgt hieraus, dass je Prüflauf nur ein einzelner Versuchspunkt generiert wird. Vorteilig an der Auswertung der einzelnen Zähne eines Prüflaufes und der Bewertung eines jedes Zahns als eigenständigen Versuchspunkt wie in **Bild 6-25** ist dabei, dass eine viel größere Zahl an Versuchspunkten und damit eine deutlich verbesserte statistische Aussagekraft generiert wird. Ein Vergleich der erreichten Lastwechselzahlen auf dem hier dargestellten Lastniveau von σ_H = 77 MPa zeigt, dass für eine Ausfallwahrscheinlichkeit von 50% für beide Auswerteverfahren jeweils etwa 20 Millionen Lastwechsel erreicht werden.

Die Ergebnisse der exemplarisch ausgewerteten Prüfläufe auf den beiden unterschiedlichen Lastniveaus sind in **Bild 6-27** als Wöhlerkurven dargestellt. Neben einer konventionellen Wertung eines einzelnen Versuchspunkts je Prüflauf sind auch die Versuchspunkte bei Betrachtung der einzeln geschädigten Zähne vergleichend mit dargestellt. Die aus beiden Auswertemethoden abgeleiteten Wöhlerlinien sind für eine Ausfallwahrscheinlichkeit von 50% dargestellt.

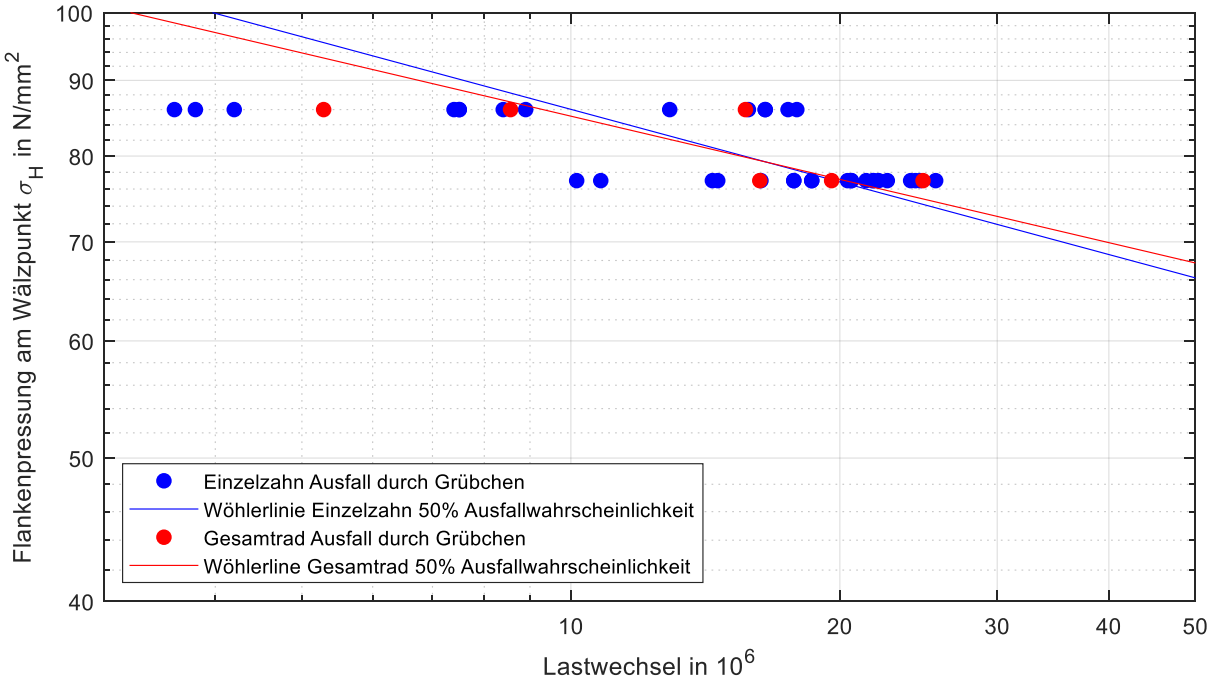


Bild 6-27: Vergleich der beiden Auswertemethoden am Einzelzahn und Gesamtrad, Wöhlerlinien bei 50% Ausfallwahrscheinlichkeit, Verzahnungsgeometrie KST-C, Vestakeep 4000G, ϑ = 80°C

Der direkte Vergleich der beiden Auswertemethoden zeigt, dass die nach unterschiedlichen Verfahren generierten Wöhlerlinien einen nahezu identischen Verlauf aufweisen und damit vergleichbare Festigkeitskennwerte für thermoplastische Zahnradwerkstoffe abgeleitet werden können. Für die im Folgenden ausgewerteten experimentellen Ergebnisse der durchgeführten Tragfähigkeitsuntersuchungen wird jeweils das Verfahren zur Berücksichtigung der Schädigung einzelner Zähne (Einzelzahnverfahren) angewendet.

6.4.5 Ergebnisse der Laufversuche mit Vestakeep 4000G

Die Laufversuche zur Bestimmung der Grübchentragfähigkeit des unverstärkten Werkstoffs Vestakeep 4000G werden zur Untersuchung des Temperatureinflusses auf die Tragfähigkeit auf zwei Temperaturniveaus durchgeführt. Alle durchgeführten Laufversuche weisen Grübchenschäden auf der Zahnoberfläche auf. Anderweitige Schadensbilder wie Zahnfußbruch oder abrasiver Zahnflankenverschleiß können nicht festgestellt werden. In **Bild 6-28** ist der Flankenzustand eines exemplarischen Prüfrades der Verzahnungsgeometrie KST-C aus Vestakeep 4000G nach Versuchsende dargestellt.

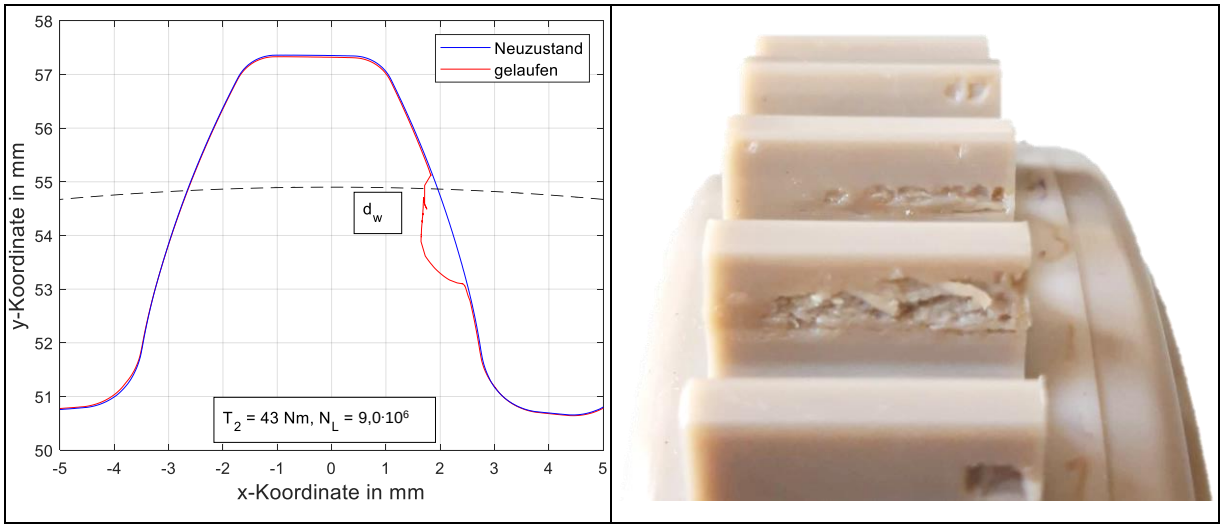


Bild 6-28: Flankenzustand Vestakeep 4000G Prüfrad, KST-C, T_2 = 43 Nm, 9,0·10^6 Lastwechsel, ϑ = 80 °C, Schädigung durch Grübchen

Die Zahnkontur wird durch taktile Profilmessungen jeweils vor Versuchsbeginn im Neuzustand und nach Versuchsende dokumentiert. Der Vergleich zwischen Neuzustand und Flankenprofil bei Versuchsende zeigt, dass sich keine Profilveränderungen aufgrund von abrasivem Verschleiß ausbilden. Insbesondere im zahnfußnahen Flankenbereich kann keine Ausbildung einer Verschleißkerbe festgestellt werden. Durch das Ausbrechen von Kunststoffpartikeln aus der Zahnoberfläche aufgrund von Grübchenbildung können bei fortschreitendem Grübchenschaden vermehrt Profilformabweichungen im Bereich der Grübchen festgestellt werden.

Bild 6-29 zeigt die experimentell bestimmte Wöhlerlinie für Vestakeep 4000G bei einer Werkstofftemperatur von 80 °C für eine Ausfallwahrscheinlichkeit von 50%. Die Ergebnisse der Laufversuche bei einer erhöhten Werkstofftemperatur von 120 °C sind in **Bild 6-30** dargestellt. Für eine Werkstofftemperatur von 120 °C treten vergleichsweise große Streuungen und eine Überschneidung der Laufzeiten unterschiedlicher Lastniveaus auf, weshalb die Ableitung einer Wöhlerlinie und insbesondere die Extrapolation der Wöhlerlinie auf höhere Lastwechsel nicht erfolgen.

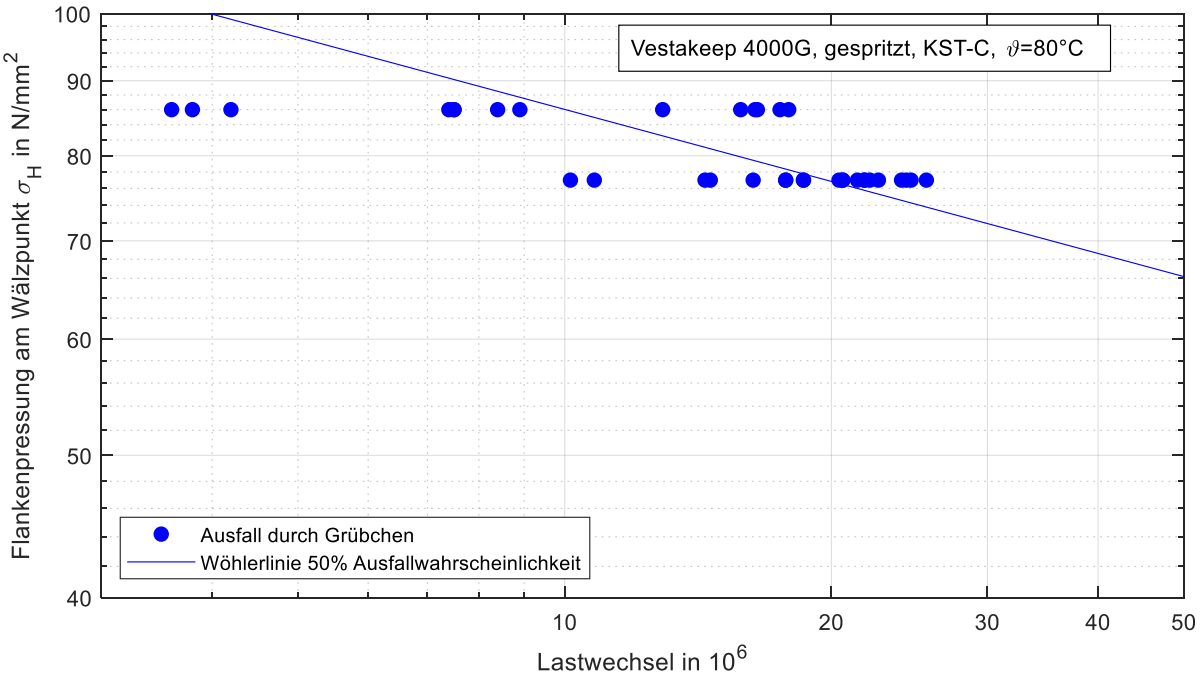


Bild 6-29: Wöhlerlinie für 50% Ausfallwahrscheinlichkeit, Verzahnungsgeometrie KST-C, Vestakeep 4000G, gespritzt, ϑ = 80°C

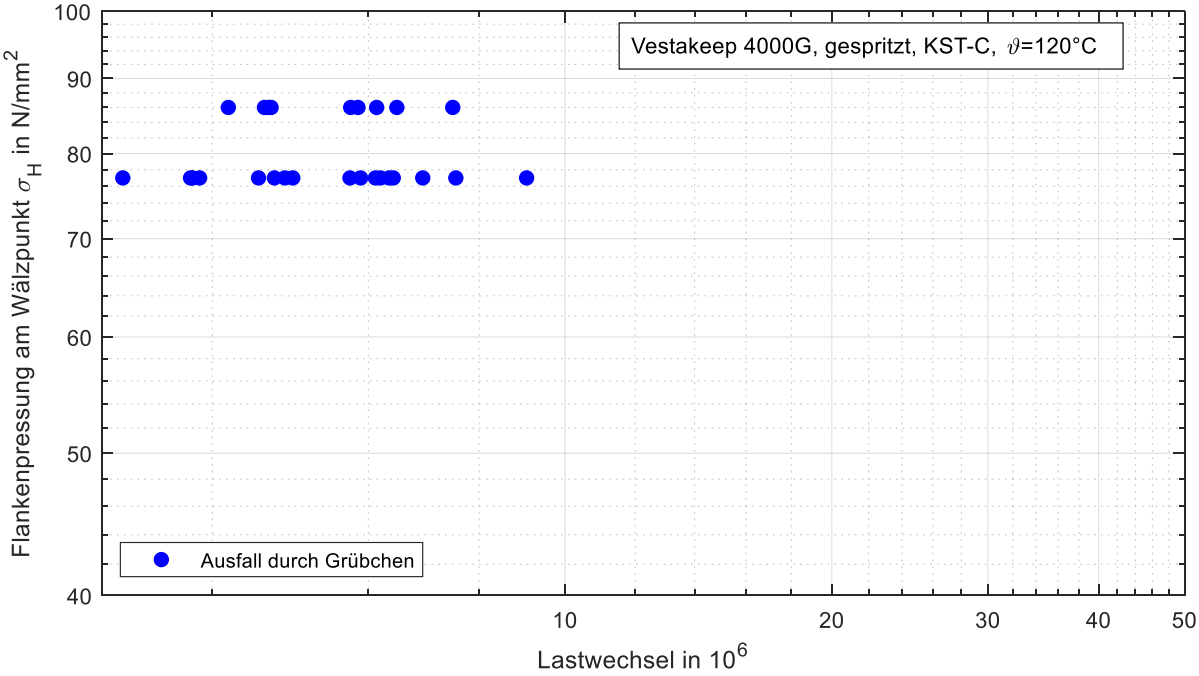


Bild 6-30: Versuchsergebnisse zur Grübchentragfähigkeit, Verzahnungsgeometrie KST-C, Vestakeep 4000G, gespritzt, ϑ = 120°C

Zusätzlich zu den Laufversuchen mit gespritzt gefertigten Prüfrädern werden Stichversuche mit spanend gefertigten Prüfrädern aus Vestakeep 4000G durchgeführt. Die Versuche werden analog zu den gespritzten Prüfrädern bei identischen Prüfbedingungen und einer Werkstofftemperatur von 80 °C betrieben. **Bild 6-31** zeigt die Zahnkontur im Neuzustand und bei Versuchsende sowie die fotografische Dokumentation des Flankenzustands bei Versuchende.

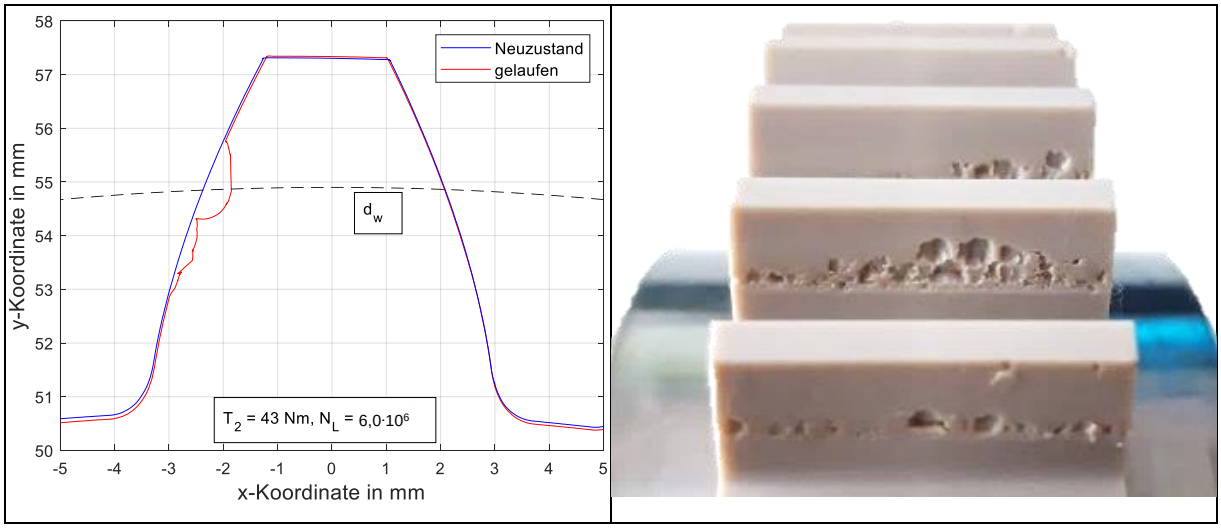


Bild 6-31: Flankenzustand Vestakeep 4000G Prüfrad gefräst, KST-C, T_2 = 43 Nm, 6,0·10^6 Lastwechsel, ϑ = 80 °C, Schädigung durch Grübchen

Im Vergleich zu den im Spritzgießverfahren gefertigten Prüfradvarianten weisen die durch Wälzfräsen hergestellten Prüfräder keinen Kopfrundungsradius auf. Das auftretende Schadensbild ist vergleichbar mit den im Spritzgießverfahren hergestellten Prüfrädern. Profilformabweichungen durch abrasiven Flankenverschleiß können nicht festgestellt werden. Die Flankenoberfläche der Prüfräder ist im Wälzpunktbereich und im fußnahen Flankenbereich durch Grübchenbildung geschädigt. Im Vergleich zu den gespritzten Varianten, welche großflächige Grübchen bei fortlaufender Schädigung aufweisen, unterscheidet sich das Erscheinungsbild der Grübchen bei spanend hergestellten Prüfrädern leicht. Es können einzelne Ausbrüche runder Form beobachtet werden, die sich jeweils aneinander anordnen. Die Tiefe der Materialausbrüche liegt dabei in einer vergleichbaren Größenordnung wie bei den gespritzten Prüfrädern aus Vestakeep 4000G.

Neben der geradverzahnten Variante KST-C werden auch experimentelle Stichversuche mit spanend hergestellten Prüfrädern alternativer Verzahnungsgeometrie durchgeführt, um mögliche Einflüsse der Verzahnungsgeometrie auf die Zahnflankentragfähigkeit zu dokumentieren. Analog zu den spanend gefertigten Prüfrädern der Geometrie KST-C weisen die Prüfräder der schrägverzahnten Variante KST-CS und der Low-Loss-Variante LL30 keinen Kopfrundungsradius auf. Für eine Einordnung des Einflusses der Verzahnungsgeometrie auf die Grübchentragfähigkeit erfolgen die Stichversuche bei einem einheitlichen Pressungsniveau. Für die Verzahnungsgeometrie KST-CS erfolgen zusätzliche Laufversuche bei einem zweiten Pressungsniveau. In **Bild 6-32** ist der Flankenzustand eines Prüfrades der Verzahnungsgeometrie KST-CS bei Versuchsende exemplarisch dargestellt. **Bild 6-33** zeigt analog dazu den Flankenzustand eines exemplarischen Prüfrads der verlustoptimierten Variante LL30 bei Versuchsende.

Bild 6-32: Flankenzustand Vestakeep 4000G Prüfrad gefräst, KST-CS, T_2 = 55 Nm, 12,0·10^6 Lastwechsel, ϑ = 80 °C, Schädigung durch Grübchen

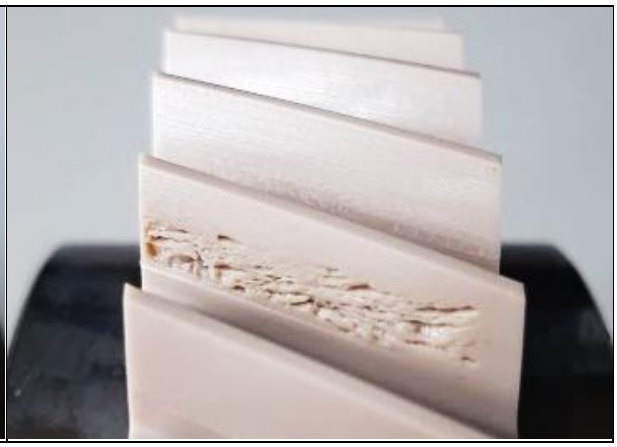


Bild 6-33: Flankenzustand Vestakeep 4000G Prüfrad gefräst, LL30, T_2 = 62 Nm, 10,0·10^6 Lastwechsel, ϑ = 80 °C, Schädigung durch Grübchen

Die Grübchenschäden auf den schrägverzahnten Prüfradvarianten treten analog zu den geradverzahnten Varianten bevorzugt unterhalb des Wälzkreises in Bereichen negativen spezifischen Gleitens auf. Das optische Erscheinungsbild der Flankenschäden von Verzahnungsgeometrie KST-CS und LL30 ähnelt sich dabei stark. Die durch Grübchen geschädigte Zahnoberfläche zeichnet sich durch kleinere Materialausbrüche aus der Zahnoberfläche aus. Mit fortschreitender Laufzeit entstehen Risse ins Werkstoffinnere, was schließlich zu einem Versagen der Verzahnung führt. Wie schon bei den geradverzahnten Prüfrädern, kann bei den schrägverzahnten Varianten kein nennenswerter abrasiver Flankenverschleiß beobachtet werden. Die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen mit den spanend aus Vestakeep 4000G hergestellten Prüfrädern unterschiedlicher Geometrie sind in **Bild 6-34** dargestellt.

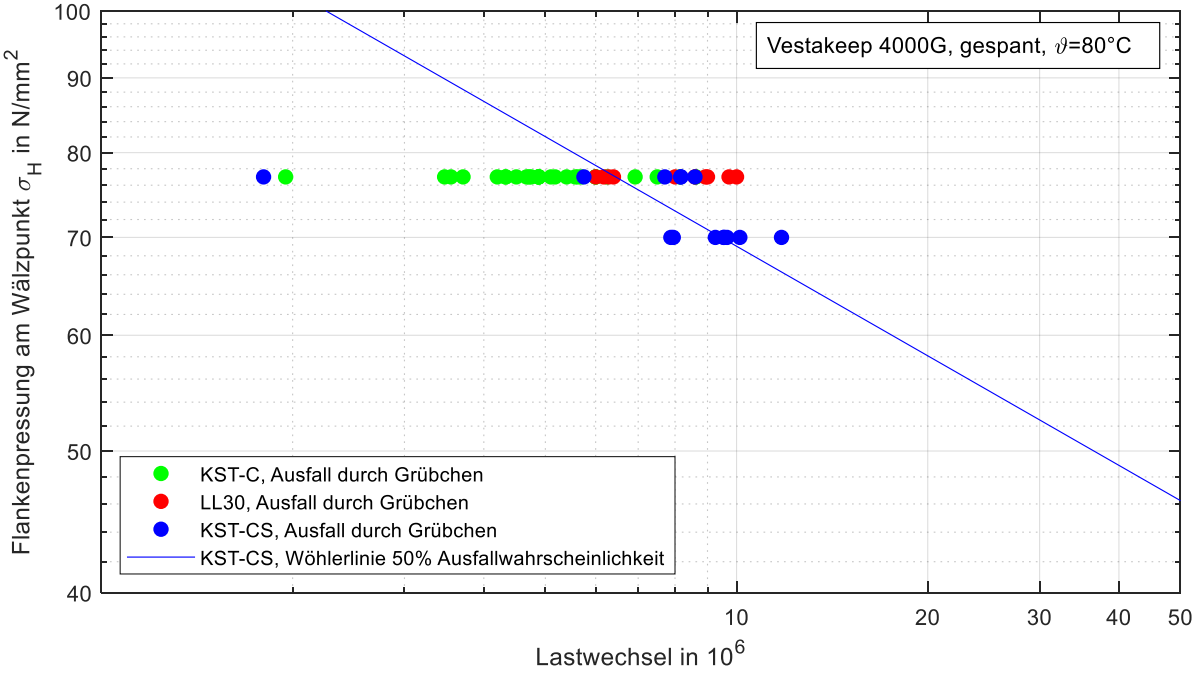


Bild 6-34: Versuchspunkte Verzahnungsgeometrie KST-C, KST-CS und LL30 Vestakeep 4000G, gespant, ϑ = 80°C

Für die Prüfräder der Geometrievariante KST-CS ist neben den einzelnen Versuchspunkten ebenfalls die resultierende Wöhlerlinie für eine Ausfallwahrscheinlichkeit von 50% dargestellt. Die Stichversuche mit den Varianten LL30 und KST-C sind ebenfalls mit abgebildet. Die Streuung der Versuchsergebnisse mit den gespanten Varianten bewegt sich in einem vergleichbaren Rahmen wie bei den im Spritzgießverfahren hergestellten Prüfrädern. Die resultierende Lebensdauer der geradverzahnten Prüfradvariante KST-C erreicht dabei die geringsten Werte. Für die verlustoptimierte Verzahnung LL30 liegen die erreichten Lastwechsel der Stichversuche tendenziell oberhalb der Lebensdauer der Geometrievariante KST-C und der schrägverzahnten Variante KST-CS.

6.4.6 Ergebnisse der Laufversuche mit Vestakeep 5000G

Das Schädigungsverhalten der gespritzten Werkstoffvariante Vestakeep 5000G ähnelt stark dem Schadensverhalten von spritzgegossenen Prüfrädern aus Vestakeep 4000G. In **Bild 6-35** ist das Zahnprofil im Neuzustand und nach Versuchsende dokumentiert. Weiter ist der Zustand der Flankenoberfläche mit Grübchenschäden optisch dokumentiert.

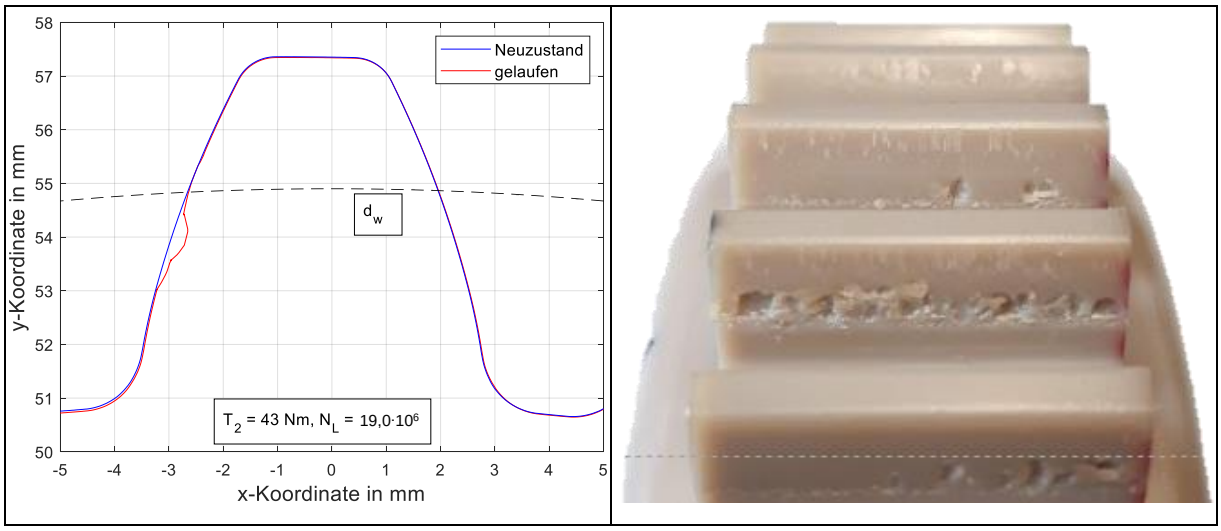


Bild 6-35: Flankenzustand Vestakeep 5000G Prüfrad, KST-C, T_2 = 43 Nm, 19,0·10^6 Lastspiele, ϑ = 80 °C, Schädigung durch Grübchen

Ein Vergleich des Flankenprofils im Neuzustand und bei Versuchsende zeigt, dass kein abrasiver Flankenverschleiß auftritt. Die dokumentierten Profilformabweichungen resultieren aus den Materialausbrüchen bei der Entstehung von Grübchenschäden. Die Grübchen entstehen wie schon bei den Versuchen mit Vestakeep 4000G bevorzugt unterhalb des Wälzkreises. Mit zunehmender Laufzeit nimmt die Grübchenfläche stark zu bis hin zu einer vollständigen Zerrüttung der Zahnoberfläche.

Bild 6-36 und **Bild 6-37** zeigen die ermittelten Wöhlerlinien für Verzahnungsgeometrie KST-C aus der Werkstoffvariante Vestakeep 5000G für 80 °C und 120 °C Werkstofftemperatur. Für erhöhte Werkstofftemperaturen verläuft die ermittelte Wöhlerlinie deutlich steiler als bei der Referenztemperatur von 80 °C. Zudem verringert sich die Lebensdauer erwartungsgemäß bei einer Erhöhung der Werkstofftemperatur, was zu einer Verschiebung der Wöhlerlinie nach links führt. Bei einer Werkstofftemperatur von 120 °C kann auf dem oberen Lastniveau eine vergleichsweise hohe Versuchsstreuung beobachtet werden. Während die Mehrzahl der durchgeführten Versuche bereits bei wenigen Millionen Lastwechseln durch Grübchenbildung ausfällt, erreichen einige Versuchspunkte auch Lebensdauern von ca. 10 Millionen Lastwechseln.

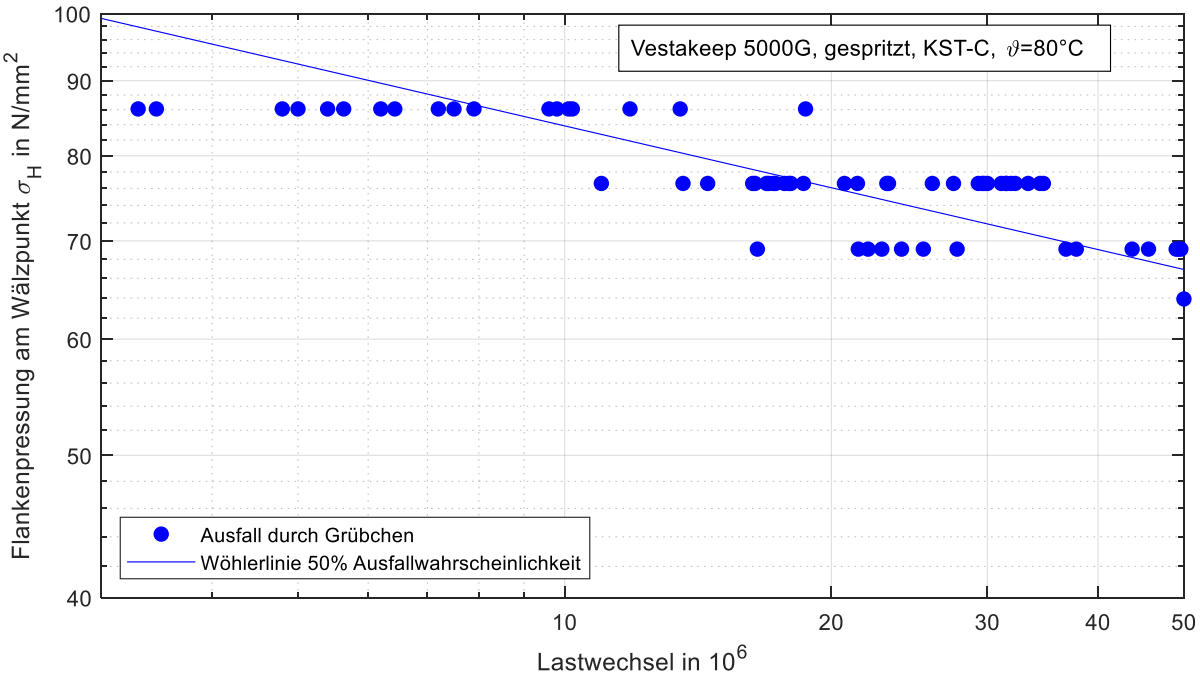


Bild 6-36: Wöhlerlinie für 50% Ausfallwahrscheinlichkeit, Verzahnungsgeometrie KST-C, Vestakeep 5000G, gespritzt, ϑ = 80°C

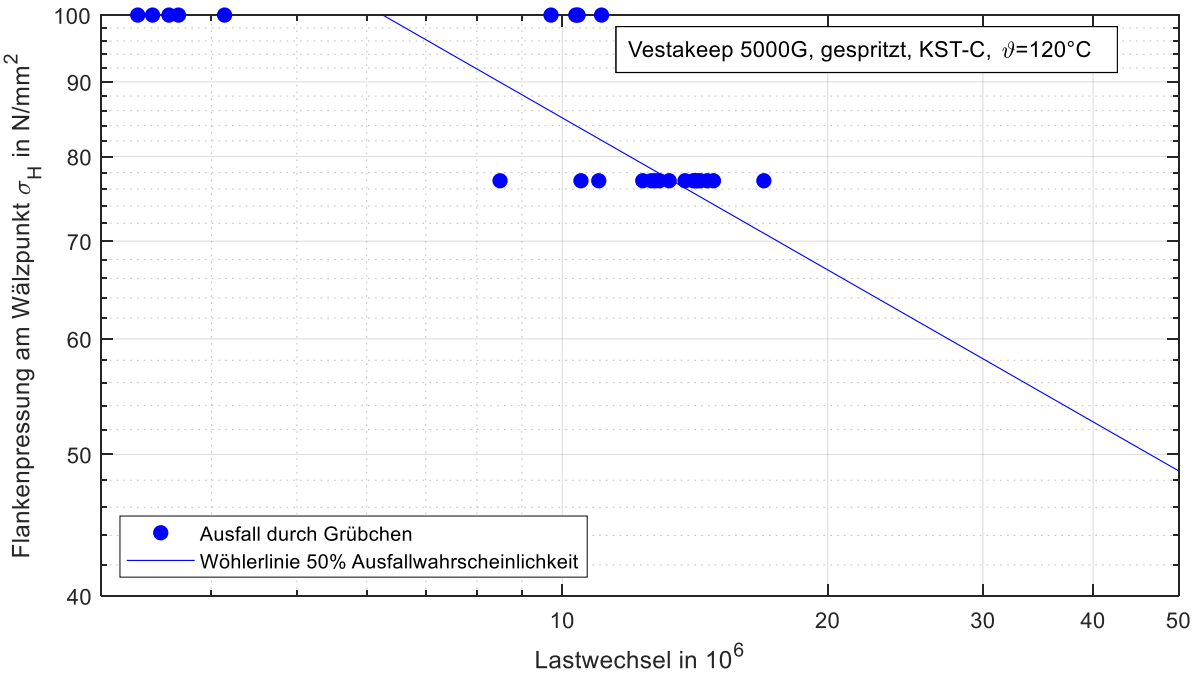


Bild 6-37: Wöhlerlinie für 50% Ausfallwahrscheinlichkeit, Verzahnungsgeometrie KST-C, Vestakeep 5000G, gespritzt, ϑ = 120°C

6.4.7 Ergebnisse der Laufversuche mit Vestakeep 4000 CF30

Neben den Untersuchungen mit unverstärkten PEEK-Werkstoffen werden ebenfalls Prüfräder aus der kohlenstofffaserverstärkten Variante Vestakeep 4000 CF30 experimentell untersucht. Die Versuchsbedingungen sind analog zu den Untersuchungen an den unverstärkten Werkstoffvarianten. In **Bild 6-38** sind Konturschriebe des Flankenprofils im Neuzustand und nach Versuchsende sowie der optische Flankenzustand nach Versuchsende dokumentiert.

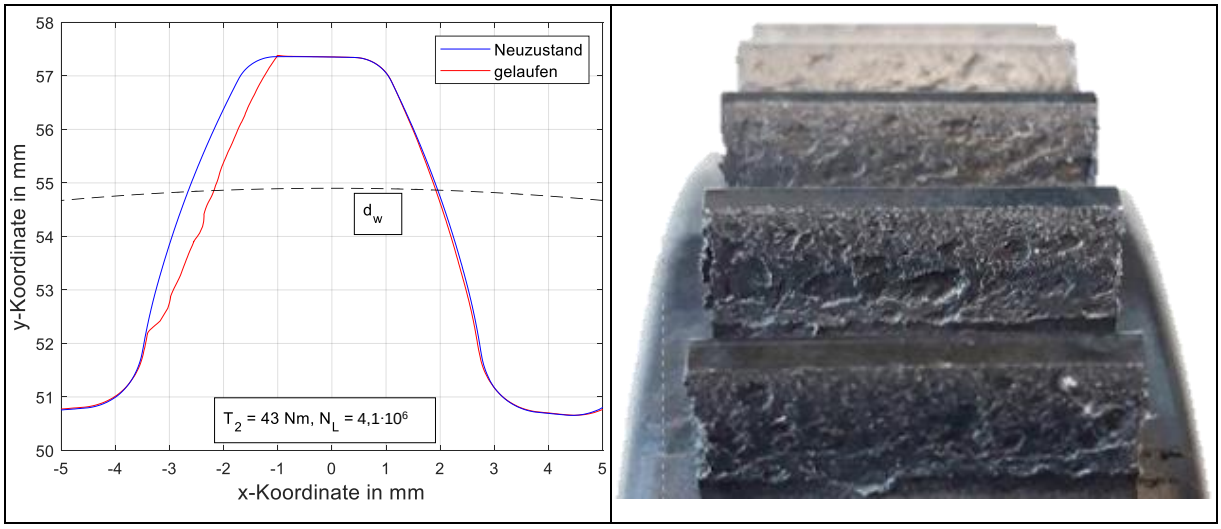


Bild 6-38: Flankenzustand Vestakeep 4000 CF30 Prüfrad, KST-C, T_2 = 43 Nm, 4,1·10^6 Lastspiele, ϑ = 80 °C, Schädigung durch Verschleiß und Grübchen

Im Gegensatz zu den unverstärkten Werkstoffen kann bei den Laufversuchen mit Vestakeep 4000 CF30 deutlicher abrasiver Flankenverschleiß beobachtet werden. Ein Vergleich der Zahnkontur im Neuzustand mit der Zahnkontur bei Versuchsende zeigt eine gleichmäßige Abnahme der Zahndicke vom Zahnfußnutzkreisdurchmesser bis hin zum Zahnkopf des Kunststoffzahnrads. Der Zahnflankenverschleiß wird gleichzeitig mit der Ausbildung von Grübchenschäden auf der Zahnflanke überlagert. Durch den fortschreitenden Zahnflankenverschleiß wird die Kunststoffschicht an der Zahnflankenoberfläche abgetragen und die Kohlenstofffasern freigelegt, was zu einer deutlichen Aufrauhung der Zahnoberfläche führt. Kleinere Grübchenschäden werden durch kontinuierlichen Zahnflankenverschleiß während des Betriebs zum Teil wieder abgetragen. Größere Materialausbrüche können in die Werkstofftiefe wachsen und zu einem Bruch der Zahnflanke und einem Totalausfall der Verzahnung führen.

Zur Bewertung des Verschleißverhaltens wird für die Versuche mit der Werkstoffvariante Vestakeep 4000 CF30 der resultierende Verschleißkoeffizient k_w nach VDI 2736 [VDI14] durch Rückrechnung aus den Versuchsbedingungen bestimmt. Dabei ergibt sich ein aus drei Versuchen gemittelter Verschleißkoeffizient von k_w = 6,51·10^{-6} mm^3/Nm (min. 4,94 ·10^{-6} mm^3/Nm; max. 8,82·10^{-6} mm^3/Nm). Der experimentell ermittelte Verschleißkoeffizient liegt dabei in einem vergleichbaren Größenbereich wie die in VDI 2736 [VDI14] dokumentierten Kennwerte für unverstärkte PBT-Zahnräder im Trockenlauf, die mit k_w = 7,8·10^{-6} mm^3/Nm bei einer Rauheit des Stahl-Gegenrades von R_z = 1,5 µm angegeben werden. In **Bild 6-39** sind die einzelnen Versuchspunkte und die ermittelte Wöhlerlinie für den Werkstoff Vestakeep 4000 CF30 bei einer Ausfallwahrscheinlichkeit von 50% dargestellt.

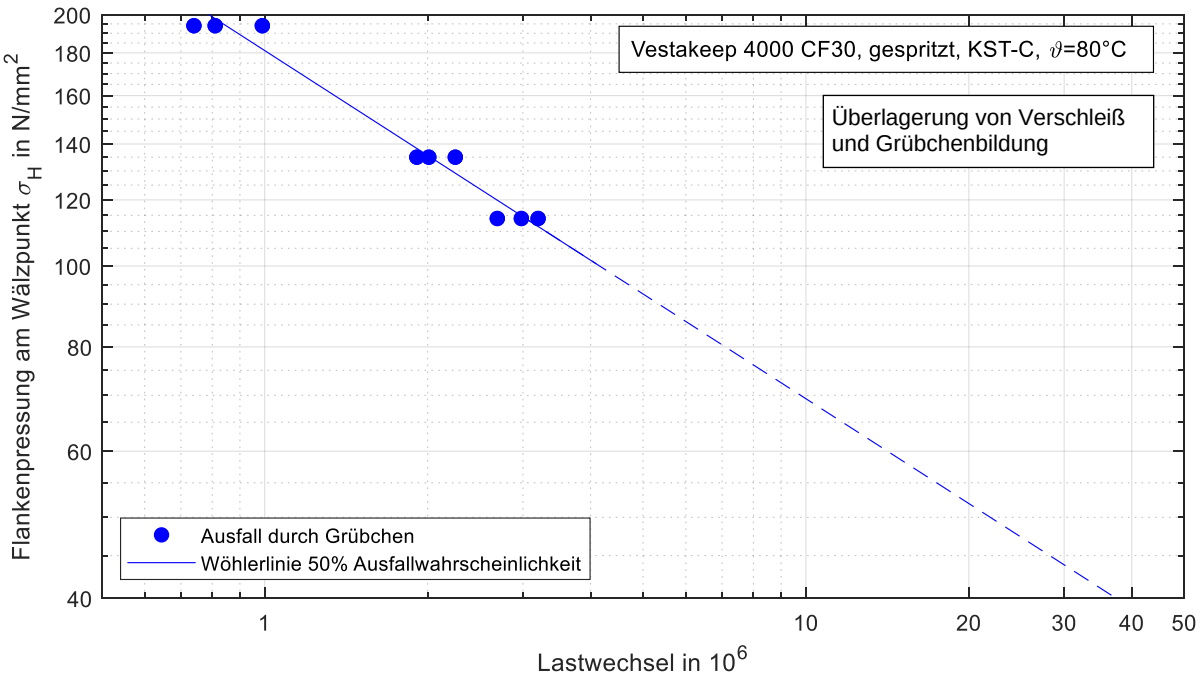


Bild 6-39: Wöhlerlinie für 50% Ausfallwahrscheinlichkeit, Verzahnungsgeometrie KST-C, Vestakeep 4000 CF30, gespritzt, ϑ = 80°C

Aufgrund der höheren Werkstoffsteifigkeit der faserverstärkten Prüfräder resultieren bei vergleichbaren äußeren Drehmomenten deutlich höhere berechnete Hertz´sche Pressungen als bei unverstärkten Werkstoffen. Da die Lebensdauer der untersuchten Prüfräder für die hier betrachteten Versuchsbedingungen deutlich unterhalb von 10 Millionen Lastwechseln liegt, ist die Wöhlerlinie für höhere Lastwechselzahlen extrapoliert. Die Streuung der einzelnen Versuchsläufe ist vergleichsweise gering. Es ist darauf hinzuweisen, dass bei den durchgeführten Untersuchungen kein reines Schadensbild durch Grübchen auftritt, sondern dass die Versuchsläufe gleichzeitig abrasiven Flankenverschleiß aufweisen, sodass Wechselwirkungen zwischen Grübchenbildung durch Werkstoffermüdung sowie kontinuierlichem Zahnflankenverschleiß nicht ausgeschlossen werden können.

Aufgrund des starken Flankenverschleißes der Werkstoffvariante Vestakeep 4000 CF30 werden zusätzliche Stichversuche mit einem Schmierstoff höherer Viskosität durchgeführt, um den Schmierungszustand positiv zu beeinflussen. Durch den Einsatz eines höherviskosen Schmierstoffs der Viskositätsklasse ISO-VG 460 (FVA 4A) baut sich während des Betriebs ein höherer Schmierfilm auf als bei den Referenzversuchen mit FVA 3A, wodurch die Zahnflanken besser voneinander getrennt werden. Die Stichversuche mit FVA 4A werden bei identischen Versuchsbedingungen wie mit dem Schmierstoff FVA 3A durchgeführt. Nach Versuchsende wird der Verschleißkoeffizient k_w nach VDI 2736 [VDI14] ausgewertet. Dabei ergibt sich ein aus drei Versuchen gemittelter Verschleißkoeffizient von $k_w = 5{,}52 \cdot 10^{-6}$ mm³/Nm (min. $3{,}94 \cdot 10^{-6}$ mm³/Nm; max. $7{,}76 \cdot 10^{-6}$ mm³/Nm).

Das Schadensbild ist auch beim Einsatz von FVA 4A als Schmierstoff von einem überlagerten Auftreten abrasiven Flankenverschleißes und Grübchenbildung geprägt. **Bild 6-40** zeigt exemplarisch den Flankenzustand und den zugehörigen Profilschrieb nach einem Stichversuch mit dem Schmierstoff FVA 4A. Das dokumentierte Schadensbild ähnelt dabei stark den durchgeführten Versuchen mit dem Referenzschmierstoff FVA 3A (siehe **Bild 6-38**).

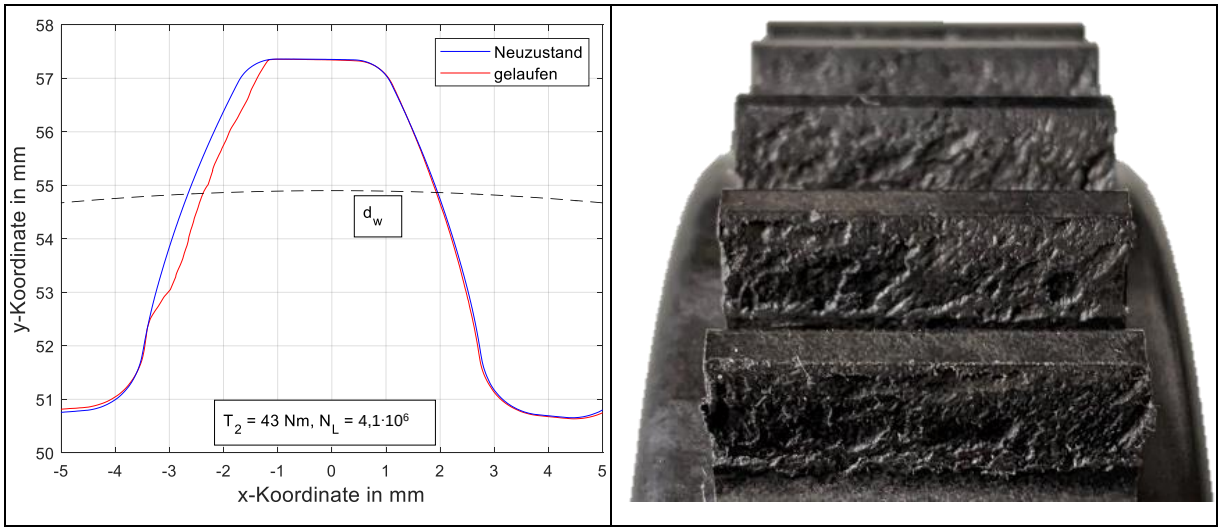


Bild 6-40: Flankenzustand Vestakeep 4000 CF30 Prüfrad, KST-C, T_2 = 43 Nm, 4,1·10^6 Lastspiele, ϑ = 80 °C, Schädigung durch Verschleiß und Grübchen, Stichversuch mit Schmierstoff FVA 4A

7 Diskussion der Untersuchungen

7.1 Vergleich der experimentell bestimmten Zahntemperaturen mit theoretischen Modellen

Die experimentellen Messungen der Zahntemperatur werden durch theoretische Betrachtungen zur Zahntemperatur ergänzt. Dabei werden unterschiedliche Temperaturmodelle verwendet und miteinander verglichen. Weiter wird eine thermisch-stationäre FE-Simulation zur Untersuchung der Temperaturverteilung auf der Zahnflanke und im Zahninneren durchgeführt.

Bild 7-1 zeigt einen Vergleich zwischen experimentell im Laufversuch bestimmten Zahntemperaturen und mittels FE-Simulation berechneten Verzahnungstemperaturen für Verzahnungsgeometrie KST-C aus der Werkstoffvariante Vestakeep 5000G. Die Auswertung der simulativen Ergebnisse erfolgt dabei jeweils an der Position, an der auch der Thermosensor während der Temperaturmessung angebracht ist. Für die Messungen im oberflächennahen Zahnflankenbereich erfolgt die Auswertung damit ca. 1,5 mm unterhalb der Zahnoberfläche. Die Ergebnisse aus Simulation und Messung liegen in einem vergleichbaren Größenbereich an den unterschiedlichen Messpositionen. Der geringe Temperaturhub der Zahnflankentemperatur unterhalb der Zahnoberfläche aus den experimentellen Untersuchungen kann durch einen Vergleich mit den Simulationsergebnissen bestätigt werden. Die Tendenz, einer im Vergleich zur Zahnoberfläche geringfügig verringerten Zahntemperatur in Zahnmitte der Prüfräder kann ebenfalls bestätigt werden. Der Einfluss höherer Gleitgeschwindigkeiten zu Beginn und am Ende des Zahneingriffs auf die Zahntemperatur ist aufgrund der geringen Wärmeleitfähigkeit des Kunststoffs in einem Abstand von 1,5 mm zur Zahnoberfläche nicht mehr feststellbar. Weiter ist darauf hinzuweisen, dass die gemessenen Differenzen zwischen den unterschiedlichen Messpositionen der experimentell bestimmten Zahntemperaturen im Bereich der Messungenauigkeit liegen, sodass keine absoluten Schlussfolgerungen über lokale Temperaturunterschiede entlang der Eingriffsstrecke gezogen werden können. Die größeren Temperaturunterschiede zwischen Messung und Simulation im Bereich des Zahnkopfnutzkreisdurchmessers können aus einer Überbewertung der konvektiven Wärmeabfuhr an die Umgebung im Berechnungsmodell resultieren, sodass zu geringe Zahntemperaturen bestimmt werden.

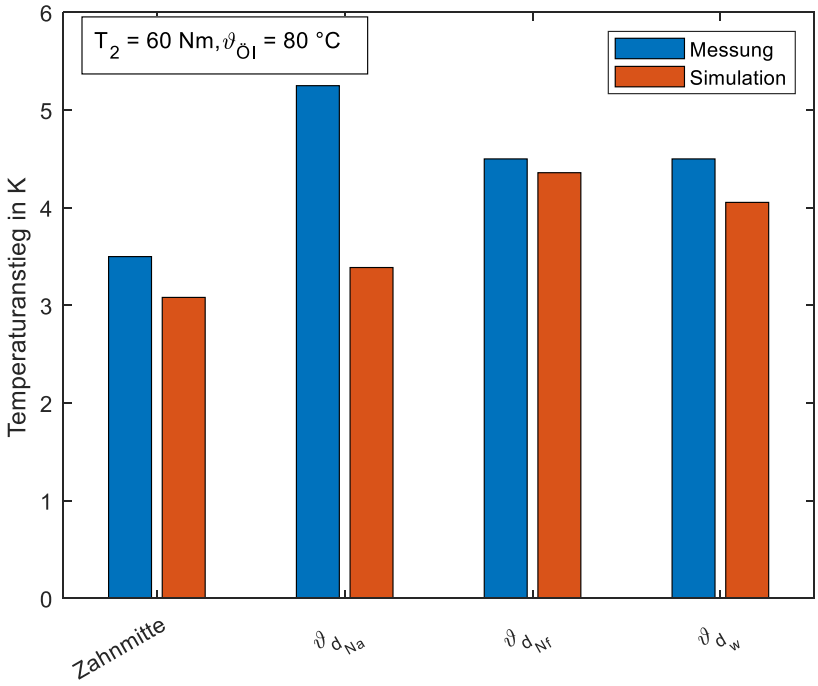


Bild 7-1: Vergleich des simulativ bestimmten Temperaturhubs entlang der Eingriffsstrecke mit experimentellen Ergebnissen, Verzahnungsgeometrie KST-C, Vestakeep 5000G

Die Ergebnisse der experimentellen Temperaturmessungen werden ebenfalls dem Modell nach Blok & Housz [Hou67] gegenübergestellt. Das Berechnungsmodell nach Blok & Housz [Hou67] ist dabei dazu geeignet, um die lokale Temperaturverteilung entlang der Eingriffsstrecke zu bestimmen. In **Bild 7-2** ist der Vergleich der theoretisch nach Blok & Housz [Hou67] berechneten Temperaturverteilung mit den im Laufversuch gemessenen Temperaturen für einen exemplarischen Prüflauf dargestellt. Es zeigt sich, dass die berechneten und gemessenen Temperaturen mit Ausnahme des Bereichs um den Wälzpunkt im gleichen Größenbereich liegen. Da das theoretische Modell eine Temperaturerhöhung aufgrund von Reibung auf Basis der vorliegenden Pressung und Gleitgeschwindigkeit berechnet, wird am Wälzpunkt keine Temperaturzunahme berechnet, da dort theoretisch nur reines Rollen vorliegt. Die durchgeführten Messungen zeigen jedoch, dass am Wälzpunkt ebenfalls ein Temperaturhub ähnlicher Größenordnung wie zu Beginn und am Ende des Zahneigriffs vorliegt. Die am Wälzpunkt gemessene Temperaturerhöhung kann einerseits auf eine Erwärmung durch Verformung während des Zahneingriffs, anderseits auf eine Erwärmung durch Wärmeleitung von reibungsbehafteten Flankenpositionen hin zum Wälzpunkt zurückgeführt werden. Die berechneten und gemessenen Temperaturen an Eingriffsbeginn und Eingriffsende stimmen vergleichsweise gut überein. Hierbei ist jedoch zu beachten, dass das theoretische Modell den Temperaturhub direkt an der Zahnoberfläche berechnet, während die Sensoren der Temperaturmessung ca. 1,5 mm unterhalb der Zahnoberfläche angebracht sind.

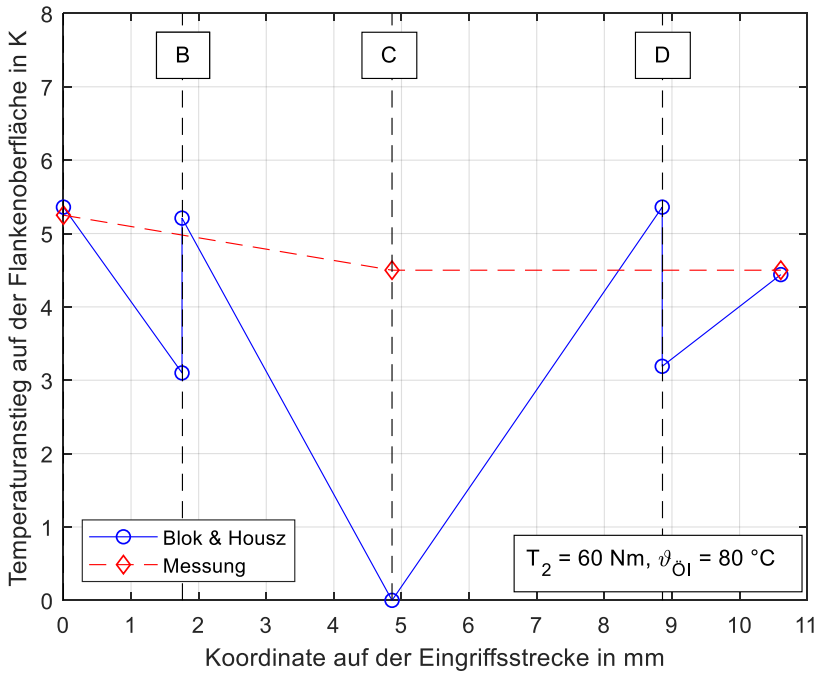


Bild 7-2: Temperaturhub nach Blok & Housz entlang der Eingriffsstrecke im Vergleich zu experimentellen Messergebnissen, Verzahnungsgeometrie KST-C, Vestakeep 5000G

Um Aussagen über die Allgemeingültigkeit der Berechnungsmethodik nach Blok & Housz [Hou67] treffen zu können, wird zusätzlich der Temperaturhub für die verlustoptimierte Prüfradgeometrie LL30 bestimmt und den Ergebnissen der Temperaturmessungen mit Prüfrädern der Versuchsgeometrie LL30 aus Vestakeep 4000G gegenübergestellt. Aus der Messung ergibt sich ein Temperaturhub von 2,0 K, während durch das analytische Verfahren ein Temperaturhub von 2,8 K berechnet wird. Durch die vergleichsweise gute Übereinstimmung mit den hier durchgeführten Untersuchungen ist das Temperaturmodell nach Blok & Housz [Hou67] grundsätzlich geeignet, um die während des Betriebs auftretenden Zahntemperaturen für ölgeschmierte PEEK-Verzahnungen abzuschätzen.

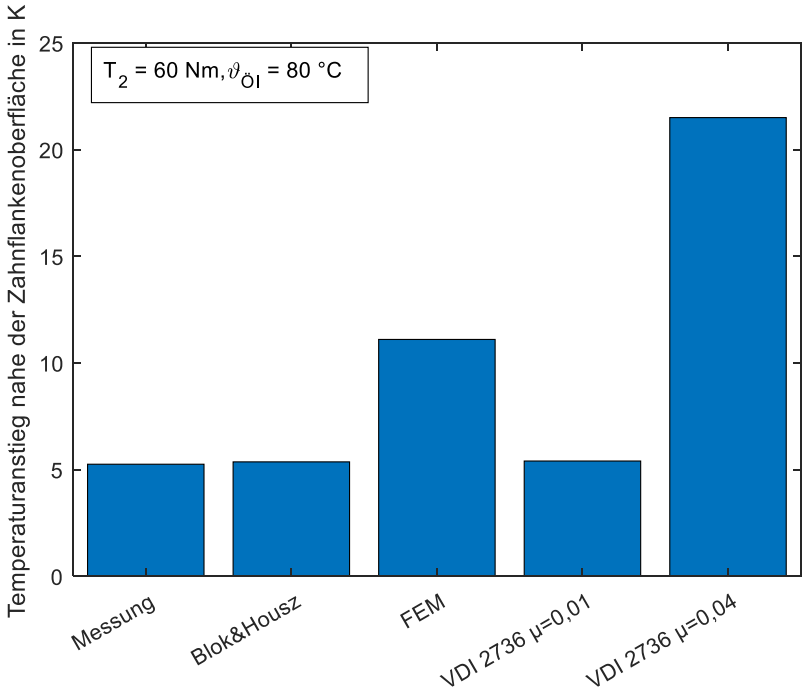


Bild 7-3: Vergleich von Temperaturmessungen nahe der Zahnflankenoberfläche mit unterschiedlichen Temperaturmodellen

Während das Berechnungsmodell nach Blok & Housz [Hou67] und die FE-Simulation die Möglichkeit zur lokalen Betrachtung der Temperaturverteilung auf der Zahnoberfläche und im Fall der FE-Simulation auch an beliebigen Positionen innerhalb des Zahns bieten, erlaubt es der Berechnungsansatz nach VDI 2736 [VDI14] lediglich, integrale Zahntemperaturen auf der Oberfläche und in Zahnmitte zu berechnen. Eine lokale Auflösung der Zahntemperaturen ist dabei nicht möglich. Ein Vergleich zwischen den Temperaturmessungen und den theoretischen Ansätzen zur Bestimmung der Zahntemperatur nahe der Zahnflankenoberfläche ist in **Bild 7-3** dargestellt. Für das Berechnungsmodell nach Blok & Housz [Hou67] und die FE-Methode, sind jeweils die maximalen, auf der Zahnoberfläche bestimmten Temperaturen entlang der Eingriffsstrecke aufgeführt. Der experimentell bestimmte Messwert stellt den höchsten, entlang der Eingriffsstrecke bestimmten, Temperaturhub ca. 1,5 mm unterhalb der Zahnoberfläche dar. Die nach VDI 2736 [VDI14] bestimmten Werte sind unabhängig von der Eingriffsposition. Die Nachrechnung der Zahntemperaturen nach VDI 2736 [VDI14] ergibt im Vergleich zu den experimentell bestimmten Werten deutlich höhere Temperaturen. Auch im Vergleich zu den weiteren theoretischen Modellen wie der FEM und dem Ansatz nach Blok & Housz [Hou67] werden deutlich höhere Temperaturen berechnet. Bei der Berechnung der Zahntemperatur legt VDI 2736 [VDI14] für ölgeschmierte Zahnkontakte einen Reibbeiwert von $\mu = 0{,}04$ zugrunde. Experimentelle Untersuchungen am Zwei-Scheiben-Prüfstand [Rei20] zeigen jedoch, dass deutlich niedrigere Reibbeiwerte für einen weiten Last- und Geschwindigkeitsbereich vorliegen. Reitschuster [Rei20] bestimmt so für geschmierte Stahl-PEEK-Kontakte Reibbeiwerte von ca. $\mu \approx 0{,}01$.

Eine Nachrechnung der Zahnflankentemperatur nach VDI 2736 [VDI14] unter Verwendung des experimentell ermittelten Reibbeiwerts von μ = 0,01 führt somit zu einer Reduzierung des berechneten Temperaturhubs. Der auf diese Weise bestimmte Temperaturhub liegt in derselben Größenordnung wie die experimentell bestimmten Zahnflankentemperaturen, sodass mit einer Reduktion des zugrundeliegenden Reibbeiwerts eine deutliche Verbesserung der Korrelation zwischen gemessener und nach VDI 2736 [VDI14] bestimmter Zahnflankentemperatur erreicht werden kann. **Bild 7-4** zeigt einen Vergleich der theoretischen Modelle zur Bestimmung der Temperatur in Zahnmitte mit den Ergebnissen der experimentellen Untersuchungen. Experimentelle Messung und die mittels FE-Simulation bestimmten Zahnmittentemperaturen stimmen gut überein. Die Berechnung der Zahntemperatur im Zahninneren nach VDI 2736 [VDI14] unter Anwendung des Literaturwerts für den Reibbeiwert (μ = 0,04) führt ebenfalls zu deutlich höheren Temperaturen als jene, die im Laufversuch gemessen werden. Die Berechnung mittels eines angepassten Reibbeiwerts von μ = 0,01 führt auch hier zu einer deutlichen Verbesserung der Korrelation zwischen Berechnung und Messung.

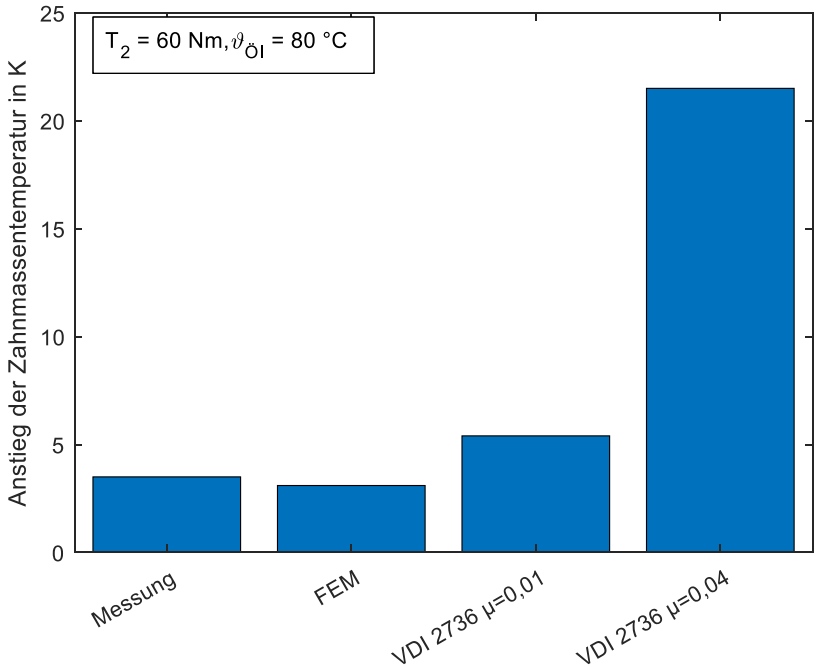


Bild 7-4: Vergleich von Temperaturmessungen in Zahnmitte mit unterschiedlichen Temperaturmodellen

Die Zahntemperatur kann auf unterschiedliche Weise abgeschätzt werden. Neben empirisch-analytischen Verfahren wie die Methode nach Blok & Housz [Hou67] sowie dem Berechnungsansatz nach VDI 2736 [VDI14] können auch numerische Verfahren herangezogen werden. Da der Wärmeeintrag maßgeblich durch die im Zahnkontakt übertragene Reibenergie beeinflusst wird, kann die Anwendung eines experimentell abgesicherten Reibbeiwerts die Korrelation zwischen Messung und Berechnung deutlich verbessern. Bei den hier durchgeführten Untersuchungen mit PEEK bewegt sich der Temperaturhub in einem Bereich bis ca. 10 K für unterschiedliche Betriebsbedingungen, sodass der Temperatureintrag während des Betriebs und der Einfluss auf die Tragfähigkeit und das Betriebsverhalten für PEEK bei Ölschmierung eine untergeordnete Rolle spielt.

7.2 Einfluss von Profilkorrekturen auf die Zahnflankentragfähigkeit

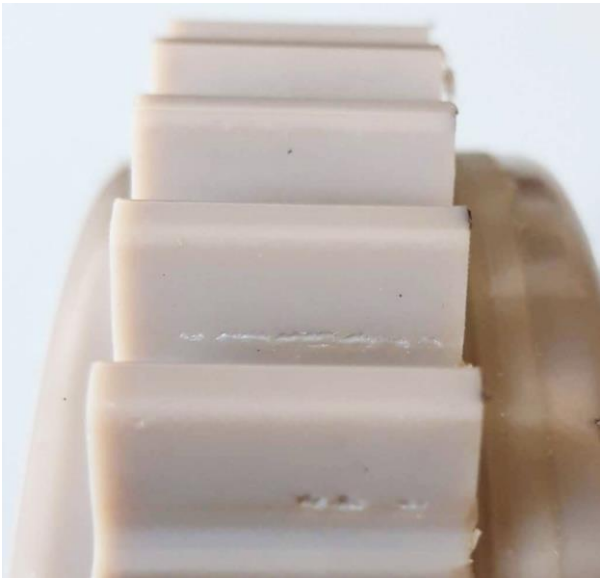


Bild 7-5: Schädigung der Zahnflankenoberfläche durch Eingriffsstörungen bei Betrieb mit unkorrigiertem Stahlritzel

Der vergleichsweise geringe Elastizitätsmodul thermoplastischer Werkstoffe führt zu Verformungen der Verzahnung unter Last. Beim Betrieb mit unkorrigierten Stahlritzeln, kommt der scharfkantige Zahnkopf in Kontakt mit dem fußnahen Flankenbereich des Kunststoffzahnrades. Durch die lastinduzierte Verformung kommt es dabei zu Pressungsüberhöhungen im nachzeitigen Eingriffsgebiet. Während die Hauptuntersuchungen mit korrigierten Stahlritzeln zur Vermeidung von Eingriffsstörungen durchgeführt werden, wird zur Untersuchung des Schädigungsverhaltens ein Stichversuch mit einem unkorrigierten Stahlritzel ($C_{\alpha a}$ = 0 µm) durchgeführt. **Bild 7-5** zeigt ein exemplarisches Prüfrad der Verzahnungsgeometrie KST-C, das mit einem unkorrigierten Stahlritzel betrieben wurde. Im Zahnfußbereich sind kleinere Materialausbrüche linienartig angeordnet. Die ersten Schädigungen sind dabei bereits nach kurzer Laufzeit im Bereich des Zahnfußnutzkreisdurchmessers sichtbar. Bei fortschreitender Laufzeit entwickeln sich aus der Schädigung im Zahnfußbereich kleinere Grübchen, die weiter zu einem progressiven Schadensfortschritt führen können. Schäden im theoretischen Eingriffsgebiet unterhalb des Wälzkreises treten zunächst nicht auf und entstehen erst bei fortschreitender Versuchsdauer. In **Bild 7-6** ist der zugehörige, mittels RIKOR [Wei18] berechnete Verlauf der Hertz´schen Pressung dargestellt. Der Pressungsverlauf erreicht von Eingriffsbeginn an nach einem Anstieg des Pressungsniveaus im Bereich des Wälzpunkts im Einzeleingriffsgebiet ein lokales Maximum. Bis zum Doppeleingriffsgebiet nimmt die Pressung zunächst ab. Im Bereich des nachzeitigen Zahneingriffs führen die lastinduzierten Verformungen schließlich zu Pressungsüberhöhungen durch Eingriff des scharfkantigen Zahnkopfs des unkorrigierten Stahlritzels.

Im Bereich der Pressungsüberhöhung entstehen die in **Bild 7-5** dokumentierten Zahnschäden. Durch Einsatz einer Profilkorrektur am Stahlritzel kann die Neigung zur Ausbildung von zahnfußnahen Flankenschäden verringert werden, sodass der Ort der maximalen Hertz´schen Pressung im Bereich des Einzeleingriffsgebiets liegt. Beim Einsatz eines unkorrigierten Stahlritzels ist zur Vermeidung von Schäden im zahnfußnahen Flankenbereich eine deutliche Absenkung des Drehmoments notwendig, sodass die Pressungsspitzen im erweiterten Eingriffsgebiet abgebaut werden können (vgl. **Kapitel 4.1**, **Bild 4-1**).

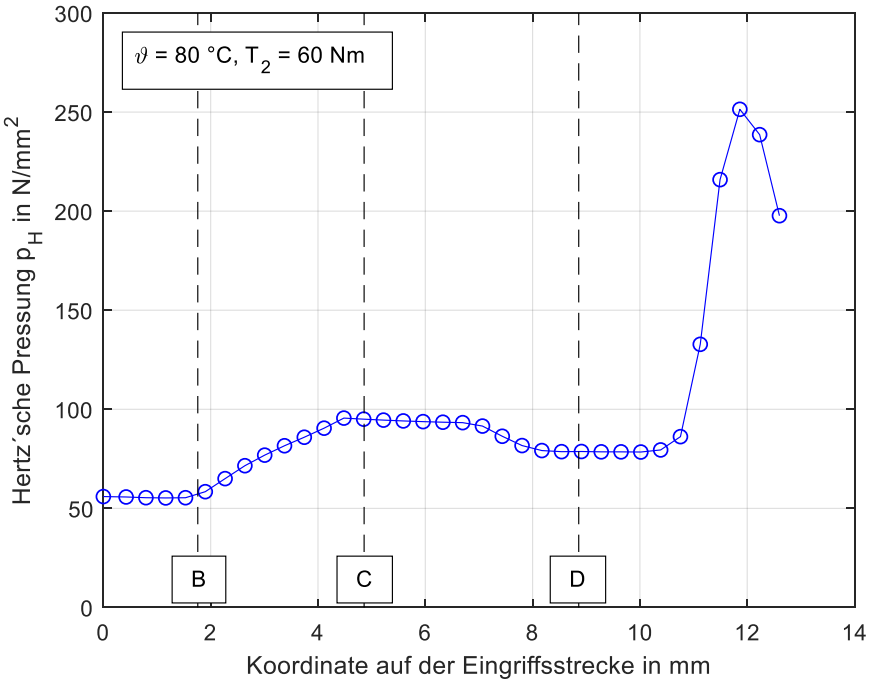


Bild 7-6: Exemplarischer Pressungsverlauf bei Betrieb mit einem unkorrigierten Stahlritzel

7.3 Einfluss des Werkstoffs auf die Zahnflankentragfähigkeit

Im Rahmen der experimentellen Tragfähigkeitsuntersuchungen werden mit Vestakeep 4000G und Vestakeep 5000G zwei unverstärkte Werkstoffe mit vergleichbaren mechanischen und thermischen Materialeigenschaften untersucht. Hinsichtlich der Bruchzähigkeit sind leichte Unterschiede feststellbar (siehe **Tabelle 5-1**). Vestakeep 4000 CF30 unterscheidet sich von den unverstärkten PEEK-Varianten wesentlich durch die Zugabe von 30% Kohlenstoffkurzfasern, was sich vor allem in einer deutlich höheren Werkstoffsteifigkeit äußert. In **Bild 7-7** sind die in den Lebensdauerversuchen ermittelten Wöhlerlinien für die Werkstoffe Vestakeep 4000G, Vestakeep 5000G sowie für Vestakeep 4000 CF30 für eine Ausfallwahrscheinlichkeit von 50% bei einer Werkstofftemperatur von $\vartheta = 80$ °C dargestellt. Die Verläufe der Wöhlerlinien der beiden unverstärkten Werkstoffe sind dabei vergleichbar. Hinsichtlich der erreichbaren Zahnflankentragfähigkeit können zwischen Vestakeep 4000G und Vestakeep 5000G keine wesentlichen Unterschiede festgestellt werden. Die ermittelte Wöhlerlinie für den kohlenstofffaserverstärkten Werkstoff Vestakeep 4000 CF30 verläuft dahingegen deutlich steiler. Im Vergleich zu den unverstärkten Werkstoffen sind die ertragbaren Pressungen vor allem bei niedrigen Lastwechselzahlen deutlich höher. Bei längeren Laufzeiten hingegen ($N_L > 10 \cdot 10^6$) sind für die verstärkte Variante geringere ertragbare Pressungen als bei unverstärkten PEEK-Werkstoffen zu erwarten. Zur Berechnung der Hertz´schen Pressung wird jeweils die Zahngeometrie bei Versuchsbeginn zugrunde gelegt. Etwaige Geometrieabweichungen aufgrund von Verschleiß während des Versuchslaufs werden nicht berücksichtigt.

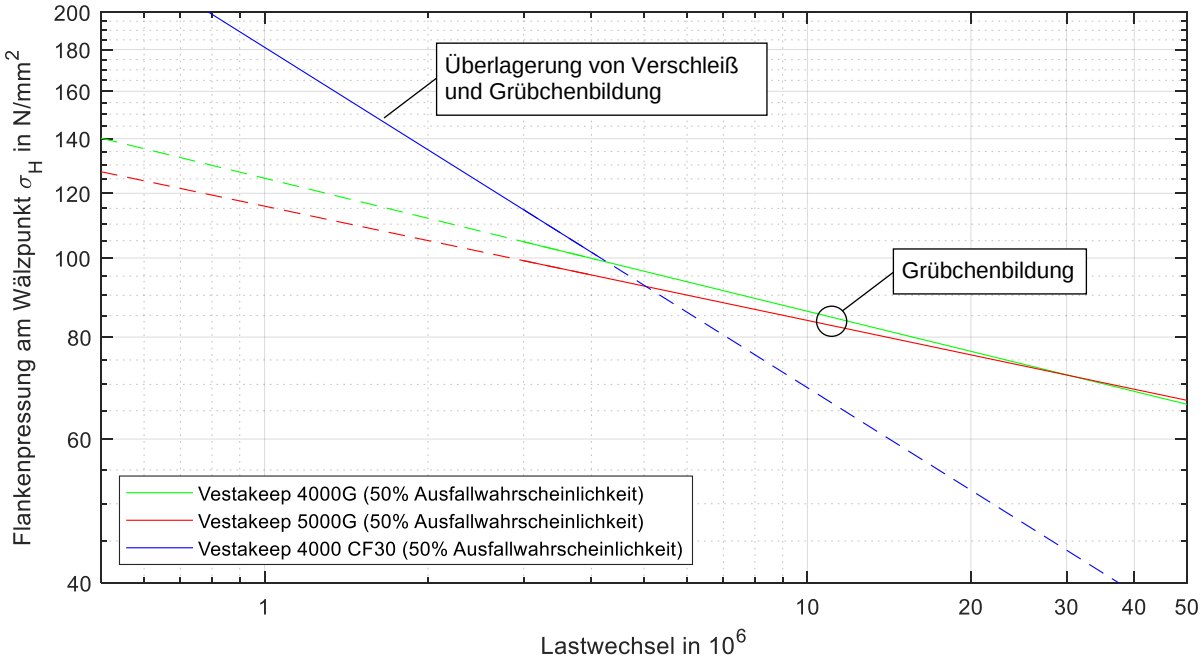


Bild 7-7: Einfluss des Werkstoffs auf die Zahnflankentragfähigkeit, ϑ = 80°C, gestrichelte Darstellung extrapoliert

Es ist jedoch darauf hinzuweisen, dass ein direkter Vergleich der ertragbaren Flankenpressungen für verstärkte und unverstärkte Werkstoffe kritisch hinterfragt werden muss. Aufgrund der großen Steifigkeitsunterschiede zwischen unverstärkten und faserverstärkten Werkstoffen ergeben sich bei identischer Zahnkraft und Geometrie unterschiedliche Hertz´sche Pressungen. Die geringere Steifigkeit von unverstärkten Werkstoffen führt zu einer größeren Verformung der Kontaktflächen im Zahneingriff und damit zu geringeren Pressungswerten als bei faserverstärkten Werkstoffen bei gleicher Zahnkraft. In **Bild 7-8** ist ein Vergleich der erreichbaren Lebensdauer der drei untersuchten Werkstoffe als Funktion der zahnbreitenbezogenen Zahnkraft dargestellt.

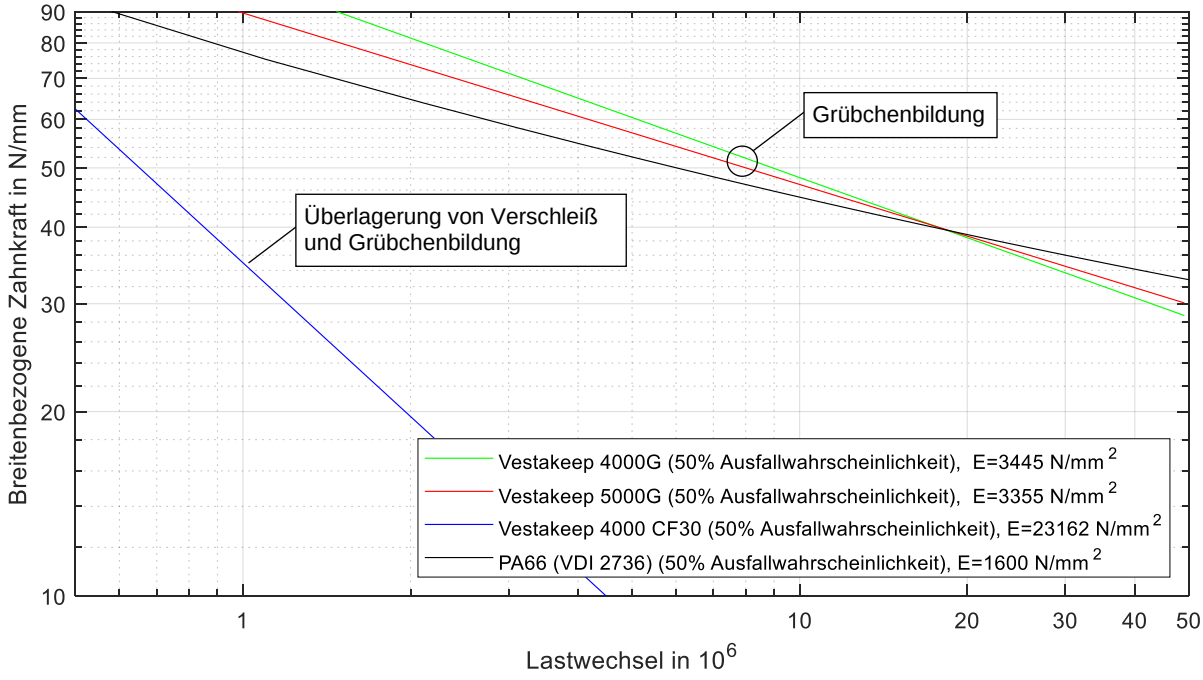


Bild 7-8: Einfluss des Werkstoffs auf die Zahnflankentragfähigkeit, Breitenbezogene Zahnkraft ϑ = 80°C, PA66 Literaturwert aus VDI 2736 [VDI14]

Die Darstellung der erreichbaren Lebensdauer in Abhängigkeit von der übertragbaren Breitenlast erlaubt den direkten Vergleich der untersuchten Werkstoffe hinsichtlich der übertragbaren Zahnkräfte. Die Auswertung zeigt, dass die Lebensdauer der kohlenstofffaserverstärkten PEEK-Variante in den hier durchgeführten Untersuchungen bei gleicher Zahnkraft deutlich unter den erreichbaren Lastwechseln der unverstärkten Varianten Vestakeep 4000G und Vestakeep 5000G liegt. Aufgrund geringfügiger Unterschiede zwischen den Elastizitätsmoduln von Vestakeep 4000G und Vestakeep 5000G unterscheiden sich auch die Verläufe der unverstärkten Werkstoffe in der zahnkraftbezogenen Darstellung von der pressungsbezogenen Wöhlerlinie.

Die wesentlich geringere Lebensdauer der faserverstärkten Variante ist im Zusammenhang mit dem auftretenden abrasiven Flankenverschleiß zu sehen, der mit den entstehenden Grübchenschäden überlagert wird. Ursächlich für den auftretenden Flankenverschleiß ist zum einen die herstellungsbedingt höhere Oberflächenrauheit im Neuzustand (Ra = 0,6 µm), die aus dem Spritzgießprozess resultiert. Die Oberflächenrauheiten der unverstärkten Prüfräder, die im Spritzgießverfahren gefertigt werden, sind wesentlich geringer (Ra = 0,1 µm). Neben der bereits zu Versuchsbeginn höheren Rauheit können Kohlenstofffasern aus der Zahnoberfläche herausstehen und das tribologische System und den Schmierfilmaufbau beeinflussen. Nach dem Abtrag der aus dem Spritzgießprozess resultierenden Spritzhaut werden die Kohlenstofffasern freigelegt, was zu einer Aufrauhung der Zahnoberfläche beiträgt. Weiter führt die höhere Werkstoffsteifigkeit zu einer geringeren Hertz´schen Abplattungsbreite, sodass im Zahnkontakt höhere Pressungen erreicht werden, womit mehr Energie über eine kleinere Kontaktfläche übertragen wird, was die Ausbildung von Verschleiß weiter befördern kann [Ill21]. Zur weiteren Bewertung des vorherrschenden Schmierungszustands werden die minimalen Schmierfilmdicken sowie die spezifischen Schmierfilmdicken für die unverstärkten und die faserverstärkten Varianten bestimmt. Die Berechnung des Schmierungszustands für thermoplastische Zahnkontakte erfolgt dabei nach Myers [Mye91]. Für die hier betrachteten Betriebszustände resultiert für die unverstärkten Varianten bei einem Drehmoment von T_2 = 43 Nm eine minimale Schmierfilmdicke von h_{min} = 0,39 µm bei einer spezifischen Schmierfilmdicke von λ = 1,6. Aufgrund der nahezu identischen Steifigkeit der beiden Werkstoffe Vestakeep 4000G und Vestakeep 5000G werden für diese analoge Werte für die minimale Schmierfilmdicke bestimmt. Die minimale Schmierfilmdicke der faserverstärkten Variante Vestakeep 4000 CF30 ergibt sich zu h_{min} = 0,28 µm. Die spezifische Schmierfilmdicke berechnet sich für Vestakeep 4000 CF30 zu λ = 0,6. Damit ergibt sich für die verstärkte Werkstoffvariante zum einen eine geringere Schmierfilmdicke, zum anderen weist die Variante Vestakeep 4000 CF30 aufgrund der höheren Oberflächenrauheit eine wesentlich geringere spezifische Schmierfilmdicke auf. Der Schmierungszustand der kohlenstofffaserverstärkten Variante ist damit hinsichtlich Verschleiß kritischer zu bewerten als für die unverstärkten Varianten.

Vergleichend sind Festigkeitskennwerte für PA66 aus VDI 2736 [VDI14] in **Bild 7-8** mit aufgeführt. Dabei zeigt sich, dass für PA66 vergleichbare Lebensdauern in Bezug auf die breitenbezogene Zahnkraft erreicht werden können wie bei unverstärkten PEEK-Werkstoffen. Es ist jedoch darauf hinzuweisen, dass die Prüfbedingungen unter denen die Festigkeitskennwerte in VDI 2736 [VDI14] ermittelt wurden nicht bekannt sind und eine direkte Vergleichbarkeit mit den hier generierten Ergebnissen nur bedingt möglich ist.

7.4 Einfluss der Werkstofftemperatur auf die Zahnflankentragfähigkeit

Neben den mechanischen Werkstoffeigenschaften wie beispielsweise dem Elastizitätsmodul sind auch die Festigkeitseigenschaften thermoplastischer Kunststoffe stark von der Werkstofftemperatur abhängig. Bei zunehmender Werkstofftemperatur ist mit einer Verringerung der Lebensdauer zu rechnen. Zur Untersuchung des Einflusses der Werkstofftemperatur auf die Grübchentragfähigkeit werden für die beiden unverstärkten Werkstoffe Vestakeep 4000G und Vestakeep 5000G Lebensdaueruntersuchungen unter Variation der Werkstofftemperatur durchgeführt. In **Bild 7-9** und **Bild 7-10** sind jeweils die Wöhlerlinien für eine Werkstofftemperatur von 80 °C bzw. 120 °C gegenübergestellt.

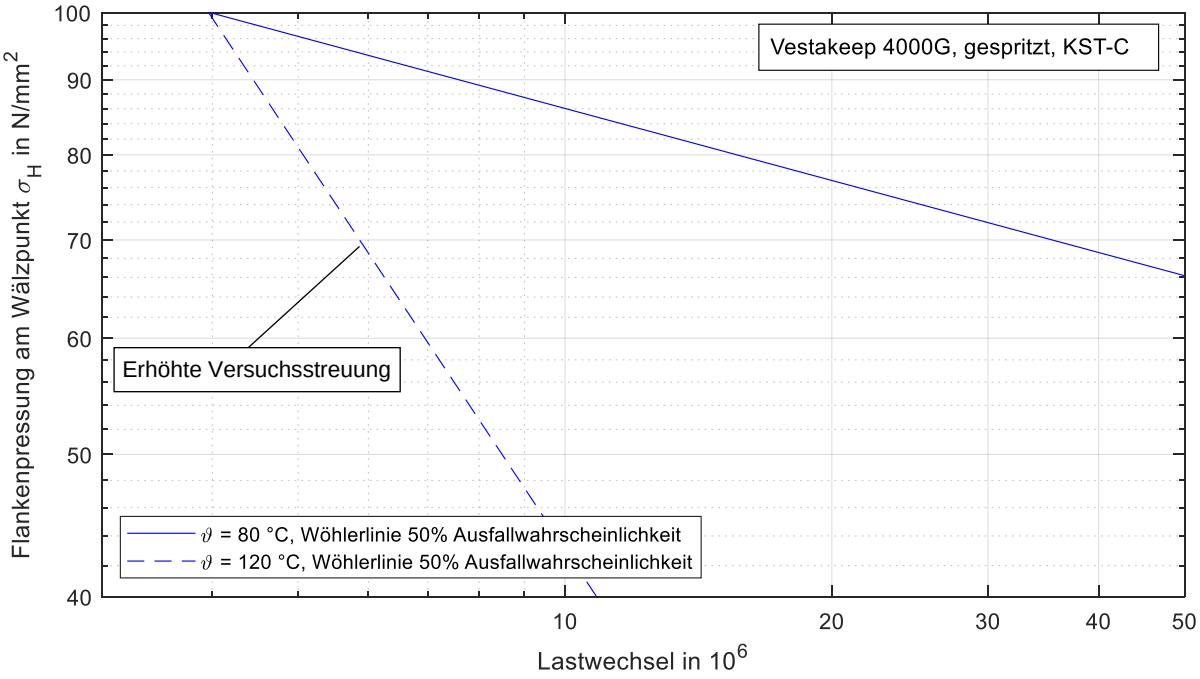


Bild 7-9: Einfluss der Werkstofftemperatur auf die Zahnflankentragfähigkeit, Vestakeep 4000G

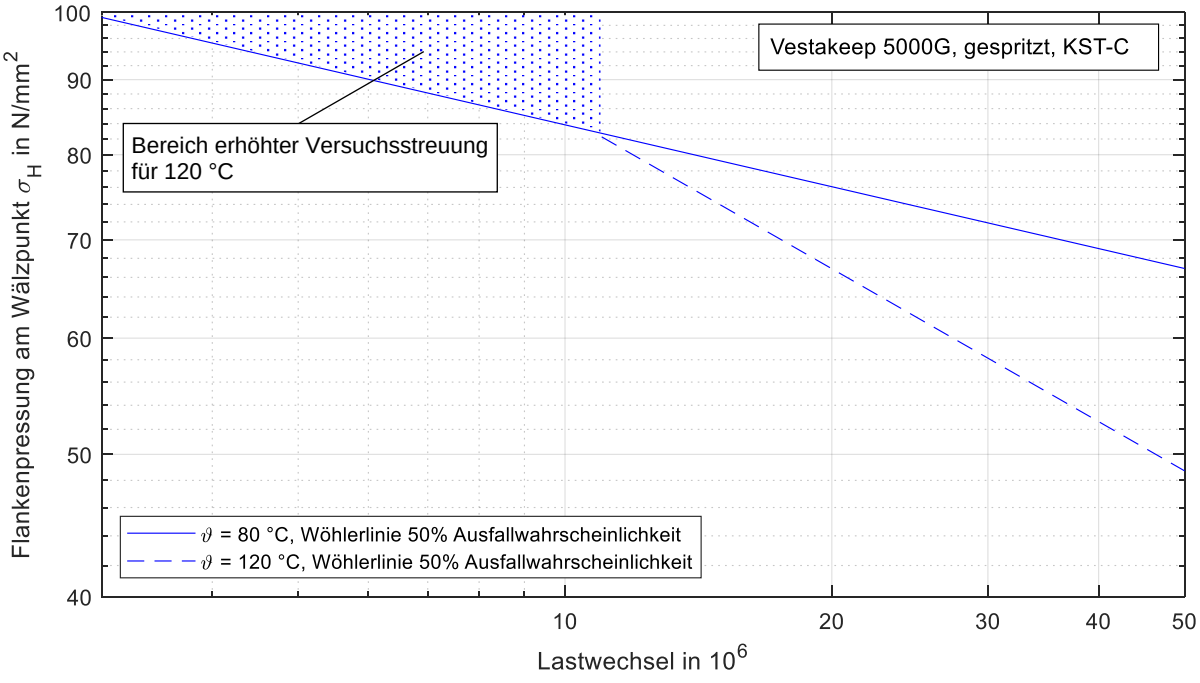


Bild 7-10: Einfluss der Werkstofftemperatur auf die Zahnflankentragfähigkeit, Vestakeep 5000G

Die beiden hier untersuchten Temperaturniveaus liegen mit 80 °C bzw. 120 °C unterhalb der für PEEK maßgeblichen Glasübergangstemperatur von $T_G \approx 150$ °C. Die mechanischen Eigenschaften, allen voran der Elastizitätsmodul, verringern sich für die betrachteten Werkstoffe unterhalb der Glasübergangstemperatur zunächst vergleichsweise wenig. Bei einer Erhöhung der Werkstofftemperatur von 80 °C auf 120 °C nimmt der Elastizitätsmodul von unverstärktem PEEK um etwa 5% ab. Erst bei Überschreiten der Glasübergangstemperatur verringert sich die Werkstoffsteifigkeit deutlich. Das Verformungsverhalten sowie die Eingriffsverhältnisse im Zahnkontakt ändern sich bei einer Temperaturerhöhung von 80 °C auf 120 °C aus diesem Grund nur geringfügig. Während sich die mechanischen Werkstoffeigenschaften von PEEK unterhalb der Glasübergangstemperatur nur wenig verringern, ist der Einfluss der Temperaturerhöhung auf die Zahnflankentragfähigkeit erheblich. Für den Werkstoff Vestakeep 4000G kann bei einer Zunahme der Werkstofftemperatur von 80 °C auf 120 °C eine Verringerung der erreichbaren Lebensdauer beobachtet werden. Die ermittelte Wöhlerlinie für 120 °C weist dabei einen deutlich steileren Verlauf auf.

Bei der Werkstoffvariante Vestakeep 5000G wird für eine erhöhte Werkstofftemperatur von 120 °C ebenfalls ein steilerer Verlauf der Wöhlerlinie festgestellt. Die vermeintliche Zunahme der Lebensdauer bei einer Temperaturerhöhung von 80 °C auf 120 °C im Lastwechselbereich $N_L<10 \cdot 10^6$ wird auf die vergleichsweise hohe Versuchsstreuung im oberen untersuchten Lastniveau während der Lebensdaueruntersuchungen zurückgeführt. Es ist jedoch darauf hinzuweisen, dass bei einer Zunahme der Werkstofftemperatur auch für die Variante aus Vestakeep 5000G mit einer Verringerung der Lebensdauer zu rechnen ist. Insgesamt ist der Einfluss einer Temperaturerhöhung auf die Zahnflankentragfähigkeit bei der Werkstoffvariante Vestakeep 4000G größer als bei Vestakeep 5000G. Während die ermittelten Wöhlerlinien bei einer Werkstofftemperatur von 80 °C einen ähnlichen Verlauf aufweisen, verringert sich die Grübchentragfähigkeit bei höheren Temperaturen für den Werkstoff Vestakeep 4000G deutlicher als bei Vestakeep 5000G. Vestakeep 5000G weist ein höheres Molekulargewicht als Vestakeep 4000G auf. Weiter verhält sich Vestakeep 5000G im Vergleich zu Vestakeep 4000G bei erhöhten Temperaturen duktiler. Die erhöhten Tragfähigkeitsunterschiede zwischen Vestakeep 4000G und Vestakeep 5000G bei einer Werkstofftemperatur von 120 °C können aus den Unterschieden im Molekulargewicht und der unterschiedlichen Werkstoffduktilität resultieren.

7.5 Einfluss des Herstellverfahrens auf die Zahnflankentragfähigkeit

Während Kunststoffzahnräder bei großen Stückzahlen üblicherweise im Spritzgießverfahren hergestellt werden, ist bei Kleinserien und Prototypen die spanende Fertigung meist kostengünstiger, da die Investitionen zur Anschaffung einer Spritzgusskavität nicht getätigt werden müssen. Die Fertigung von spanend gefertigten Zahnrädern erfolgt dabei in der Regel aus extrudiertem Rund- oder Plattenmaterial durch das Wälzfräsverfahren. Hinsichtlich der erreichbaren Verzahnungsqualität können im Wälzfräsverfahren Verzahnungsqualitäten von $Q \leq 7$ erreicht werden. Im Spritzgießverfahren sind durch iterative Anpassungen und die Analyse des Erstarrungsprozesses im Allgemeinen Verzahnungsqualitäten von etwa $Q \approx 8$ realisierbar [VDI14]. Durch Materialschwindung während der Abkühlung kommt es dabei zu Abweichungen von der vorgegebenen Sollgeometrie. Zur Beurteilung des Einflusses des Herstellverfahrens werden die Ergebnisse der durchgeführten Lebensdaueruntersuchungen mit spanend bzw. im Spritzgussverfahren hergestellten Prüfrädern einander vergleichend gegenübergestellt.

In **Bild 7-11** sind die jeweils erreichten Lebensdauern bis zum Ausfall durch Grübchenschäden bei einer Werkstofftemperatur von ϑ = 80 °C und einer Flankenpressung von σ_H = 77 N/mm² dargestellt. Die untersuchten Prüfräder wurden jeweils im Spritzgießverfahren bzw. durch Wälzfräsen aus dem Werkstoff Vestakeep 4000G gefertigt. Die erreichte Lebensdauer der im Spritzgießverfahren hergestellten Variante übertrifft die Lebensdauer der spanend hergestellten Variante dabei deutlich. Bedingt durch den Herstellprozess weisen die gefrästen Prüfräder mit Q = 7 zwar eine deutlich bessere Maßhaltigkeit als die spritzgegossenen Räder (Q ≥ 12) auf, die Vorteile in der Maßhaltigkeit haben jedoch einen untergeordneten Einfluss auf die erreichbare Lebensdauer. Die lastinduzierten Verformungen im Betrieb relativieren dabei die Abweichungen von der Sollgeometrie. Neben der erreichbaren Verzahnungsqualität unterscheiden sich die beiden Herstellverfahren auch hinsichtlich der realisierten Oberflächenrauheit. Während die spanend hergestellten Prüfräder Oberflächenrauheiten von 0,5 µm < Ra < 0,6 µm aufweisen, erreichen die im Spritzgussverfahren hergestellten Prüfräder mit Ra = 0,1 µm deutlich feinere Oberflächenrauheiten, was sich auf den Schmierungszustand im Betrieb auswirken kann.

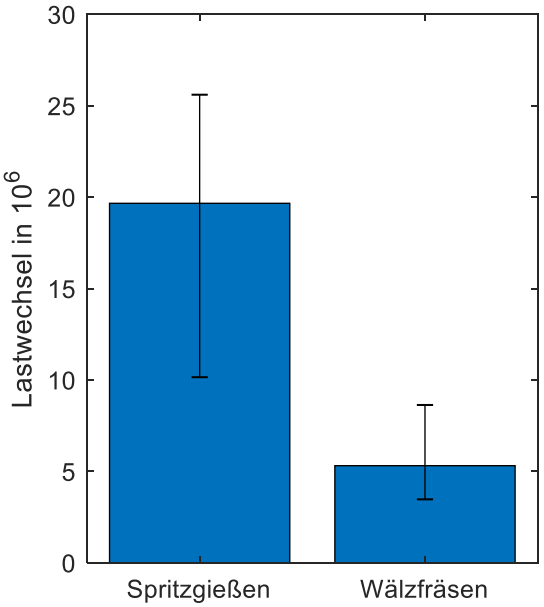


Bild 7-11: Einfluss des Herstellverfahrens auf die Zahnflankentragfähigkeit, σ_H = 77 N/mm², Vestakeep 4000G, ϑ = 80 °C

Zur Einordnung der während der Untersuchungen vorherrschenden Schmierungsbedingungen werden minimale Schmierfilmhöhe und die spezifische Schmierfilmdicke für beide Herstellvarianten nach Myers [Mye91] bestimmt. Während für beide Varianten eine minimale Schmierfilmdicke von h_{min} = 0,39 µm berechnet wird, unterscheiden sich die Varianten aufgrund der Rauheitsunterschiede in der resultierenden spezifischen Schmierfilmdicke. Die im Spritzgussverfahren hergestellte Prüfradvariante wird bei einer spezifischen Schmierfilmdicke von λ = 1,6 betrieben. Die spezifische Schmierfilmdicke der spanend gefertigten Variante berechnet sich hingegen zu λ = 0,8. Durch die größere spezifische Schmierfilmdicke, die aus der geringen Oberflächenrauheit der gespritzten Variante resultiert, werden die Kontaktflächen des Stahlritzels und des Kunststoffrades besser voneinander getrennt und Traganteile von Rauheitsspitzen des Kunststoffrades reduziert, was sich positiv auf die Lebensdauer auswirken kann. Die Oberflächenrauheit unverstärkter Kunststoffzahnräder verändert sich im Betrieb bei Ölschmierung während der Laufzeit. Exemplarische Rauheitsmessungen nach Versuchsende zeigen eine geringfügige Aufrauhung der Flankenoberfläche der gelaufenen Prüfräder auf. Durch die Aufrauhung der Flankenoberfläche wird die spezifische Schmierfilmdicke geringfügig verringert auf λ = 1,4 für die spritzgegossene Variante und λ = 0,7 bei der spanend hergestellten Variante.

Die Fertigung von Kunststoffzahnrädern durch das Spritzgießverfahren bzw. durch Wälzfräsen führt auch zu Unterschieden in den Werkstoffgefügen an der Zahnflankenoberfläche. Im Spritzgießverfahren bildet sich an der Zahnoberfläche während des Abkühlprozesses in der Spritzgusskavität eine Spritzgusshaut mit höheren amorphen Gefügeanteilen aus. Für einen Vergleich der vorliegenden Gefügezustände werden die Ergebnisse der durchgeführten DSC-

Untersuchungen herangezogen. Das Randgefüge an der Zahnflankenoberfläche weist bei der im Spritzgießverfahren gefertigten Variante eine Kristallinität von ca. 32% auf. Bei der spanenden Fertigung von Zahnrädern aus extrudiertem Halbzeug liegt an der Zahnflankenoberfläche keine amorphe Randschicht vor. Die gefertigten Verzahnungen weisen ein uniformes Gefüge entsprechend des zugrundeliegenden Ausgangsmaterials auf. Für die hier untersuchten Prüfräder, die spanend aus extrudiertem Halbzeug gefertigt werden, kann in DSC-Untersuchungen ein kristalliner Gefügeanteil von ca. 44% festgestellt werden. Das Gefüge der spanend gefertigten Prüfräder weist damit höhere Kristallinitätsanteile auf als die oberflächennahen Bereiche der im Spritzgießverfahren hergestellten Zahnräder. Die höheren Anteile amorpher Bereiche führen auf der Zahnflankenoberfläche der gespritzten Prüfräder zu einer höheren Elastizität im Bereich des Zahnkontakts [Erh08]. Das Randgefüge der aus extrudiertem Halbzeug gefertigten Prüfräder verhält sich aufgrund seiner höheren kristallinen Gefügeanteile entsprechend spröder.

Die spritzgegossenen Prüfräder können somit die aus dem Zahnkontakt resultierenden Beanspruchungen in den amorphen und in der Folge wenig spröden Bereichen aufnehmen und durch das elastische Materialverhalten die aus dem Wälzkontakt resultierenden Verformungen besser aufnehmen als die gespanten Prüfräder höherer Kristallinität. Die wälzgefrästen Prüfräder dagegen verhalten sich aufgrund der höheren Kristallinität spröder. Die höhere Lebensdauer spritzgegossenen Prüfräder resultiert damit zum einen aus den günstigen Schmierungsbedingungen und die Trennung der Kontaktflächen durch den Schmierfilm während des Betriebs, zum anderen hat der an der Flankenoberfläche vorherrschende amorphe Gefügezustand positiven Einfluss auf die Grübchentragfähigkeit der hier untersuchten Prüfräder.

7.6 Einfluss der Geometrie auf die Zahnflankentragfähigkeit

Zur Bewertung des Einflusses der Zahnradgeometrie werden die experimentellen Ergebnisse der Laufversuche mit den unterschiedlichen Geometrievarianten KST-C, KST-CS und LL30 einander vergleichend gegenübergestellt. Die experimentellen Untersuchungen werden dabei mit spanend gefertigten Prüfrädern aus Vestakeep 4000G durchgeführt.

Bild 7-12 zeigt eine Gegenüberstellung der erreichten Lebensdauer auf einem Lastniveau von σ_H = 77 N/mm² und einer Werkstofftemperatur von ϑ = 80 °C. Die erreichten Lastwechsel für die geradverzahnte Geometrievariante KST-C sind dabei im Mittel am geringsten. Die im Mittel erreichten Laufzeiten der schrägverzahnten Variante KST-CS liegen geringfügig höher, sind dabei aber auch gleichzeitig höheren Streuungen unterworfen. Von den drei hier untersuchten Geometrievarianten erreicht die verlustoptimierte Verzahnung LL30 die höchsten Laufzeiten bis zum

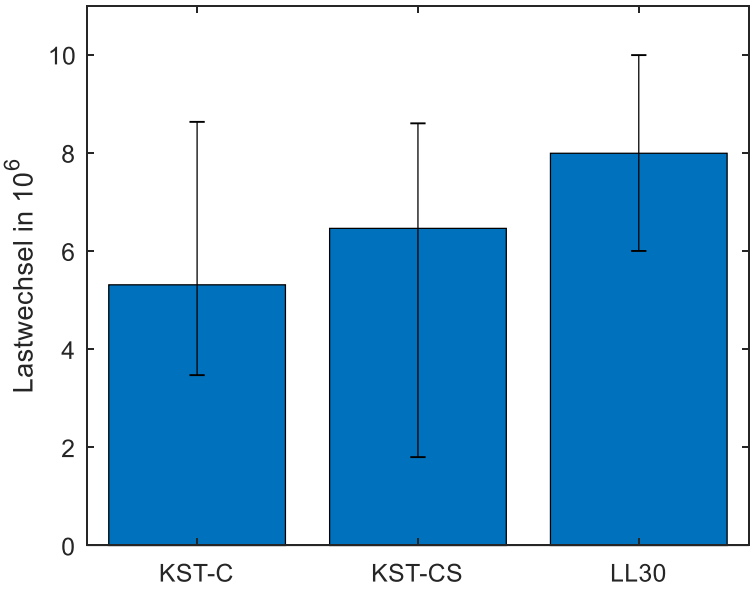


Bild 7-12: Einfluss der Geometrie auf die Zahnflankentragfähigkeit, σ_H = 77 N/mm², Vestakeep 4000G, ϑ = 80 °C

Ausfall durch Grübchen. Die hohe Versuchsstreuung der Variante KST-CS relativiert die leichte Tendenz einer höheren mittleren Laufzeit im Vergleich zur geradverzahnten Variante KST-C. Variante LL30 weist dahingegen eine vergleichsweise geringe Versuchsstreuung auf. Die berechnete mittlere Laufzeit für eine Ausfallwahrscheinlichkeit von 50% liegt für Variante LL30 ebenfalls über der mittleren Laufzeit für eine Ausfallwahrscheinlichkeit von 50% von Variante KST-C.

Bei der Berechnung der Flankenpressung σ_H nach VDI 2736 [VDI14] wird der Einfluss des Schrägungswinkels durch den Überdeckungsfaktor Z_ε berücksichtigt. Eine weitere Berücksichtigung des Schrägungswinkels wie beispielsweise in ISO 6336 [ISO19a] über den Schrägenfaktor Z_β wird nicht vorgeschrieben. VDI 2736 [VDI14] empfiehlt dahingegen die Berechnung der Flankenbeanspruchung mit $Z_\beta \approx 1$. Die Bestimmung der Flankenpressung unter Einbezug des Schrägenfaktors Z_β in Anlehnung nach ISO 6336 [ISO19a] führt nicht zu einer Korrelation der berechneten Flankenpressung mit den höheren Lebensdauern der schrägverzahnten Prüfräder.

Neben der vorliegenden Flankenpressung wird die Entstehung von Grübchen auch von den im Betrieb vorliegenden Gleitverhältnissen beeinflusst. Flankenbereiche hoher Pressung und mit hohen Anteilen negativen spezifischen Gleitens sind dabei besonders gefährdet hinsichtlich der Entstehung von Grübchenschäden. In **Tabelle 7-1** sind die Werte des spezifischen Gleitens im Zahnfußbereich der Kunststoffräder bei Eingriffsende für die drei hier untersuchten Geometrievarianten dargestellt.

	KST-C	**KST-CS**	**LL30**
Spezifisches Gleiten in Punkt E (Eingriffsende) des Prüfrades ξ_f	-0,95	-1,11	-0,43

Tabelle 7-1: Spezifisches Gleiten am Zahnfuß des Prüfrades

Während das negative spezifische Gleiten der beiden Varianten KST-C und KST-CS im selben Größenbereich liegt, weist die verlustoptimierte Variante LL30 ein deutlich geringeres negatives spezifisches Gleiten im Zahnfußflankenbereich auf. Neben einer Verringerung der Verzahnungsverluste und der Reibung im Zahnkontakt kann eine Verringerung der Gleitanteile im Zahnfußflankenbereich somit vermutlich auch zu einer Verbesserung der Zahnflankentragfähigkeit von Kunststoffzahnrädern hinsichtlich Grübchenbildung beitragen und sich positiv auf die Lebensdauer auswirken. Die durchgeführten Stichversuche sind jedoch noch nicht um weitere Last- und Temperaturniveaus ergänzt worden, sodass für gesicherte Aussagen zu den Einflüssen des Schrägungswinkels und der Gleitverhältnisse auf die Zahnflankentragfähigkeit weitere Untersuchungen notwendig sind.

7.7 Einfluss der Schmierstoffviskosität auf das Verschleißverhalten bei Kohlefaserverstärkung

Das Schädigungsverhalten der Prüfräder aus dem Werkstoff Vestakeep 4000 CF30 ist durch das überlagerte Auftreten von abrasivem Flankenverschleiß und Grübchenschäden geprägt. Während die Laufversuche mit unverstärkten Werkstoffvarianten keinen nennenswerten Verschleiß aufweisen, treten beim Betrieb der kohlenstofffaserverstärkten Variante maßgebliche, abrasive Profilformabweichungen durch Verschleiß in Erscheinung. Durch die höhere Oberflächenrauheit der faserverstärkten Variante im Vergleich zu unverstärkten Werkstoffen, werden während des Betriebs geringere spezifische Schmierfilmdicken erreicht, was die Ausbildung von Zahnflankenverschleiß begünstigen kann. Bei beginnendem Flankenverschleiß an der Werkstoffoberfläche werden einzelne Kohlenstofffasern freigelegt, was zu einer weiteren Erhöhung der Oberflächenrauheit und einer Beeinflussung des Schmierfilmaufbaus führt.

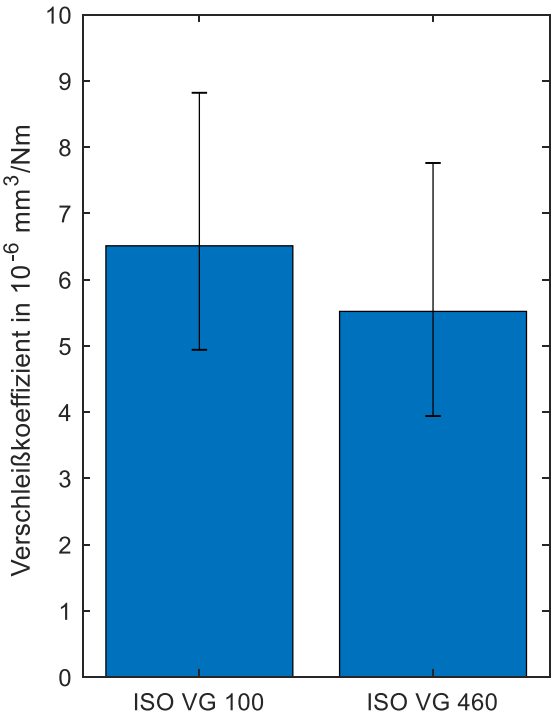


Bild 7-13: Einfluss der Schmierstoffviskosität auf das Verschleißverhalten bei Vestakeep 4000 CF30

Durch den Betrieb mit Schmierstoffen höherer Viskosität kann der Schmierfilmaufbau positiv beeinflusst werden und höhere spezifische Schmierfilmdicken erreicht werden, was zu einer Reduktion des Zahnflankenverschleißes beitragen kann. Um den Einfluss der Schmierstoffviskosität auf das Verschleißverhalten zu untersuchen, wurden Stichversuche mit einem mineralischen Schmierstoff höherer Viskosität (FVA 4A – ISO VG 460) durchgeführt. Während im Betrieb mit FVA 3A (ISO VG 100) eine minimale Schmierfilmdicke von h_{min} = 0,28 µm und eine spezifische Schmierfilmdicke von λ = 0,6 berechnet wird, erhöht sich die minimale Schmierfilmdicke beim Einsatz von FVA 4A (ISO VG 460) auf h_{min} = 0,69 µm. Dabei wird eine spezifische Schmierfilmdicke von λ = 1,4 erreicht. Die Berechnung der Schmierfilmdicke erfolgt mit der Oberflächenrauheit des Prüfrads im Neuzustand. Im Versuchsverlauf ist mit einer Aufrauhung der Oberfläche zur Verschleiß und einer Verschlechterung der Schmierungsbedingungen zu rechnen.

Die Ergebnisse der Stichversuche zur Untersuchung des Einflusses der Schmierstoffviskosität auf das Verschleißverhalten sind in **Bild 7-13** dargestellt. Es zeigt sich, dass der mittlere Verschleißkoeffizient beim Einsatz von höherviskosen Schmierstoffen tendenziell verringert werden kann. Während für den Schmierstoff FVA 3A (ISO VG 100) ein mittlerer Verschleißkoeffizient von $k_w = 6{,}51 \cdot 10^{-6}$ mm³/Nm berechnet wird, verringert sich der über drei Versuche gemittelte Verschleißkoeffizient beim Einsatz von FVA 4A (ISO VG 460) auf $k_w = 5{,}52 \cdot 10^{-6}$ mm³/Nm. Neben dem Schmierfilmaufbau kann der Verschleißkoeffizient auch von der Lage der Kohlefasern und deren Vorzugsrichtung beeinflusst werden. Weiterführende Untersuchungen zum Einfluss der Faserlage und der Vorzugsrichtung der Fasern wurden hierbei jedoch nicht durchgeführt.

7.8 Diskussion der Auswertemethoden zur Bestimmung der Zahnflankentragfähigkeit

7.8.1 Erweitertes Prüf- und Auswerteverfahren zur Bestimmung der Zahnflankentragfähigkeit thermoplastischer Zahnräder

Zur Auswertung der im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Tragfähigkeitsversuche wird die Ausbildung von Grübchen an einzelnen Zähnen eines Prüfrades jeweils als eigenständiger Versuchslauf bewertet. Als Schadenskriterium wird hierfür eine durch Grübchen geschädigte Flankenfläche von 8% eines einzelnen Zahnes definiert. Auf diese Weise können pro durchgeführten Laufversuch mehrere Versuchspunkte zur Bestimmung der Lebensdauer und zur Ableitung einer Wöhlerlinie generiert, und die statistische Aussagekraft der durchgeführten Versuche erhöht werden, ohne dass der Versuchsaufwand weiter ansteigt.

Eine Korrelation der Auswertung anhand der Ergebnisse einzelner Zähne mit der herkömmlichen Herangehensweise unter Berücksichtigung nur eines Versuchspunkts je Prüfrad ist in **Kapitel 6.4.4** ausführlich dargestellt. Ein Vergleich der beiden Auswerteverfahren (ein Versuchspunkt pro Rad bei 2% Schadenskriterium an Gesamtflankenfläche bzw. mehrere Versuchspunkte pro Rad bei 8% Schadenskriterium an einer einzelnen Zahnflanke) in einem Wöhlerdiagramm zeigt eine gute Übereinstimmung der beiden Auswerteverfahren auf. Die Verläufe der nach den unterschiedlichen Verfahren bestimmten Wöhlerlinien für eine Ausfallwahrscheinlichkeit von 50% sind gut vergleichbar, wobei die Versuchsauswertung anhand der Ergebnisse einzelner Zähne durch die hohe Anzahl an Versuchspunkten statistisch deutlich besser belegt ist.

Zur Umrechnung der Ausfallwahrscheinlichkeit der durchgeführten experimentellen Untersuchungen auf geringere Ausfallwahrscheinlichkeiten als 50% werden alle im Rahmen der Lebensdaueruntersuchungen ausgewerteten Versuchspunkte in ein Weibullnetz eingetragen. In die Auswertung werden die durchgeführten Untersuchungen mit Vestakeep 4000G und 5000G bei 80 °C und 120 °C Werkstofftemperatur sowie die Ergebnisse der Laufversuche mit spanend gefertigten Prüfrädern miteinbezogen. Insgesamt werden ca. 200 einzelne Versuchspunkte ausgewertet. **Bild 7-14** zeigt die entsprechend ihrer bezogenen Lastspielzahl in ein Weibullnetz eingetragenen Versuchsergebnisse der durchgeführten Laufversuche zur Bestimmung der Grübchentragfähigkeit. Die dem jeweiligen Versuchspunkt zugeordnete Ausfallwahrscheinlichkeit wird nach **Gleichung (19)** bestimmt.

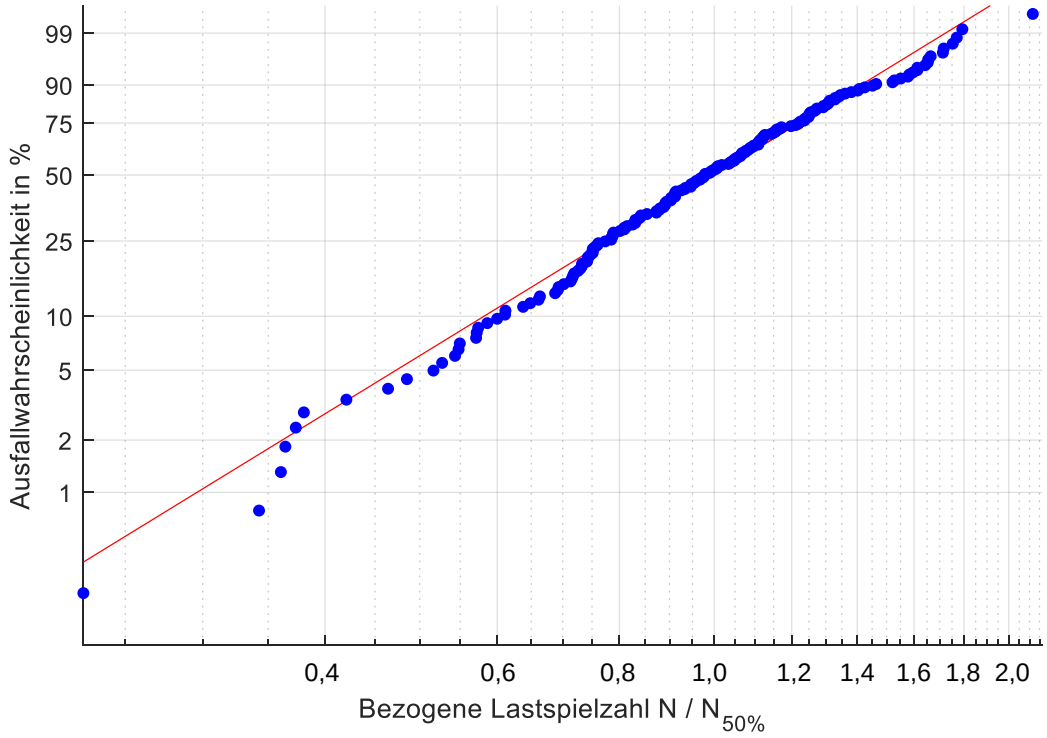


Bild 7-14: Bezogene Lastspielzahlen aus experimentellen Untersuchungen zur Bestimmung der Grübchentragfähigkeit im Weibullnetz

Die in das Weibullnetz eingetragenen Versuchsergebnisse ordnen sich bis hin zu Ausfallwahrscheinlichkeiten von weniger als 2% gut entsprechend einer Weibullgeraden an, sodass die Annahme einer Weibullverteilung der Versuchsergebnisse bei der experimentellen Auswertung der Grübchentragfähigkeit bestätigt werden kann. Die Auswertung der Versuchsstreuung anhand der Steigung der berechneten Weibullgeraden ergibt eine Geradensteigung von k = 3,46. Die Lastspielzahl, bei welcher 63,2% der Prüfräder ausfallen, berechnet sich zu $T = 1{,}12 \cdot N_{50\%}$. Entsprechend **Gleichung (20)** kann somit ein Umrechnungsfaktor von 50% auf 10% Ausfallwahrscheinlichkeit von $f_{10HN} = 0{,}58$ bestimmt werden. Für die Umrechnung von 50% auf 1% Ausfallwahrscheinlichkeit wird ein Faktor von $f_{1HN} = 0{,}30$ bestimmt.

Stahl [Sta99] führt Untersuchungen zur Grübchentragfähigkeit an Stahlzahnrädern durch und stellt bei der Analyse der erreichten Laufzeiten ebenfalls eine Weibullverteilung der erreichten Laufzeiten im Zeitfestigkeitsgebiet fest. Aus den experimentellen Ergebnissen leitet er über die Weibullverteilung Faktoren zur Umrechnung von Ausfallwahrscheinlichkeiten ab. In **Tabelle 7-2** sind die Parameter der von Stahl [Sta99] ermittelten Weibullkurve zur Grübchentragfähigkeit im Zeitfestigkeitsgebiet für Stahlzahnräder den Parametern der Weibullkurve zur experimentell ermittelten Grübchentragfähigkeit von Kunststoffzahnrädern gegenübergestellt. Die Parameter zur Beschreibung der Weibullverteilung für Kunststoffzahnräder liegen dabei in einem vergleichbaren Bereich wie die für die Zeitfestigkeit von Stahlverzahnungen abgeleiteten Parameter. Bemerkenswert ist, dass neben dem Schadensbild und der Schadensentwick-

Parameter	**PEEK**	**Stahl** [Sta99]
k	3,46	3,20
T	1,12	1,20
f_{10HN}	0,58	0,54
f_{1HN}	0,30	0,26

Tabelle 7-2: Vergleich der statistischen Verteilung der Versuchsergebnisse mit Stahlzahnrädern nach [Sta99]

lung somit auch die statistische Versuchsstreuung und die daraus abgeleiteten Umrechnungsfaktoren der Ausfallwahrscheinlichkeit für PEEK-Zahnräder große Ähnlichkeit zu Stahlzahnrädern aufweisen. Für die Zahnfußtragfähigkeit von Stahlzahnrädern im Zeitfestigkeitsgebiet liegt hinsichtlich des Umrechnungsfaktors auf geringere Ausfallwahrscheinlichkeiten ein Lasteinfluss vor [Sta99]. Für die Grübchentragfähigkeit im Zeitfestigkeitsgebiet von Stahlverzahnungen liegt dagegen kein Einfluss der Last auf die Versuchsstreuung vor [Sta99]. Analog hierzu kann in den hier durchgeführten Untersuchungen zur Zahnflankentragfähigkeit ölgeschmierter Kunststoffverzahnungen keine eindeutige Tendenz hinsichtlich eines Einflusses der Last auf das Streuverhalten festgestellt werden.

Neben der statistischen Bewertung der experimentellen Versuchsergebnisse und Umrechnung der Ausfallwahrscheinlichkeit unter Zuhilfenahme einer Weibullverteilung wird auch überprüft, inwiefern eine Standard-Normalverteilung zur statistischen Bewertung des Streuverhaltens herangezogen werden kann. **Bild 7-15** zeigt die hier generierten experimentellen Versuchsergebnisse und deren kumulierte Wahrscheinlichkeit in Abhängigkeit der bezogenen Lastspielzahl. Zusätzlich sind der zugehörige Verlauf einer Weibullverteilung sowie eine Regression unter Annahme einer Standard-Normalverteilung der Versuchsergebnisse vergleichend mit abgebildet. Der Formparameter der Weibullverteilung berechnet sich, wie in **Tabelle 7-2** aufgeführt, zu k = 3,46. Hierbei ist zu erwähnen, dass die Weibullverteilung für einen Formparameter von k = 3,602 näherungsweise einer Standard-Normalverteilung entspricht [McC92]. Die geringe Abweichung des hier ermittelten Weibull-Formfaktors (k = 3,46) zur näherungsweisen Standard-Normalverteilung (k = 3,602) lässt somit den Rückschluss zu, dass zur Beschreibung des Streuverhaltens der hier dokumentierten Versuchsergebnisse neben der Weibullverteilung ebenfalls eine Standard-Normalverteilung herangezogen werden kann.

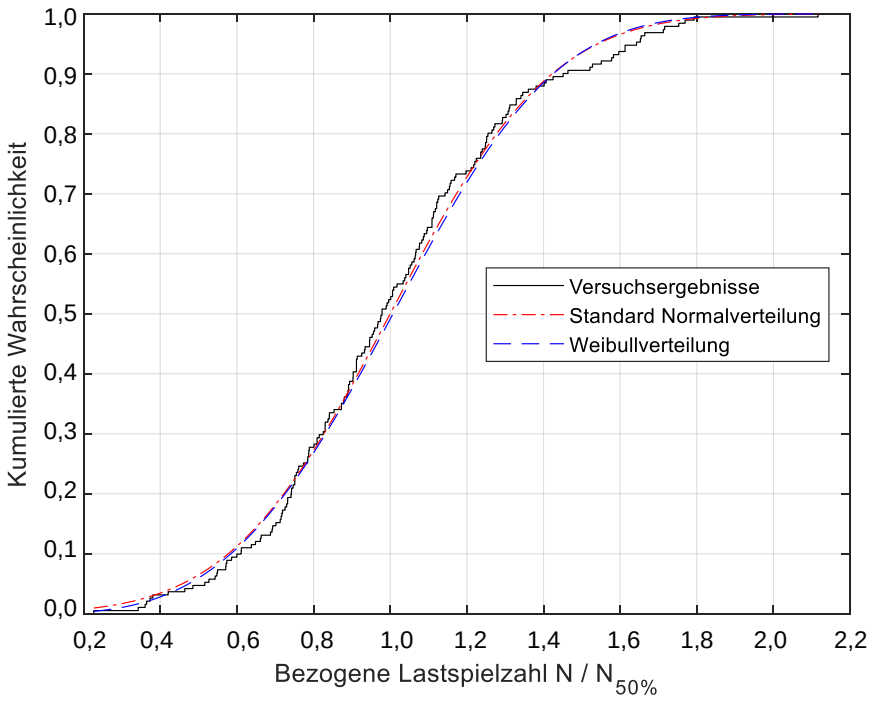


Bild 7-15: Vergleich zwischen Standard-Normalverteilung und Weibullverteilung der experimentellen Untersuchungen zur Bestimmung der Grübchentragfähigkeit

7.8.2 Vergleich des erweiterten Prüf- und Auswerteverfahrens mit dem Auswerteverfahren nach VDI 2736

VDI 2736 [VDI14] enthält Angaben zur statistischen Auswertung von Tragfähigkeitsversuchen. Das darin beschriebene Auswerteverfahren unterscheidet sich von dem in dieser Arbeit vorgestellten Herangehensweise bei der Durchführung und Auswertung von experimentellen Untersuchungen zur Bestimmung der Grübchentragfähigkeit an Kunststoffstirnrädern. Nach dem in VDI 2736 [VDI14] vorgestellten Schadenskriterium gilt ein Versuch zur Bestimmung der Grübchentragfähigkeit dann als ausgefallen, wenn ein durch Grübchen geschädigter Flächenanteil von 30% auf mindestens einer Zahnflanke erreicht wird. Diesem Kriterium steht das in umfassenden Voruntersuchungen zum Schadensverhalten definierte Ausfallkriterium einer durch Grübchen geschädigten Fläche von 8% eines einzelnen Zahns entgegen, ab dessen Erreichen ein progressiver Schadensfortschritt beobachtet werden kann.

Weiter wird nach VDI 2736 [VDI14] von einer normalverteilten Streuung der einzelnen Versuchsergebnisse ausgegangen. Die in dieser Arbeit durchgeführten experimentellen Untersuchungen zeigen jedoch deutlich auf, dass bei der Durchführung von Laufversuchen zur Bestimmung der Grübchentragfähigkeit von PEEK-Kunststoffzahnrädern eine Weibullverteilung angewendet werden kann. Dies entspricht auch den Erfahrungen, wie sie bei der Bestimmung der Grübchentragfähigkeit von Stahlzahnrädern im Zeitfestigkeitsgebiet vorliegen, wo ebenfalls von einer Weibullverteilung der einzelnen Versuchspunkte ausgegangen wird.

Nach VDI 2736 [VDI14] wird pro Versuchslauf jeweils ein Versuchspunkt abgeleitet. Das hier vorgestellte Auswerteverfahren erlaubt jedoch die Auswertung mehrerer Zähne pro Prüfrad und Versuchslauf, sodass bei gleicher Anzahl an Versuchsläufen wesentlich mehr Versuchspunkte abgeleitet werden können und somit die statistische Aussagekraft der durchgeführten Untersuchungen bei identischem Prüfaufwand gesteigert werden kann. Durch den vergleichsweise hohen Versuchsaufwand bei der Ermittlung der Grübchentragfähigkeit nach VDI 2736 [VDI14] tragen die auf diese Weise ermittelten Kennwerte den Charakter einer Abschätzung, da pro Last- und Temperaturniveau mit einer minimalen Versuchsbelegung gearbeitet wird. Zur Umrechnung von Ausfallwahrscheinlichkeiten werden somit auch nur Schätzwerte für eine Ausfallwahrscheinlichkeit von 10% bestimmt. Eine Umrechnung auf noch geringere Ausfallwahrscheinlichkeiten ist nicht vorgesehen. Die in **Bild 7-14** dargestellte Auswertung der Versuchsergebnisse dieser Arbeit zeigt hingegen die Möglichkeit zur Umrechnung der Ausfallwahrscheinlichkeiten auf sehr kleine Werte auf. Ein Vergleich mit dem Streuverhalten von Untersuchungen zur Grübchentragfähigkeit im Zeitfestigkeitsgebiet bei Stahlverzahnungen nach [Sta99] zeigt dabei eine gute Übereinstimmung mit dem für PEEK-Kunststoffzahnräder ermittelten Streuverhalten auf.

Zum Vergleich des in dieser Arbeit abgeleiteten Auswerteverfahrens von experimentellen Untersuchung der Grübchentragfähigkeit im Laufversuch, werden die durchgeführten Versuche ebenfalls in Anlehnung an VDI 2736 [VDI14] ausgewertet und die Ergebnisse einander vergleichend gegenübergestellt. Hierfür werden exemplarisch die einzelnen Ergebnisse der Laufversuche der im Spritzgießverfahren hergestellten Verzahnungsgeometrie KST-C aus Vestakeep 5000G bei einer Werkstofftemperatur von 80 °C nach VDI 2736 [VDI14] ausgewertet. Es werden die Ergebnisse für zwei Lastniveaus herangezogen, auf denen das Schadenskriterium nach VDI 2736 [VDI14] (30% Grübchenfläche auf mindestens einer Zahnflanke) erreicht wurde. Die Auswertung nach VDI 2736 [VDI14] erfolgt dabei nur für die Werkstoffvariante Vestakeep 5000G mit Verzahnungsgeometrie KST-C, da die Laufversuche hier bis zu einer Schadensfläche von 30% fortgeführt wurden, während für alle weiteren Untersuchungen

ein Schadenskriterium von 8% Grübchenfläche an einem einzelnen Zahn angewendet wurde. In **Bild 7-16** ist die für Verzahnungsgeometrie KST-C aus Vestakeep 5000G ausgewertete Wöhlerlinie der in Anlehnung an VDI 2736 [VDI14] ermittelten Wöhlerlinie bei einer Ausfallwahrscheinlichkeit von 50% vergleichend gegenübergestellt.

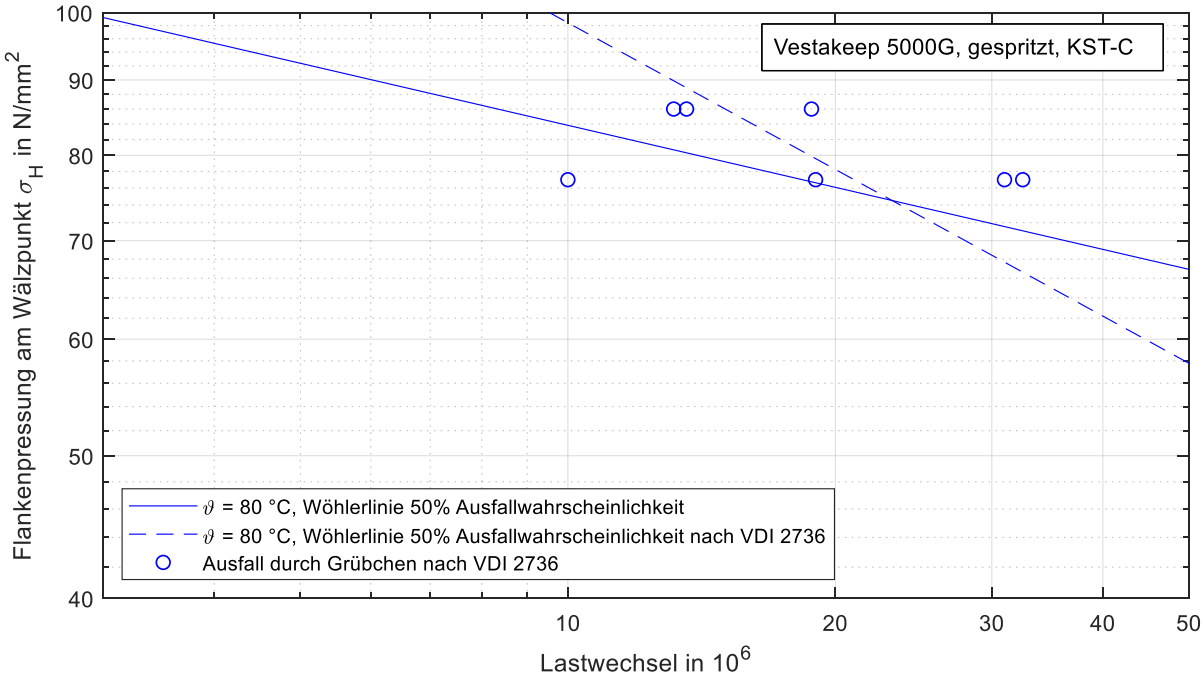


Bild 7-16: Vergleich der ermittelten Wöhlerlinie mit der Auswertung nach VDI 2736 [VDI14] Verzahnungsgeometrie KST-C, Vestakeep 5000G, gespritzt, ϑ = 80°C

Der dargestellte Vergleich zeigt, dass die Auswertung der Versuchsergebnisse nach VDI 2736 [VDI14] zu einem steileren Verlauf der Wöhlerlinie für die hier ausgewählten Versuche führt. Im Bereich höherer Pressungen werden dabei höhere erreichbare Lastwechsel ausgewertet. Dies wird vor allem durch die unterschiedlichen angewendeten Schadenskriterien begründet. Während im hier vorgestellten Auswerteverfahren bereits ein durch Grübchen geschädigter Flächenanteil von 8% an einer einzelnen Zahnflanke und damit beginnendes progressives Schadenswachstum als Abbruchkriterium des Versuchs definiert ist, wird nach VDI 2736 [VDI14] erst bei Erreichen eines Schadensanteils von 30% einer einzelnen Zahnflanke ein Ausfall durch Grübchen definiert. Das hier definierte Schadenskriterium von 8% auf einer einzelnen Zahnflanke wirkt sich damit etwas konservativer aus.

VDI 2736 [VDI14] schlägt ebenfalls ein Verfahren vor zur Umrechnung von 50% Ausfallwahrscheinlichkeit auf eine geringere Ausfallwahrscheinlichkeit von 10%. Der aus den experimentellen Untersuchungen abgeleitete Umrechnungsfaktor von 50% auf 10% Ausfallwahrscheinlichkeit f_{10HN} = 0,58 soll dem nach VDI 2736 [VDI14] ausgewerteten Umrechnungsfaktor gegenüberstellt werden. Hierfür werden die Ergebnisse der Laufversuche mit Vestakeep 5000G bei 80 °C und 120 °C Werkstofftemperatur herangezogen und je Last- und Temperaturniveau 2 – 3 Versuchswiederholungen auswertet.

Ein Vergleich der beiden Umrechnungsfaktoren ist in **Tabelle 7-3** dargestellt. Dabei zeigt sich, dass nach VDI 2736 [VDI14] unter der Annahme einer normalverteilten Streuung der einzelnen

Parameter	**Kunststoff**	**VDI 2736** [VDI14]
f_{10HN}	0,58	0,73

Tabelle 7-3: Vergleich der Umrechnungsfaktoren von 50% auf 10% Ausfallwahrscheinlichkeit nach VDI 2736 [VDI14] für den Kandidatenwerkstoff Vestakeep 5000G

Versuchspunkte und der Auswertung entsprechend dem vorgegebenen Schadenskriterium ein Umrechnungsfaktor von $f_{10HN} = 0{,}73$ resultiert. Die entsprechende Auswertung nach dem in dieser Arbeit definierten Verfahren unter Annahme einer Weibullverteilung, die der Streuung der Versuchspunkte zugrunde liegt, liefert mit $f_{10HN} = 0{,}58$ einen geringeren Umrechnungsfaktor. VDI 2736 [VDI14] weist dabei jedoch ausdrücklich auf den Charakter ein Abschätzung der Tragfähigkeit hin. Der entsprechenden Auswertung liegt eine vergleichsweise geringe Datenbasis mit ca. 12 Versuchspunkten zugrunde. Dem hingegen liegen der Auswertung mit dem in dieser Arbeit definierten Verfahren ca. 200 einzelne Versuchspunkte zugrunde, was die statistische Aussagekraft deutlich unterstreicht.

7.9 Verallgemeinerbarkeit der erzielten Ergebnisse

Die in dieser Arbeit erzielten Ergebnisse werden aus theoretischen und experimentellen Untersuchungen ölgeschmierter PEEK-Prüfzahnräder abgeleitet. Neben spritzgegossenen Prüfrädern werden ebenfalls aus extrudiertem Plattenmaterial spanend hergestellte Prüfräder hinsichtlich ihrer Flankentragfähigkeit geprüft. Zusätzlich zur geradverzahnten Hauptverzahnungsgeometrie werden Stichversuche mit alternativen, schrägverzahnten Prüfrädern durchgeführt. Dabei weisen alle untersuchten Geometrie- und Werkstoffvarianten einen vergleichbaren Schadensmechanismus bei der Entstehung von Grübchenschäden auf. Die Ausbildung von Grübchenschäden tritt demnach analog zu Stahlverzahnungen in Bereichen hoher Flankenpressung und negativen spezifischen Gleitens auf. Für faserverstärkte Prüfräder kann unter den hier vorliegenden Prüfbedingungen zusätzlich eine Überlagerung mit abrasivem Flankenverschleiß festgestellt werden. Für die unverstärkten Prüfräder kann abrasiver Flankenverschleiß durch den Betrieb unter ölgeschmierten Bedingungen auf ein Minimum reduziert werden.

Zur Übertragung der erzielten Ergebnisse auf andere Werkstoffe, Verzahnungsgeometrien und Einsatzbedingungen ist die Kenntnis der thermischen und mechanischen Werkstoffeigenschaften der eingesetzten Werkstoffe unabdinglich. Die zur Vermeidung von Eingriffsstößen notwendigen Profilmodifikationen sind vom Elastizitätsmodul der eingesetzten Kunststoffe abhängig. Weiter bestimmen der Reibungskoeffizient im Zahnkontakt und die Dämpfungseigenschaften die Erwärmung der Kunststoffzahnräder während des Betriebs. Durch die Kenntnis der thermisch-mechanischen Eigenschaften sowie des Reibungs- und Dämpfungsverhaltens können die auftretenden Zahntemperaturen und die daraus resultierende Lastverteilung im Eingriffsgebiet bestimmt werden.

Die in dieser Arbeit diskutierten Schädigungsmechanismen zur Entstehung von Grübchen sind auch auf andere thermoplastische Werkstoffe mit vergleichbaren mechanischen Eigenschaften übertragbar. Zur Entstehung von Grübchenschäden wird eine ausreichend hohe Zahnfußtragfähigkeit und das Ausbleiben vorzeitiger Ausfälle durch Zahnfußbrüche vorausgesetzt. Gleichfalls ist zur Ausbildung von Grübchen eine ausreichend hohe Verschleißtragfähigkeit (beispielsweise durch den Betrieb bei Ölschmierung) notwendig. Während die zugrundeliegende Schädigungscharakteristik auf andere thermoplastische Werkstoffe übertragen werden kann, so ist dennoch mit Unterschieden in der Grübchenlebensdauer beim Betrieb unterschiedlicher Werkstoffe zu rechnen. Ausgewiesene Festigkeitskennwerte sind immer vor dem Hintergrund der zugrundeliegenden Prüf- und Auswertebedingungen zu interpretieren.

8 Ableitung von Empfehlungen zu Auslegung und Betrieb sowie zur Prüfung von Kunststoffzahnrädern

8.1 Durchführung experimenteller Untersuchungen zur Bestimmung der Zahnflankentragfähigkeit

Der experimentellen Untersuchung der Zahnflankentragfähigkeit im Laufversuch sollten nach Möglichkeit Messversuche zur Bestimmung der Zahntemperaturen im Betrieb vorausgehen. Auf diese Weise können die sich einstellenden Verzahnungstemperaturen für die späteren Lebensdauerversuche abgeschätzt werden und die Lebensdauerversuche unter definierten Temperaturbedingungen durchgeführt werden. Sollten Temperaturmessungen unter realen Prüfbedingungen nicht realisierbar sein, wird zumindest eine Abschätzung der Temperatur nach den Berechnungsansätzen in Anlehnung an VDI 2736 [VDI14] empfohlen. Die Abschätzung der auftretenden Zahntemperaturen ist dabei wesentlich vom der Berechnung zugrundeliegenden Reibungsbeiwert abhängig. Zur besseren Wärmeabfuhr der entstehenden Reibwärme und zur Separierung der Zahnflanken durch einen Schmierfilm kann abrasiver Verschleiß minimiert werden. Die Paarung mit einem hinsichtlich der Pressungsverteilung optimierten Stahlritzel (z.B. Kopfrücknahme) stellt sicher, dass die maximalen Pressungswerte im Bereich des Einzeleingriffsgebiets liegen und Lastspitzen durch Eingriffsstörungen zu Beginn und am Ende des Zahneingriffs vermieden werden. Auf diese Weise können Festigkeitskennwerte zur Grübchentragfähigkeit unter optimierten Versuchsbedingungen generiert werden.

Zur Zeit- und Kosteneinsparung werden Tragfähigkeitsversuche bei möglichst hoher Raddrehzahl durchgeführt. Da Kunststoffe im Gegensatz zu Stahlwerkstoffen keine Dauerfestigkeit aufweisen, muss eine maximale Lastwechselzahl als Kompromiss aus Begrenzung der Laufzeit und Absicherung der Tragfähigkeitskennwerte für hohe Lastwechsel definiert werden. Da Ermüdungsschäden tendenziell erst bei längeren Laufzeiten auftreten, sollte die Grenzlastspielzahl zur Beendigung der Prüfläufe im Bereich von ca. $50 \cdot 10^6$ Lastwechseln liegen. Zur statistischen Absicherung der Versuchsergebnisse wird die Durchführung von mindestens drei Wiederholversuchen je Lastniveau empfohlen. Zur Dokumentation der Schadensentwicklung wird der Prüflauf in regelmäßigen Intervallen (z.B. $3 \cdot 10^6$ Lastwechsel) gestoppt und die Grübchenfläche der einzelnen Zähne vermessen.

8.2 Auswertung experimenteller Untersuchungen zur Bestimmung der Zahnflankentragfähigkeit

Die Möglichkeit der Auswertung der Grübchenschäden einzelner Zahnflanken eines Prüfrades und die Behandlung dieser als eigenständige Versuchspunkte erlaubt es, aus einem einzelnen Versuchslauf mehrere Versuchspunkte für die Erstellung einer Wöhlerlinie abzuleiten. Als Ausfallkriterium wird ein durch Grübchen geschädigter Anteil einer Zahnflanke von 8% definiert. Zur Auswertung der mittleren Lastwechselzahl eines Lastniveaus werden sämtliche Versuchspunkte in ein Weibullnetz eingetragen und die Lastspielzahl für eine Ausfallwahrscheinlichkeit von 50% ausgewertet. Die Erstellung einer Wöhlerlinie erfolgt durch Bilden einer Ausgleichsgeraden über mehrere untersuchte Lastniveaus. Unter Anwendung der in dieser Arbeit abgeleiteten Umrechnungsfaktoren können die Tragfähigkeitskennwerte auf geringere Ausfallwahrscheinlichkeiten umgewertet werden. Die Gültigkeit der hier definierten Schadensgrenzen und Auswertemethoden ist zunächst für ölgeschmierte PEEK-Prüfräder nachgewiesen. Eine umfassende Übertragbarkeit auf weitere Werkstoffe ist noch zu prüfen.

8.3 Empfehlungen für den Einsatz von Stahl-Kunststoff-Stirnradpaarungen

Der sichere Betrieb von Kunststoffverzahnungen in der Materialkombination Stahl-Kunststoff ist wesentlich durch die komplexen Werkstoffeigenschaften der eingesetzten Kunststoffzahnräder geprägt. Insbesondere bei Getrieben zur Übertragung höherer Leistungen wird, sofern möglich, der Betrieb bei Ölschmierung empfohlen. Dies ermöglicht einerseits eine effektive Wärmeabfuhr der im Zahnkontakt entstehenden Reibwärme und damit eine bessere Kontrolle der Verzahnungstemperatur, sodass die Kunststoffverzahnung bei kontrollierten und definierten Temperaturbedingungen betrieben werden kann. Anderseits werden die Zahnflanken durch den Schmierfilm voneinander getrennt, was sich positiv auf den Wirkungsgrad und das Verschleißverhalten auswirken kann.

Die eingesetzten Kunststoffzahnräder sollten nach Möglichkeit im Spritzgießverfahren hergestellt werden. Im Vergleich zu spanend hergestellten Prüfrädern werden etwaige Füllstoffe wie Kohlenstoff- oder Glasfasern durch die sich ausbildende Spritzhaut überdeckt. Weiter hat sich in den hier durchgeführten experimentellen Untersuchungen gezeigt, dass sich die amorphen Gefügeanteile an der Flankenoberfläche, die sich während des Erstarrungsprozesses ausbilden, positiv auf die Zahnflankentragfähigkeit auswirken können, sodass mit höheren Lebensdauern als bei spanend gefertigten Kunststoffzahnrädern gerechnet werden kann.

Die jeweiligen Stahlritzel sollten nach Möglichkeit gehärtet und geschliffen werden. Auf diese Weise können ungewollte Geometrieveränderungen (Profilformabweichungen im zahnkopfnahen und zahnfußnahen Flankenbereich) am Stahlritzel verringert werden, die besonders beim Betrieb von faserverstärkten Kunststoffzahnräder in Kombination mit ungehärteten Stahlritzel entstehen können. Profilkorrekturen der eingesetzten Stahlritzel zur Reduzierung von Eingriffsstörungen und Pressungsüberhöhungen, die aus den lastinduzierten Verformungen des Kunststoffzahnrades erfolgen werden ebenfalls empfohlen.

In der praktischen Anwendung wird das Stahlritzel nicht immer korrigiert. Die Flankenlebensdauer der eingesetzten Kunststoffräder kann damit von Flankenschäden, hervorgerufen durch Eingriffsstörungen, beeinflusst werden. Bei der Bewertung der Zahnflankenlebensdauer ist darauf zu achten, dass für unkorrigierte Verzahnungen durch nicht-optimierte Eingriffsverhältnisse unterschiedliche Flankenbeanspruchungen im Vergleich zu unter Laborbedingungen ermittelten Festigkeitskennwerten vorliegen können. Zur Bewertung der Flankenlebensdauer unkorrigierter Verzahnungen wird eine Nachrechnung der Pressungsverteilung unter Berücksichtigung von Eingriffsstörungen empfohlen. Pressungsspitzen, die deutlich über der nach VDI 2736 [VDI14] bestimmten Flankenpressung am Wälzpunkt liegen, können sich dabei negativ auf die Lebensdauer auswirken.

Insgesamt muss bei der Auslegung von Kunststoffverzahnungen sorgfältig darauf geachtet werden, unter welchen Bedingungen die zugrunde gelegten Lebensdauer-Grenzwerte ermittelt wurden und inwieweit diese direkt auf die jeweilige Anwendung übertragbar sind. Wesentlich hierfür ist eine genaue Dokumentation der Prüfräder sowie der Prüf- und Auswertebedingungen bei der Ermittlung von Festigkeitskennwerten.

9 Zusammenfassung und Ausblick

9.1 Zusammenfassung

Kunststoffzahnräder unterscheiden sich aufgrund der komplexen Werkstoffeigenschaften grundlegend von Stahlzahnrädern. Sowohl die Steifigkeit als auch die Festigkeit thermoplastischer Werkstoffe sind im Vergleich zu Stahlwerkstoffen wesentlich verringert. Weiter weisen die mechanischen Werkstoffeigenschaften eine starke Temperaturabhängigkeit auf, was die Anwendung von thermoplastischen Werkstoffen als Zahnradwerkstoff vor besondere Herausforderungen stellt. Die günstige Werkstoffdämpfung und die Möglichkeit zum Betrieb bei Trockenlauf sowie die Herstellung komplexer Bauteilgeometrien durch das Spritzgießverfahren stellen hingegen Vorteile thermoplastischer Kunststoffe dar.

Die im Vergleich zu Stahlwerkstoffen geringe Werkstoffsteifigkeit von Kunststoffzahnrädern führt während des Betriebs zu Verformungen, was zu Störungen des Verzahnungseingriffs im erweiterten Eingriffsgebiet führen kann. Beim Betrieb in der Materialpaarung Stahlritzel – Kunststoffrad kommt so die vergleichsweise scharfe Kopfkante des Stahlritzels in Kontakt mit dem fußnahen Flankenbereich des Kunststoffzahnrads, was zu deutlichen Spannungsspitzen und einer vorzeitigen Schädigung des Kunststoffzahnrads führen kann. Theoretische Untersuchungen zur Last- und Pressungsverteilung verdeutlichen die Einflüsse auf den Verlauf der Flankenpressung und insbesondere auf die Ausbildung von Spannungsspitzen im erweiterten Eingriffsgebiet. Weiter wird der Einfluss unterschiedlicher Profilkorrekturen am Stahlritzel auf die Pressungsverteilung untersucht und geeignete Profilmodifikationen abgeleitet.

Vor dem Hintergrund steigender Leistungsanforderungen an thermoplastische Zahnräder kommen zunehmend Hochleistungskunststoffe wie beispielsweise Polyetheretherketone zum Einsatz. Zur Verbesserung des Reibungsverhaltens und zur Vermeidung von Verschleiß werden Kunststoffzahnräder zur Übertragung höherer Leistungen vermehrt unter ölgeschmierten Bedingungen betrieben. Durch den Schmierstoff kann so zudem die im Zahnkontakt entstehende Wärme effektiv abgeführt werden und die Verzahnungstemperatur und damit die Werkstoff- und Festigkeitseigenschaften kontrolliert werden. Neben reibungsinduzierter Erwärmung führt auch das viskoelastische Materialverhalten von thermoplastischen Kunststoffen zu einer Erwärmung der Kunststoffverzahnungen im Betrieb.

Die Zahnerwärmung aufgrund viskoelastischen Werkstoffverhaltens wird in experimentellen Untersuchungen im Pulsatorprüfstand bestimmt. Die dabei bestimmte Erwärmung der Prüfzahnräder bei unterschiedlichen Belastungsfrequenzen und Prüfkräften bewegt sich im Bereich weniger Kelvin für die betrachteten unverstärkten und kohlenstofffaserverstärkten Werkstoffvarianten, sodass die Erwärmung durch innere Verluste für die hier untersuchten PEEK-Varianten als vernachlässigbar eingeordnet werden kann.

Neben Untersuchungen zum thermischen Verhalten im Pulsatorprüfstand werden auch Temperaturmessungen im Verspannungsprüfstand durchgeführt. Dabei werden die im Betrieb auftretenden Zahntemperaturen in Abhängigkeit der Betriebsbedingungen bestimmt. Neben der Erwärmung aus inneren Verlusten führt vor allem der Wärmeeintrag durch Reibung im Zahnkontakt zu einer Zunahme der Zahntemperatur bei steigender Antriebsleistung. Aufgrund der geringen Reibbeiwerte und der effektiven Wärmeabfuhr der entstehenden Reibwärme ist die Zunahme der Zahntemperatur bei Ölschmierung jedoch auf wenige Kelvin für die hier untersuchten Werkstoffe und Verzahnungsgeometrien begrenzt.

Die ergänzenden experimentellen Untersuchungen der Verzahnungsverluste bestätigen die geringen Reibungsverluste geschmierter Stahl-Kunststoff-Kontakte. Aufgrund der geringen inneren Verluste durch viskoelastisches Materialverhalten sowie durch das günstige Reibungsverhalten ölgeschmierter Verzahnungen können in den Untersuchungen des Verlustmoments die geringen Verzahnungsreibungszahlen bestätigt werden.

Die experimentell ermittelten Verzahnungstemperaturen werden theoretischen Modellen zur Zahntemperaturberechnung gegenübergestellt und eingeordnet. Die Anwendung standardisierter Methoden zur Temperaturberechnung ölgeschmierter Kunststoffzahnräder wie beispielsweise VDI 2736 [VDI14] liefert dabei eine gute Übereinstimmung sofern die tatsächlich im Betrieb vorherrschenden Reibungsbedingungen über den Reibungskoeffizienten entsprechend berücksichtigt werden.

Die zu untersuchenden Prüfräder aus PEEK-Werkstoffen zeigen in experimentellen Untersuchungen zum Schädigungsverhalten die Ausbildung von Grübchenschäden auf der Zahnflankenoberfläche auf. Das Schadensbild und die Entwicklung des fortschreitenden Schadens weisen dabei deutliche Parallelen zu Grübchenschäden an Stahlzahnrädern auf. Die Grübchenschäden bilden sich bevorzugt in Bereichen hoher Hertz´scher Pressung und negativen spezifischen Gleitens aus. Mit fortschreitender Betriebsdauer wächst die durch Grübchen geschädigte Zahnflankenfläche an. Bei stark fortgeschrittenem Schädigungszustand können sich Risse ins Zahninnere bilden, die schließlich zu einem Bruch der Zahnflanke und somit zu einem Totalausfall der Verzahnung führen. Untersuchungen zur Schadensentwicklung zeigen, dass bei Überschreiten einer kritischen Schadensfläche progressives Schadenswachstum in der Folge auftreten kann, woraus ein Ausfallkriterium für spätere Lebensdaueruntersuchungen abgeleitet wird.

Untersuchungen zur statistischen Verteilung der erreichbaren Lebensdauer bis zum Ausfall durch Grübchenbildung zeigen, dass die Verteilung der Grübchenlebensdauer von Kunststoffzahnrädern analog zur Grübchentragfähigkeit im Zeitfestigkeitsgebiet für Stahlzahnräder einer Weibullverteilung folgt. Die durchgeführten Lebensdauerversuche werden dabei so ausgewertet, dass jeder geschädigte Zahn eines Prüfrads als eigenständiger Versuchspunkt gewertet wird. Auf diese Weise können je Prüfrad und Versuchslauf mehrere Versuchspunkte zur Erstellung einer Wöhlerlinie generiert werden.

Bei der Untersuchung der Lebensdauer der beiden unverstärkten, im Spritzgießverfahren hergestellten Werkstofftypen Vestakeep 4000G und Vestakeep 5000G kann eine nahezu identische Grübchenlebensdauer festgestellt werden. Eine Erhöhung der Werkstofftemperatur führt erwartungsgemäß zu einer Reduktion der mechanischen Werkstoffeigenschaften und somit zu einer Verringerung der erreichbaren Grübchenlebensdauer.

Vergleichende Untersuchungen mit spanend hergestellten Prüfrädern zeigen eine Verringerung der Grübchenlebensdauer auf. Ursächlich hierfür sind herstellbedingte Gefügeunterschiede, die sich vor allem durch den Kristallisationsgrad im Bereich der Zahnflankenoberfläche äußern. Die im Spritzgießverfahren hergestellten Prüfräder weisen im Bereich der Flankenoberfläche ein deutlich amorpheres Gefüge auf als die spanend hergestellten Prüfräder. Die amorphen Gefügebereiche können die aus dem Zahnkontakt resultierenden Beanspruchungen besser aufnehmen als das höher kristalline und damit spröder reagierende Gefüge spanend gefertigter Prüfräder. Zudem liegen aufgrund der geringeren Oberflächenrauheit bei gespritzten Prüfrädern günstigere Schmierungsbedingen vor, was sich wiederum positiv auf die Zahnflankentragfähigkeit auswirken kann.

Untersuchungen mit Prüfrädern aus dem 30% kohlensstofffaserverstärkten Werkstoff Vestakeep 4000 CF30 zeigen das überlagerte Auftreten von Verschleiß und Grübchen auf. Eine Steigerung der Grübchenlebensdauer durch die Zugabe von Kohlenstofffasern kann nicht beobachtet werden. Durch die höhere Oberflächenrauheit und freiliegende Kohlefasern wird der Schmierfilmaufbau negativ beeinflusst, was sich negativ auf die Verschleißtragfähigkeit auswirkt. Durch den Betrieb mit höherviskosen Schmierstoffen kann der Schmierfilmaufbau jedoch positiv beeinflusst werden und der auftretende Flankenverschleiß verringert werden, was in Stichversuchen mit hochviskosem Schmierstoff nachgewiesen wird.

Ergänzende Untersuchungen mit spanend gefertigten, schrägverzahnten Prüfrädern deuten auf ein Potential zur Tragfähigkeitssteigerung durch den Einsatz schrägverzahnter Kunststoffzahnräder hin. In VDI 2736 [VDI14] wird der Einfluss des Schrägungswinkels auf die Zahnflankentragfähigkeit bislang vernachlässigt. Neben dem Einfluss des Schrägungswinkels beeinflussen dabei auch die Gleitverhältnisse die Zahnflankenbeanspruchung und damit die erreichbare Lebensdauer.

Aufgrund der Vielzahl der durchgeführten Lebensdauerversuche können belastbare Aussagen zum statistischen Verhalten der Grübchenlebensdauer abgeleitet werden. Analog zur Grübchentragfähigkeit von Stahlverzahnungen im Zeitfestigkeitsgebiet können die experimentell ermittelten Wöhlerlinien und die daraus abgeleiteten Festigkeitskennwerte auf geringere Ausfallwahrscheinlichkeiten umgewertet werden. Die aus der statistischen Verteilung der experimentellen Untersuchungen abgeleiteten Umrechnungsfaktoren zur Umrechnung auf geringere Ausfallwahrscheinlichkeiten liegen dabei in derselben Größenordnung wie die Faktoren für die Grübchentragfähigkeit bei Stahlzahnrädern.

Die vorliegende Arbeit charakterisiert das thermische Betriebsverhalten und die Zahnflankentragfähigkeit ölgeschmierter Hochleistungskunststoffe. Aus umfangreichen experimentellen und theoretischen Untersuchungen werden Empfehlungen für die Durchführung von Lebensdaueruntersuchungen zur Zahnflankentragfähigkeit von Kunststoffzahnrädern abgeleitet. Neben der Durchführung von Tragfähigkeitsuntersuchungen werden auch Empfehlungen zur Auswertung und statistischen Analyse der Versuchsergebnisse herausgearbeitet. Die daraus abgeleiteten Festigkeitskennwerte stellen damit einen wichtigen Beitrag zur sicheren und wirtschaftlichen Auslegung von Hochleistungskunststoffzahnrädern dar.

9.2 Ausblick

Die durchgeführten Untersuchungen zum Gefügezustand weisen deutliche Unterschiede im Kristallisationsgrad zwischen spanend und im Spritzgießverfahren hergestellten Kunststoffzahnrädern auf. Die Prüfräder mit höheren amorphen Gefügeanteilen im Bereich der belasteten Flankenoberfläche weisen dabei eine höhere Grübchenlebensdauer auf als Prüfräder höher kristalliner Oberflächengefüge. Weiterführende Untersuchungen mit Zahnrädern unterschiedlichen Kristallisationsgrads im Bereich der Flankenoberfläche tragen zu einem vertieften Verständnis hinsichtlich tragfähigkeitsoptimierter Kristallisationsgefüge bei. Hierfür sind weitere experimentelle Lebensdaueruntersuchungen sowie versuchsbegleitende mikroskopische und werkstoffanalytische Untersuchungen notwendig.

Weiterer Forschungsbedarf und großes Potential zur Steigerung der Tragfähigkeit liegt im Einsatz von Hybrid-Kunststoffzahnrädern, die aus einem Verbund aus faserverstärkten und unverstärkten Kunststoffen gefertigt werden. Während die Biegewechselfestigkeit durch die Zugabe von Verstärkungsfasern gesteigert werden kann, zeigen die hier durchgeführten Untersuchungen an kohlenstofffaserverstärkten PEEK-Prüfrädern eine geringere Grübchentragfähigkeit als unverstärkte Werkstoffe sowie eine Überlagerung mit abrasivem Flankenverschleiß auf. Durch die Fertigung von Zahnrädern, deren Zahnfußbereich und Zahnkern aus faserverstärkten Kunststoffen gefertigt werden, während die Verzahnung an der Flankenoberfläche aus unverstärkten Werkstoffen besteht, können an die lokalen Beanspruchungen optimal angepasste Werkstoffe eingesetzt werden und somit die Tragfähigkeit insgesamt gesteigert werden.

Die durchgeführten Stichversuche mit höherviskosem Schmierstoff zur Erhöhung der spezifischen Schmierfilmdicke deuten auf eine Verringerung des Verschleißkoeffizienten hin bei Vorliegen günstiger Schmierungsbedingungen. Aktuell liegen noch wenige Erkenntnisse hinsichtlich des Schmierstoffeinflusses auf die Grübchentragfähigkeit ölgeschmierter Kunststoffverzahnungen vor. Die Fortführung der Untersuchung des Schmierungszustands und des Einflusses unterschiedlicher Schmierstoffe auf die Grübchentragfähigkeit kann zu einer weiteren Steigerung der Flankentragfähigkeit beitragen.

Weiteres Forschungspotential besteht in der Untersuchung schrägverzahnter Kunststoffzahnräder. Nach aktuellem Stand der Technik liegen kaum Erkenntnisse zum Betriebsverhalten schrägverzahnter Kunststoffzahnräder vor. Aktuelle Berechnungsvorschriften wie VDI 2736 [VDI14] berücksichtigen den Einfluss des Schrägungswinkels auf die Zahnflankentragfähigkeit bislang nicht ausreichend. Die Fortführung theoretischer und experimenteller Untersuchungen zum Einfluss des Schrägungswinkels und alternativer Zahngeometrien kann auch hier einen Beitrag zur Steigerung der Tragfähigkeit und der zuverlässigen Auslegung von Kunststoffzahnrädern leisten.

10 Literaturverzeichnis

10.1 Normen und Richtlinien

[DIN86] DIN 867: Bezugsprofile für Evolventenverzahnungen an Stirnrädern (Zylinderrädern) für den allgemeinen Maschinenbau und den Schwermaschinenbau (1986).

[DIN87a] DIN 3960: Begriffe und Bestimmungsgrößen für Stirnräder (Zylinderräder) und Stirnpaare (Zylinderradpaare) mit Evolventenverzahnung (1987).

[DIN87b] DIN 3990 Teil 1-5: Tragfähigkeitsrechnung von Stirnrädern (1987).

[DIN78] DIN 3962 Teil 1-3: Toleranzen für Stirnradverzahnungen (1978).

[DIN06] DIN ISO 14635-1:2006-05: Zahnräder – FZG-Prüfverfahren – Teil 1: FZG-Prüfverfahren A/8,3/90 zur Bestimmung der relativen Fresstragfähigkeit von Schmierölen (2006).

[ISO10] ISO 179-1: Plastics - Determination of Charpy impact properties - Part 1: Non-instrumented impact test (2010).

[ISO12] ISO 527-1: Plastics - Determination of tensile properties - Part 1: General Principles (2012).

[ISO14] ISO 11359-1: Plastics - Thermomechanical analysis (TMA) - Part 1: General principles (2014).

[ISO16] ISO 11357-1: Plastics - Differential scanning calometry (DSC) - Part 1: General principles (2016).

[ISO19a] ISO 6336 Teil 1-5: Calculation of load capacity of spur and helical gears (2019).

[ISO19b] ISO 1183-1: Plastics - Methods for determining the density of non-cellular plastics - Part 1: Immersion method, liquid pycnometer method and titration method (2019).

[JIS13] JIS 1759: Estimation Of Tooth Bending Strength Of Cylindrical Plastic Gears (2013).

[VDI81] VDI 2545: Zahnräder aus thermoplastischen Kunststoffen (1981).

[VDI14] VDI 2736 Blatt 1-4: Thermoplastische Zahnräder (2014).

10.2 Zeitschriftenaufsätze, Bücher, Dissertationen

[And05] Andrei, L.; Andrei, G.; Epureanu, A.; Birsan, I.: Synthesis and analysis of plastic curved facewidth spur gears. The annals of university "Dunarea de Jos" of Galati, Fascicle VIII - Tribology (2005).

[And04] Andrei, L.; Walton, D.; Andrei, G.; Mereuta, E.: Influence of a non-standard geometry of plastic gears on sliding velocities. The annals of university "Dunarea de Jos" of Galati, Fascicle VIII - Tribology (2004).

[Bec73] Beck, K.; Brünings, W.-D.: Grenzflankenpressung bei Stirnrädern aus Polyamid 66 (PA66) und Polyamid 6 (PA6). Konstruktion 25 (1973).

[Ber13] Berer, M.; Major, Z.; Pinter, G.: Elevated pitting wear of injection molded polyetheretherketone (PEEK) rolls. Wear 297 (2013).

[Blo37] Blok, H.: Measurement of Temperature Flashes on Gear Teeth under E.P. Conditions. Proceedings of the General Discussion on Lubrication and Lubricants (1937).

[Bog76] Bogdanzaliev, K.: Ein Beitrag zur Herstellung und zum Betriebsverhalten von spritzgegossenen Zahnrädern aus glasfaserverstärktem Polyamid 6. Dissertation, Technische Universität Dresden (1976).

[Bud69] Budich, W.: Beitrag zur Untersuchung öl- und fettgeschmierter geradverzahnter Stirnräder aus Acetalcopolymerisat. Dissertation, Technische Universität Berlin (1969).

[Cer20] Cerne, B.; Petkovšek, M.; Duhovnik J.; Tavčar, J.: Thermo-mechanical modeling of polymer spur gears with experimental validation using high-speed infrared thermography. Mechanism and Machine Theory 146 (2020).

[Dea13] Dearn, K. D.; Hoskins, T. J.; Andrei, L.; Walton, D.: Lubrication Regimes in High-Performance Polymer Spur Gears. Advances in Tribology (2013).

[Dol03] Doleschel, A.: Wirkungsgradberechnung von Zahnradgetrieben in Abhängigkeit vom Schmierstoff. Dissertation, Technische Universität München (2003).

[Dol15] Doll, N. P.: Modeling thermomechanical behavior of polymer gears. Masterarbeit, University of Wisconsin-Madison (2015).

[Dom13] Dominghaus, H.: Kunststoffe. Springer, Heidelberg, 8. Auflage (2013).

[Ebe16] Ebert, T.: Finite-Element-Simulation der Zahnfuß- und Zahnflankenbeanspruchung beliebiger linear- und nicht-linear-elastischer außenverzahnter Stirnräder. Masterarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München (2016).

[Ehr07] Ehrenstein, G.: Mit Kunststoffen konstruieren - Eine Einführung. Carl Hanser Verlag, München, 3. Auflage (2007).

[Erh08] Erhard, G.: Konstruieren mit Kunststoffen. Carl Hanser Verlag, München, 4. Auflage (2008).

[Evo11a] Evonik Industries: Product information VESTAKEEP 4000 CF30 (2011).

[Evo11b] Evonik Industries: Product information VESTAKEEP 4000G (2011).

[Evo11c] Evonik Industries: Product information VESTAKEEP 5000G (2011).

[Eye08] Eyerer, P.; Hirth, T.; Elsner, P.: Polymer Engineering - Technologien und Praxis. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg (2008).

[Faa03] Faatz, P.: Tribologische Eigenschaften von Kunststoffen im Modell- und Bauteilversuch. Dissertation, Universität Erlangen-Nürnberg (2003).

[Fer18] Fernandes, C.; Rocha, D.; Martins, R.; Magalhães, L.: Finite element method model to predict bulk and flash temperatures on polymer gears. Tribology International 120 (2018).

[Feu08] Feulner, R.: Verschleiß trockenlaufender Kunststoffgetriebe - Kennwertermittlung und Auslegung. Dissertation, Universität Erlangen-Nürnberg (2008).

[Frö11] Fröh, A.; Otto, M.; Stahl, K.: Erweiterung STplus - Erweiterung FVA-Stirnradprogramm STplus, Forschungsvorhaben Nr. 241 VIII, Abschlussbericht FVA-Heft Nr. 973, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA), Frankfurt am Main (2011).

[Für13] Fürstenberger, M.: Betriebsverhalten verlustoptimierter Kunststoffzahnräder - Verzahnungsverluste, Temperaturen, Tragfähigkeit und dynamisches Betriebsverhalten. Dissertation, Technische Universität München (2013).

[Hac66] Hachmann, H.; Strickle, E.: Polyamide als Zahnradwerkstoffe. Konstruktion 18. 3 (1966).

[Hao12] Hao, Y.; Zhang, B.; Peng, B.: Analysis of Tribological Characteristics between Plastic and Steel Helical Gear. Advanced Materials Research 383 (2012).

[Has19] Hasl, C.: Zur Zahnfußtragfähigkeit von Kunststoffstirnrädern. Dissertation, Technische Universität München (2019).

[Has18] Hasl, C.; Illenberger, C. M.; Oster, P.; Tobie, T.; Stahl, K.: Potential of oil-lubricated cylindrical plastic gears. Journal of Advanced Mechanical Design, Systems and Manufacturing. Vol. 12; No.1 (2018).

[Has17] Hasl, C.; Liu, H.; Oster, P.; Tobie, T.; Stahl, K.: Method for calculating the tooth root stress of plastic spur gears meshing with steel gears under consideration of deflection-induced load sharing. Mechanism and Machine Theory. 111 (2017).

[Has16] Hasl, C.; Oster, P.; Tobie, T.; Stahl, K.: Verfahren zur Berechnung der Überdeckung unter Last von Kunststoffstirnrädern. Forschung im Ingenieurwesen. 80 (2016).

[Her81] Hertz, H.: Über die Berührung fester elastischer Körper. Journal für die reine und angewandte Mathematik. 92 (1881).

[Hey97] Heym, B.: Tragfähigkeitsoptimierung trockenlaufender Kunststoff-Stahl-Zahnradpaarungen durch Einsatz von Verbundwerkstoffen und geometrischer Zahnkorrektur. Dissertation, Technische Universität Berlin (1997).

[Hle19a] Hlebanja, G.; Hribersek, M.; Erjavec, M.; Kulovec, S.: Durability investigation of plastic gears. 6th International BAPT Conference "Power Transmissions 2019". 287 (2019).

[Hle19b] Hlebanja, G.; Hribersek, M.; Erjavec, M.; Kulovec, S.: Experimental determination of plastic gear durability. IOP Conference Series: Materials and Science Engineering. 659 (2019).

[Hle18] Hlebanja, G.; Kulovec, S.: Thermal properties of S-gears in comparison with involute gears. IOP Conference Series. 393 (2018).

[Hoo93] Hooke, C.; Mao, K.; Walton, D.; Breeds, A. R.; Kukureka, S. N.: Measurement and prediction of the surface temperature in polymer gears and its relationship to gear wear. Journal of Tribology 115/1 (1993).

[Hös79] Hösel, T.; Goebbelet, J.; Winter, H.; Weck, M.: Vereinheitlichung von Flankentragfähigkeitsversuchen - Empfehlung zur Vereinheitlichung von Flankentragfähigkeitsversuchen an vergüteten und gehärteten Zylinderrädern, FVA-Merkblatt

0/5, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA), Frankfurt am Main (1979).

[Hou67] Housz, A.J.I.: Scuffing as a factor in the design of nylon gears. Wear 10. 2 (1967).

[Hub15] Hubert, T.; Bauser, M.; Hasl, C.; Tobie, T.; Stahl, K.: Load carrying capacity of cylindrical plastic gears - Requirements of injection molded plastic test gears for back-to-back and pulsator testing. International Conference on Gears 2015 (2015).

[Ill15] Illenberger, C. M.: Untersuchungen zum Betriebsverhalten ölgeschmierter Kunststoffstirnräder. Masterarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, TU München (2015).

[Ill19] Illenberger, C. M.; Tobie, T.; Stahl, K.: Flank load carrying capacity of oil-lubricated high performance plastic gears. Forschung im Ingenieurwesen 83. 3, S. 545–552 (2019).

[Ill21] Illenberger, C. M.; Tobie, T.; Stahl, K.: Operating behavior and performance of oil-lubricated plastic gears. Forschung im Ingenieurwesen 86 (2021).

[Kap19] Kapelevich, A.: Optimal Polymer Gear Design: Metal-to-Plastic Conversion. American Gear Manufacturers Association Fall Technical Meeting (2019).

[Käs77] Käser, W.: Beitrag zur Grübchenbildung an gehärteten Zahnrädern Einfluß von Härtetiefe und Schmierstoff auf die Flankentragfähigkeit. Dissertation, Technische Universität München (1977).

[Kir07] Kirchner, E.: Leistungsübertragung in Fahrzeuggetrieben. Springer, Berlin, Heidelberg (2007).

[Kle67] Klein, G.: Untersuchungen zur Tragfähigkeit und zum Verschleißverhalten von geradverzahnten Stirnrädern aus thermoplastischen Kunststoffen bei einer Rad-Paarung Stahl-Kunststoff. Dissertation, Technische Universität Berlin (1967).

[Kof16] Koffi, D.; Bravo, A.; Toubal, L.; Erchiqui, F.: Optimized use of cooling holes to decrease the amount of thermal damage on a plastic gear tooth. Advances in Mechanical Engineering 8 (2016).

[Kof85] Koffi, D.; Gauvin, R.; Yelle, H.: Heat generation in thermoplastic spur gears. Journal of mechanisms, transmissions, and automation in design 107/31 (1985).

[Kra85] Krause, W.: Plastzahnräder. VEB Verlag, Technik, Berlin (1985).

[Lau07] Laukotka, E. M.: Referenzölkatalog - Referenzöle Datensammlung FVA-Heft 660, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA), Frankfurt am Main (2007).

[Lin96] Linke, H.: Stirnradverzahnung. Carl Hanser Verlag, München, Wien (1996).

[Loh16] Lohner, T.: Berechnung von TEHD Kontakten und Einlaufverhalten von Verzahnungen. Dissertation, Technische Universität München (2016).

[Lu21] Lu, Z.; Liu, H.; Zhang, R.; Zhu, C.: The simulation and experiment research on contact fatigue performance of acetal gears. Mechanics of Materials 154 (2021).

[Lu19] Lu, Z.; Liu, H.; Zhu, C.; Song, H.; Yu, G.: Identification of failure modes of a PEEK-steel gear pair under lubrication. International Journal of Fatigue 125 (2019).

[Mai17] Maier, E.; Ziegltrum, A.; Lohner, T.; Stahl, K.: Charakterization of TEHL contacts of thermoplastic gears. Forschung im Ingenieurwesen 81 (2017).

[Mat09] Matt, P.; Tobie, T.; Höhn, B.-R.: Vereinheitlichung von Pulsatorversuchen - Überarbeitung der Ergänzung zu FVA-Merkblatt 0/5 - Vereinheitlichung von Pulsatorversuchen, Forschungsvorhaben FVA 563 I, Sachstandsbericht, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA), Frankfurt am Main (2009).

[McC92] McCool, J.: Non-Gaussian effects in microcontact. International Journal of Machine Tools and Manufacture 32 (1992).

[Moh14] Mohan, N.; Senthilvelan, S.: Preliminary bending fatigue performance evaluation of asymmetric composite gears. Mechanism and Machine Theory 78 (2014).

[Mye91] Myers, T. G.; Hall, R. W.; Savage, M. D.; Gaskell, P. H.: The transition region of elastohydrodynamic lubrication. Royal Society - Mathematical, Physical and Engineering Sciences 432 (1991).

[Nak11] Nakamura, M.; Atsushi, K.; Moriwaki, I.: Performance of Injection-Molded Plastic Helical Gears Finished by Hot Rolling. Proceedings of the ASME 2011 International Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference (2011).

[Nie65] Niemann, G.: Maschinenelemente - Zweiter Band: Getriebe. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 2. Auflage (1965).

[Nie03] Niemann, G.; Winter, H.: Maschinenelemente: Band 2 - Getriebe allgemein, Zahnradgetriebe - Grundlagen, Stirnradgetriebe. Springer, 2., korr. Aufl. (2003).

[Ohl58] Ohlendorf, H.: Verlustleistung und Erwärmung von Stirnrädern. Dissertation, Technische Hochschule München (1958).

[Oss12] Osswald, T.; Menges, G.: Material Science of Polymers for Engineers. Carl Hanser Verlag, München, 3. Auflage (2012).

[Ost82] Oster, P.: Beanspruchung der Zahnflanken unter Bedingungen der Elastohydrodynamik. Dissertation, Technische Universität München (1982).

[Ped10] Pedersen, N.: Improving bending stress in spur gears using asymmetric gears and shape optimization. Mechanism and Machine Theory 45 (2010).

[Ple80] Plewe, H.-J.: Untersuchungen über den Abriebverschleiß von geschmierten, langsam laufenden Zahnrädern. Dissertation, TU München (1980).

[Rag19] Raghuraman, N.; Houser, D.; Wright, H.: Numerical thermal 3D model to predict the surface and body temperature of spur and helical plastic gears, American Gear Manufacturers Association Fall Technical Meeting (2019).

[Rei20] Reitschuster, S.; Maier, E.; Lohner, T.; Stahl, K.: Friction and Temperature Behavior of Lubricated Thermoplastic Polymer Contacts. Lubricants 8. 67 (2020).

[Rem65] Remshardt, F.: Vergleichende Untersuchungen des Lauf-, Verschleiß- und Formänderungsverhaltens ölgeschmierter Stirnräder aus thermoplastischen Kunststoffen. Dissertation, Technische Universität Berlin (1965).

[Ret57] Rettig, H.: Dynamische Zahnkraft. Dissertation, Technische Hochschule München (1957).

[Rös05] Rösler, J.: Zur Tragfähigkeitssteigerung thermoplastischer Zahnräder mit Füllstoffen. Dissertation, Technische Universität Berlin (2005).

[Rot21] Rothemund, M.; Otto, M.; Stahl, K.: Berechnung von Kunststoffverzahnungen mit RIKOR, FVA-Nr. 610 III, FVA-Heft Nr. 1328, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA), Frankfurt am Main (2021).

[Sch10] Schedl, U.; Oster, P.; Tobie, T.; Höhn, B.-R.: Pittingtest - Einfluss des Schmierstoffes auf die Grübchenlebensdauer einsatzgehärteter Zahnräder im Einstufen- und im Lastkollektivversuch, FVA-Informationsblatt 2/IV, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA), Frankfurt am Main (2010).

[Sch63] Schreiber, H.: Zur Auswertung von Lebensdauerversuchen mit Wälzlagern. Dissertation, Technische Hochschule München (1963).

[Sie77] Siedke, E.: Tragfähigkeitsuntersuchungen an ungeschmierten Zahnrädern aus thermoplastischen Kunststoffen, Technische Universität Berlin (1977).

[Sou21] Soudmand, B. H.; Shelesh-Nezhad, K.: Experimental investigation on the durability and failure modes of polybutylene terephthalate/calcium carbonate nanocomposite gears. Engineering Failure Analysis 120 (2021).

[Sta99] Stahl, K.; Michaelis, K.; Höhn, B.-R.: Lebensdauerstatistik, Forschungsvorhaben Nr. 304, Abschlussbericht FVA-Heft Nr. 580, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA), Frankfurt am Main (1999).

[Ste19] Stehle, S.: Experimentelle und simulative Untersuchungen zum thermischen Betriebsverhalten ölgeschmierter Hochleistungs-Kunststoffverzahnungen. Masterarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München (2019).

[Tak80] Takanashi, S.; Shoji, A.: On the temperature rise in the teeth of plastic gears. International Power Transmission & Gearing Conference (1980).

[Tav18] Tavčar, J.; Grkman, G.; Duhovnik, J.: Accelerated lifetime testing of reinforced polymer gears. Journal of Advanced Mechanical Design, Systems and Manufacturing 12 (2018).

[Tho11] Thoma, F.: Lastübertragung im verformten System Lager-Welle-Zahnrad, Berechnung der Lastverteilung im Zahnkontakt unter Berücksichtigung des Welle-Lagersystems als Teil der Zahnradstufe. Dissertation, Technische Universität München (2011).

[Tro20] Trobentar, B.; Kulovec, S.; Hlebanja, G.; Glodez, S.: Experimental failure analysis of S-polymer gears. Engineering Failure Analysis. 111 (2020).

[vMe10] van Melick; van Dijk: High-Temperature Testing of Stanyl Plastic Gears: A Comparison with Tensile Fatigue Data. GEAR TECHNOLOGY, The Journal of Gear Manufacturing (2010).

[vMe07] van Melick, H.: Tooth-bending effects in plastic spur gears. GEAR TECHNOLOGY, The Journal of Gear Manufacturing (2007).

[Wei18] Weinberger, U.; Fingerle, A.; Otto, M.; Stahl, K.: RItzelKORrektur, Frankfurt am Main (2018).

[Wim05] Wimmer, A.: Lastverluste von Stirnradverzahnungen. Dissertation, Technische Universität München (2005).

[Yel81] Yelle, H.; Burns, D. J.: Calculation of Contact Ratios for Plastic/Plastic or Plastic/Steel Spur Gear Pairs. Transactions of the ASME 103 (1981).

[Yu20] Yu, G.; Liu, H.; Mao, K.; Zhu; C.; Lu, Z.: Examination on the wear process of polyformaldehyde gears under dry and lubricated conditions. Friction (2020).

[Zor21] Zorko, D.; Duhovnik, J.; Tavčar, J.: Tooth bending strength of gears with a progressive curved path of contact. Journal of Computational Design and Engineering 8 (2021).

[Zor19] Zorko, D.; Kulovec, S.; Duhovnik, J.; Tavčar, J.: Durability and design parameters of a Steel/PEEK gear pair. Mechanism and Machine Theory 140, S. 825–846 (2019).

[Zor18] Zorko, D.; Tavčar, J.; Duhovnik, J.: The influence of the tooth profile shape on the stress-strain state in the gear. Machines Technologies Materials 12 (2018).

Betreute und für diese Arbeit relevante Studienarbeiten

Folgende Studienarbeiten, deren Bearbeitung, Auswertung, Interpretation und Darstellung von Ergebnissen unter wesentlicher wissenschaftlicher Anleitung des Autors entstanden sind, wurden im Rahmen der vorliegenden Arbeit am Lehrstuhl für Maschinenelemente, Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebeau angefertigt. Ergebnisse flossen zum Teil in die Arbeit ein.

Stehle, S.: Experimentelle und simulative Untersuchungen zum thermischen Betriebsverhalten ölgeschmierter Hochleistungs-Kunststoffverzahnungen. Masterarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, TU München (2019).

11 Anhang

11.1 Verlauf der Bruchspannung über der Temperatur Vestakeep 4000 CF30

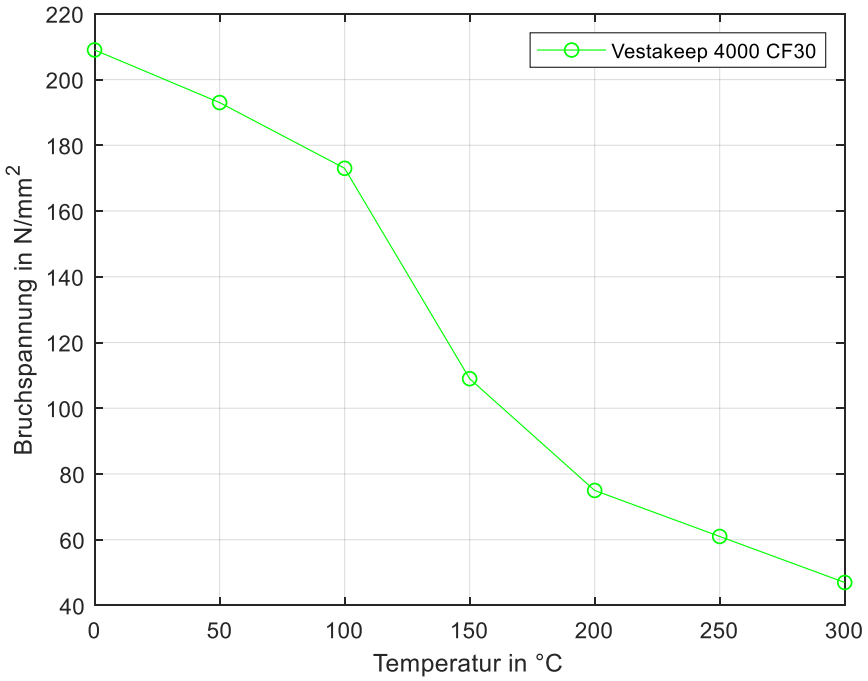


Bild A.11-1: Verlauf der Bruchspannung über der Temperatur, Vestakeep 4000 CF30

11.2 Exemplarischer DSC-Messschrieb

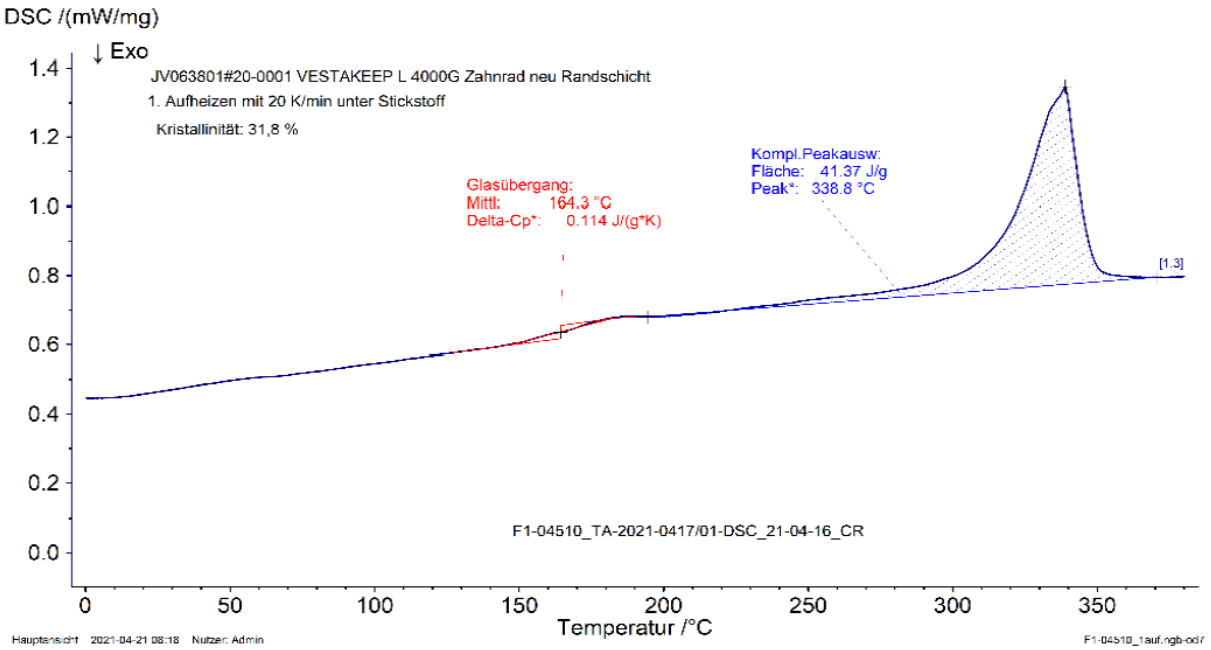


Bild A.11-2: Exemplarischer DSC-Messschrieb Vestakeep 4000G, gespritzt, Randschicht

11.3 Exemplarische Messschriebe zur Verzahnungsqualität nach DIN 3962

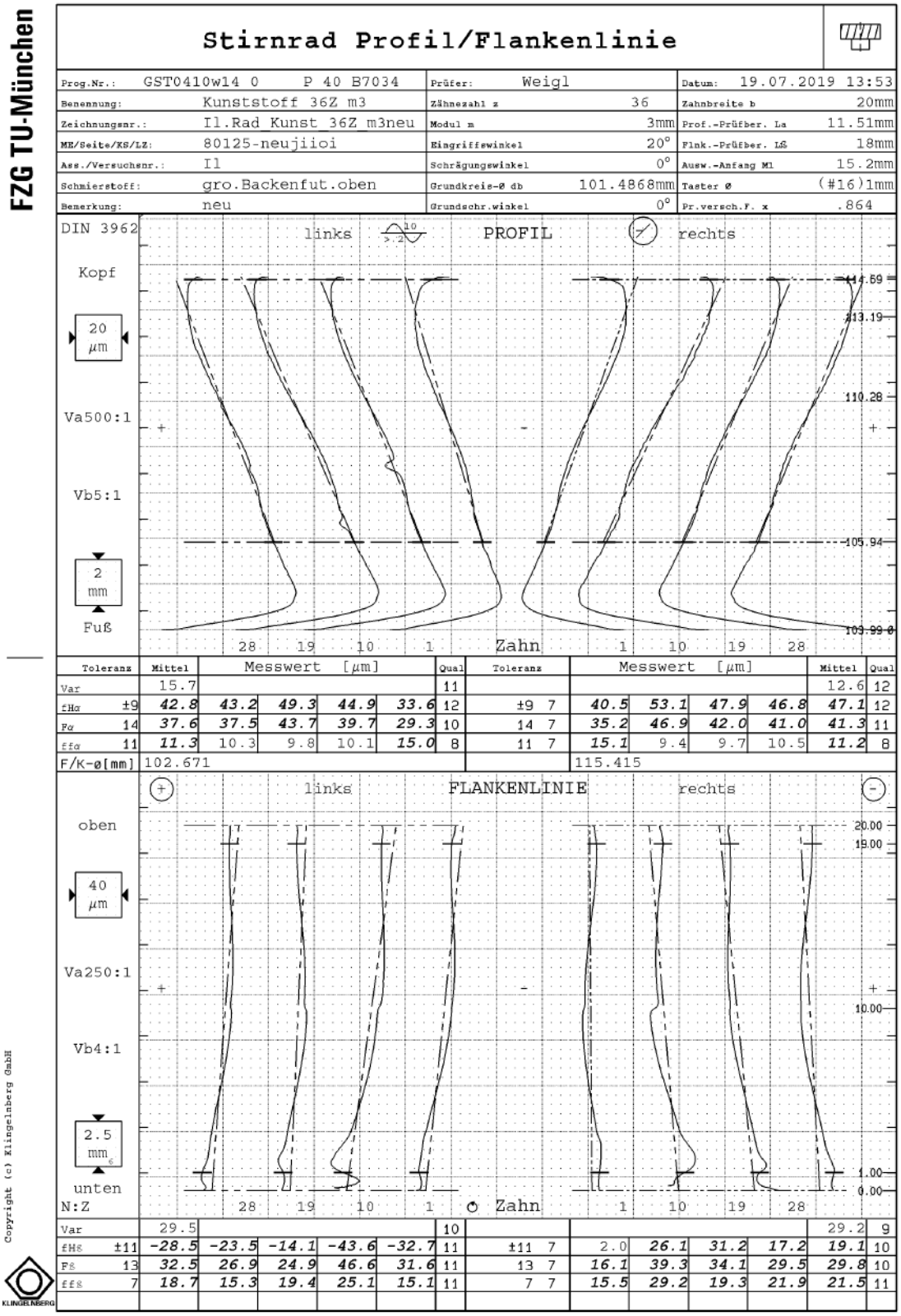


Bild A.11-3: Exemplarischer Messschrieb einer Vermessung der Profil- und Flankenlinie; Verzahnungsgeometrie KST-C, Vestakeep 5000G

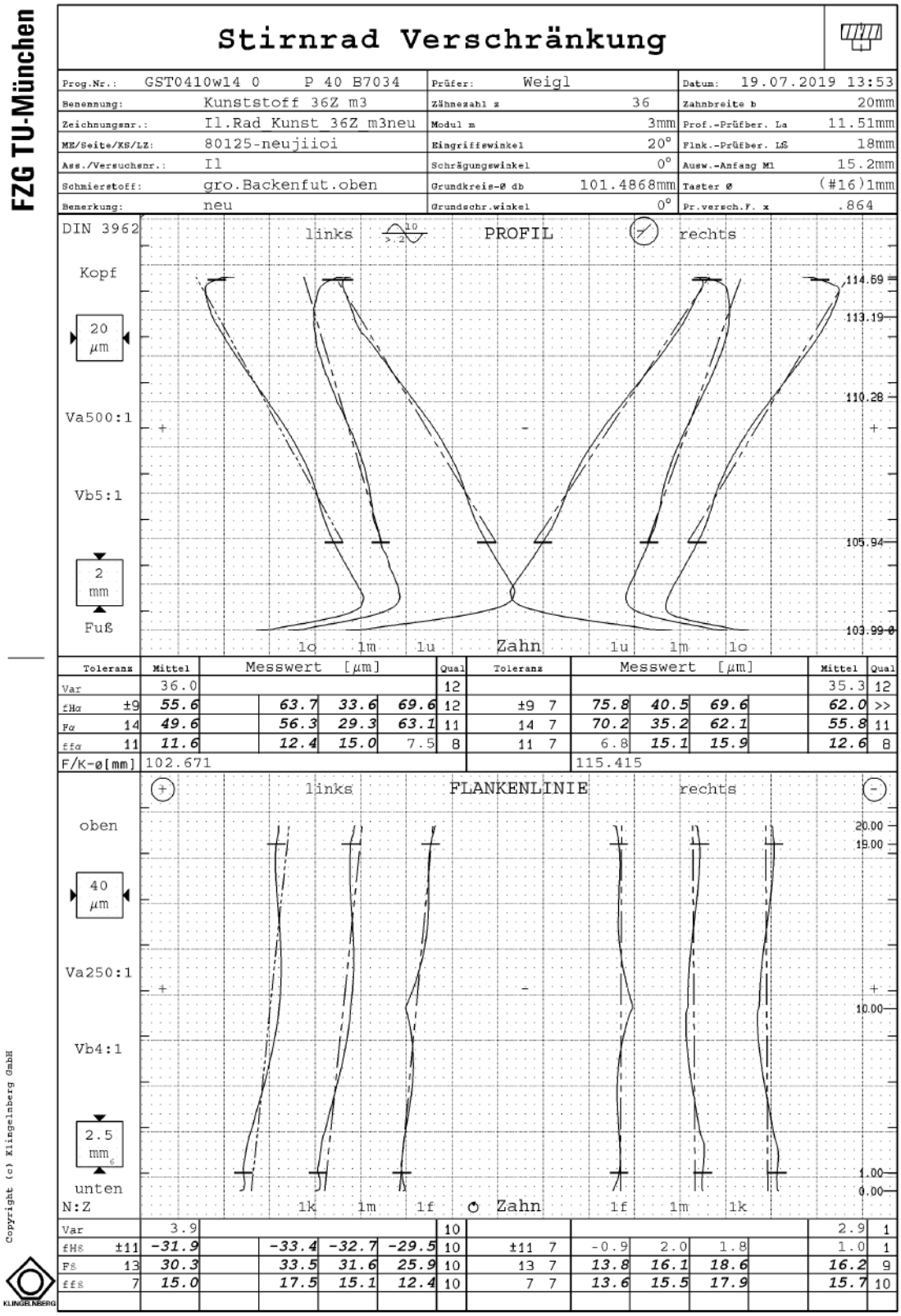


Bild A.11-4: Exemplarischer Messschrieb einer Vermessung der Verschränkung; Verzahnungsgeometrie KST-C, Vestakeep 5000G

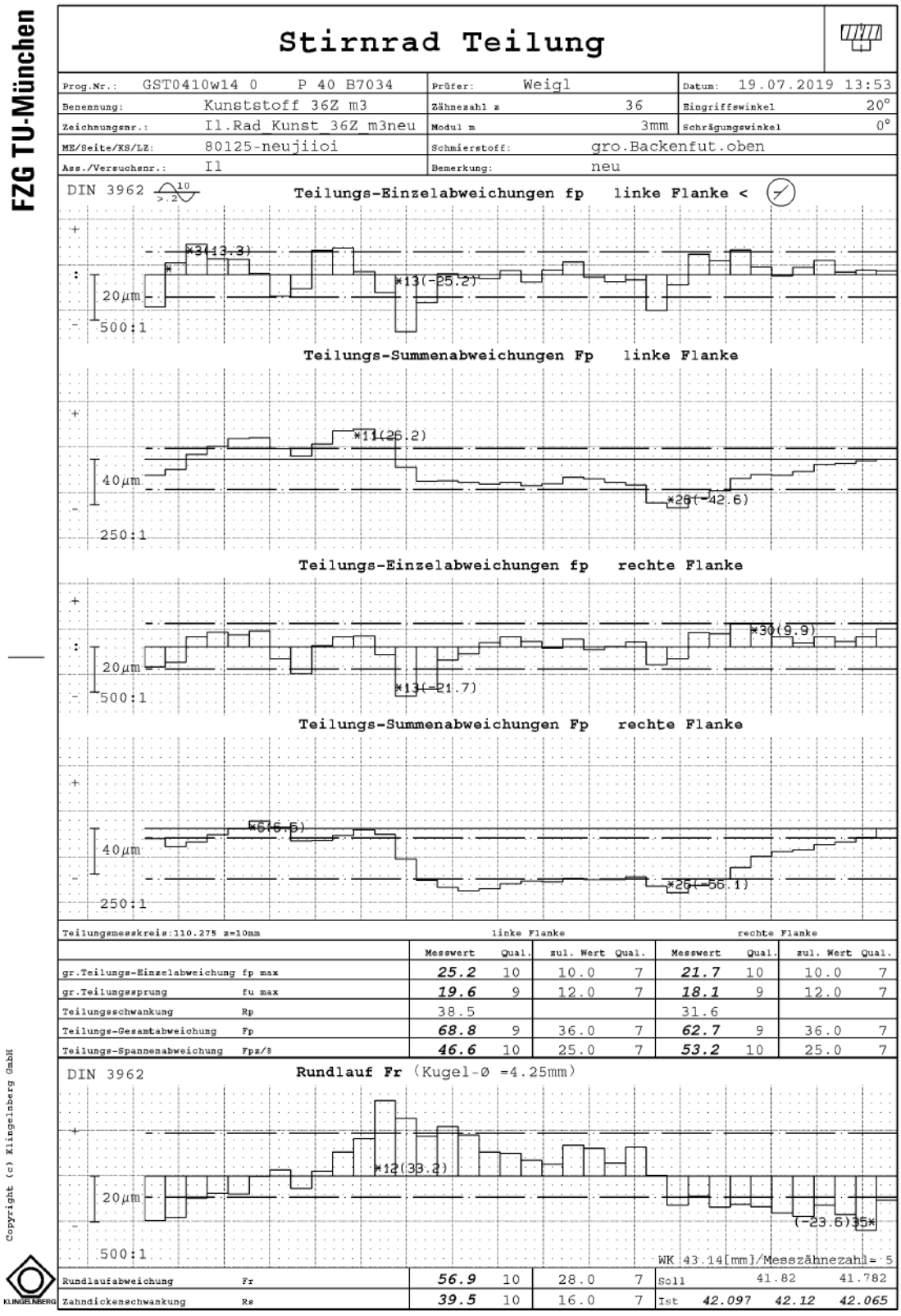


Bild A.11-5: Exemplarischer Messschrieb einer Vermessung der Teilung; Verzahnungsgeometrie KST-C, Vestakeep 5000G

11.4 Berechnungsfaktoren zur Tragfähigkeit nach VDI 2736

Verzahnungsgeometrie		**KST-C**	**KST-CS**	**LL30**
Elastizitätsfaktor (E_2 = 3300 N/mm^2)	Z_E	35,23	35,23	35,23
Zonenfaktor	Z_H	2,34	2,29	2,03
Schrägenfaktor	Z_β	≈ 1,00	≈ 1,00	≈ 1,00
Überdeckungsfaktor	Z_ε	0,97	0,837	0,99
Faktor für Zahnflankenbeanspruchung	K_H	1,00	1,00	1,00

Tabelle 11-1: Berechnungsfaktoren zur Tragfähigkeit nach VDI 2736 [VDI14]

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	GLAUBITZ, 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 Schmiegung. Einfluß von Werkstoffpaarung, Krümmung, Oberfläche und Schmierstoff. TH Braunschweig (1951).
15	HEYER, E.	Versuche mit Zylinderschneckentrieben. 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 Zahnrädern. 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-Globoidschneckentrieben. TH München (1960).
24	POPOVIC, L.	Einfluß von Zahnform und Bearbeitung auf die Zahnfußfestigkeit. TH München (1960).
25	EHRLENSPIEL, 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, Ch.	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, Th.	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 Hertzschen Theorie. TH München (1967).
40	SCHWÄGERL, D.	Untersuchung von Helicon- und Spiroidgetrieben mit trapezförmigem Schneckenprofil nach der Hertzschen 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 elasto-hydrodynamischen Bedingungen. TU München (1971).
50	SCHMIDT, G.	Berechnung der Wälzpressung schrägverzahnter Stirnräder unter Berücksichtigung der Lastverteilung. TU München (1972).
51	HIRT, M.	Einfluß der Zahnfußausrundung auf Spannung und Festigkeit von Geradstirnrädern. TU München (1974).
52	WILKESMANN, H.	Berechnung von Schneckengetrieben mit unterschiedlichen Zahnprofilformen (Tragfähigkeits- und Verlustleistung für Hohlkreis-, Evolventen- und Geradlinienprofil). TU München (1974).

53	RICHTER, M.	Der Verzahnungswirkungsgrad und die Freßtragfähigkeit von Hypoid- und Schraubenradgetrieben - Versuchsergebnisse und Berechnungsmethoden. TU München (1976).
54	RÖSCH, H.	Untersuchungen zur Wälzfestigkeit von Rollen - Einfluß von Werkstoff, Wärmebehandlung und Schlupf. TU München (1976).
55	GAGGERMEIER, H.	Untersuchungen zur Reibkraftübertragung in Regel-Reibradgetrieben im Bereich elasto-hydrodynamischer Schmierung. TU München (1977).
56	KÄSER, W.	Beitrag zur Grübchenbildung an gehärteten Zahnrädern. Einfluß von Härtetiefe und Schmierstoff auf die Flankentragfähigkeit. TU München (1977).
57	KNABEL, W.	Geräusche und Schwingungen an Stirnradgetrieben. Untersuchungen geometrischer Einflüsse bei hohen Drehzahlen und Belastungen. TU München (1977).
58	WIRTH, X.	Über den Einfluß von Schleifkerben auf die Zahnfußtragfähigkeit und das Schädigungsverhalten oberflächengehärteter Zahnräder. TU München (1977).
59	HUBER, G.	Zylinderschneckengetriebe, ein Beitrag zur Berechnung von Grübchen- und Gleitverschleiß und Angaben zum Wirkungsgradverhalten aus Versuchen. TU München (1978).
60	BROSSMANN, U.	Über den Einfluß der Zahnfußausrundung und des Schrägungswinkels auf Beanspruchung und Festigkeit schrägverzahnter Stirnräder. TU München (1979).
61	PLEWE, H.-J.	Untersuchungen über den Abriebverschleiß von geschmierten, langsam laufenden Zahnrädern. TU München (1980).
62	FRESEN, G.	Untersuchungen über die Tragfähigkeit von Hypoid- und Kegelradgetrieben (Grübchen, Ridging, Rippling, Graufleckigkeit und Zahnbruch). TU München (1981).
63	OSTER, P.	Beanspruchung der Zahnflanken unter Bedingungen der Elastohydrodynamik. TU München (1982).
64	HORNUNG, K.	Zahnräder aus Bainitischem Gusseisen mit Kugelgraphit. TU München (1983).
65	WEISS, T.	Zum Festigkeits- und Verzugsverhalten von randschichtgehärteten Zahnrädern. TU München (1983).
66	VOJACEK, H.	Das Reibungsverhalten von Fluiden unter elastohydrodynamischen Bedingungen. Einfluß der chem. Struktur des Fluides, der Werkstoffe und der Makro- und Mikrogeometrie der Gleit/Wälzkörper. TU München (1984).

67	SCHÖNNENBECK, G.	Einfluß der Schmierstoffe auf die Zahnflankenermüdung (Graufleckigkeit und Grübchenbildung) hauptsächlich im Umfangsgeschwindigkeitsbereich 1...9 m/s. TU München (1984).
68	WIENER, H.	Untersuchung der Rollenkinematik im Axial-Pendelrollenlager. TU München (1984).
69	MATHIAK, D.	Untersuchungen über Flankentragfähigkeit, Zahnfußtragfähigkeit und Wirkungsgrad von Zylinderschneckengetrieben. TU München (1984).
70	STRASSER, H.	Einflüsse von Verzahnungsgeometrie, Werkstoff und Wärmebehandlung auf die Zahnfußtragfähigkeit. TU München (1984).
71	JOACHIM, F.-J.	Untersuchungen zur Grübchenbildung an vergüteten und normalisierten Zahnrädern (Einfluß von Werkstoffpaarung, Oberflächen- und Eigenspannungszustand). TU München 1984.
72	GERBER, H.	Innere dynamische Zusatzkräfte bei Stirnradgetrieben - Modellbildung, innere Anregung und Dämpfung. TU München (1984).
73	SIMON, M.	Messung von elasto-hydrodynamischen Parametern und ihre Auswirkung auf die Grübchentragfähigkeit vergüteter Scheiben und Zahnräder. TU München (1984).
74	SCHMIDT, W.	Untersuchungen zur Grübchen- und zur Zahnfußtragfähigkeit geradverzahnter evolventischer Innenstirnräder. TU München (1984).
75	FUNCK, G.	Wärmeabführung bei Getrieben unter quasistationären Betriebsbedingungen. TU München (1985).
76	PAUL, M.	Einfluß von Balligkeit und Lageabweichungen auf die Zahnfußbeanspruchung spiralverzahnter Kegelräder. TU München (1986).
77	HOPPE, F.	Das Abschalt- und Betriebsverhalten von mechanischen Sicherheitskupplungen. TU München (1986).
78	MICHAELIS, K.	Die Integraltemperatur zur Beurteilung der Freßtragfähigkeit von Stirnradgetrieben. TU München (1987).
79	WECH, L.	Untersuchungen zum Wirkungsgrad von Kegelrad- und 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 Lastrichtungsumkehr. 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 schnellaufender 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) schnellaufender Stirnradgetriebe. TU München (1994).
99	SUCHANDT, Th.	Betriebsfestigkeitsuntersuchungen zur Zahnfußtragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder und zur Bruchfestigkeit vergüteter Laschenketten. 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 Großzahnrädern. TU München (1995).
103	MANN, U.	Schmierfilmbildung in elastohydrodynamischen Kontakten, Einfluß verschiedener Grundöle und Viskositäts-Index-Verbesserer. TU München (1995).
104	RUDZEWSKI, S.	Systemtechnische Verknüpfung eingeführter Getriebeberechnungsprogramme. TU München (1995).
105	RANK, R.	Untersuchungen zur Lebensdauerprüfung von Synchronisierungen. TU München (1995).
106	EBERSPÄCHER, C.	Reihenfolgeeffekte bei der Grübchen-Betriebsfestigkeit einsatzgehärteter Zahnräder. TU München (1995).
107	RANK, B.	Untersuchungen zur Grübchenbildung bei Zylinder-Schneckengetrieben. TU München (1996).
108	SATTELBERGER, K.	Schwingungs- und Geräuschanregung bei ein- und mehrstufigen Stirnradgetrieben. TU München (1997).
109	HIRSCHMANN, V.	Tragfähigkeitsuntersuchungen an stufenlosen Umschlingungsgetrieben. TU München (1997).
110	THOMAS, J.	Flankentragfähigkeit und Laufverhalten von hartfeinbearbeiteten Kegelrädern. TU München (1998).
111	WIKIDAL, F.	Berechnung der Flankenpressung gerad- und schrägverzahnter Stirnräder für last- und fertigungsbedingte Abweichungen. TU München (1998).
112	PERPONCHER, V., CH.	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 Einsparpotentials. TU München (1998).

118	DÖBEREINER, R.	Tragfähigkeit von Hochverzahnungen geringer Schwingungsanregung. TU München (1998).
119	WEIGAND, U.	Werkstoff- und Wärmebehandlungseinflüsse auf die Zahnfußtragfähigkeit. TU München (1999).
120	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 i²-Getriebe des Autarken Hybrid-Antriebsstrangs. TU München (1999).
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).
126e	DOMIAN, H.-J.	Systematische Synthese von Getriebestrukturen der Vorgelegebauart. TU München 2001.
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 nasslaufender Lamellenkupplungen. TU München (2002).
131	DYLA, A.	Modell einer durchgängig rechnerbasierten Produktentwicklung. TU München (2002).
132	GRASWALD, C.	Reibung im elastohydrodynamischen Kontakt von Reibradgetrieben. TU München (2002).
133	GEISER, H..	Grundlagen zur Beurteilung des Schwingungsverhaltens von Stirnrädern. TU München (2002).
134	SCHINAGL, S.	Zahnfußtragfähigkeit schrägverzahnter Stirnräder unter Berücksichtigung der Lastverteilung. TU München (2002).

135	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 Kupplungen in Abhängigkeit ihrer Reibflächentopographie. TU München (2003).
140	HERTTER, T.	Rechnerischer Festigkeitsnachweis der Ermüdungstragfähigkeit vergüteter und einsatzgehärteter Stirnräder. TU München (2003).
141	KRIEGER, H.	Alterung von Schmierstoffen im Zahnradprüfstand und in Praxisgetrieben. TU München (2004).
142	STEUTZGER, M.	Einfluß der Baugröße auf die Zahnfußtragfähigkeit einsatzgehärteter Stirnräder. TU München (2004).
143	SCHMIDBAUER, T.	Aufbau und Erprobung des Autarken Hybrid-Antriebsstrangs im Versuchsfahrzeug. TU München (2004).
144	LIU, W.	Einfluss verschiedener Fertigungsverfahren auf die Graufleckentragfähigkeit von Zahnradgetrieben. TU München (2004).
145	FEHLING, R.	Höhere Tragfähigkeit bei Zahnradflanken durch eine 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	KRASTEV, I.	Optimierung des Lastschaltvorgangs im i^2-Getriebe. TU München (2005).
150	HEILEMANN, J.	Tragfähigkeit und Wirkungsgrad bei unterschiedlichen Schnecken-Zahnflankenformen unter Berücksichtigung der Oberflächenhärte und Härtetiefe. TU München (2005).
151	HEIZENRÖTHER, M.	Das Stirnraddifferenzial mit Innenverzahnung im Vergleich zum Kegelraddifferenzial inklusive einer Sperrwertanalyse. TU München (2005).

152	WIMMER, A.	Lastverluste von Stirnradverzahnungen - Konstruktive Einflüsse, Wirkungsgradmaximierung, Tribologie. TU München (2006).
153	BRUCKMEIER, S.	Flankenbruch bei Stirnradgetrieben. TU München (2006).
154	HAUSER, C.	Einfluss der Ölalterung auf Reibcharakteristik und Reibschwingverhalten von Lamellenkupplungen. TU München (2007).
155	GROSSL, A.	Einfluss von PVD-Beschichtungen auf die Flanken- und Fußtragfähigkeit einsatzgehärteter Stirnräder. TU München (2007).
156	STEINBERGER, G.	Optimale Grübchentragfähigkeit von Schrägverzahnungen. TU München (2007).
157	JAROS, M.	Integration des STEP-Produktmodells in den Getriebeentwicklungsprozess. TU München (2007).
158	RADEV, S.	Einfluss von Flankenkorrekturen auf das Anregungsverhalten gerad- und schrägverzahnter Stirnradpaarungen. TU München (2007).
159	BRAYKOFF, C.	Tragfähigkeit kleinmoduliger Zahnräder. TU München (2007).
160	STANGL, M.	Methodik zur kinematischen und kinetischen Berechnung mehrwelliger Planeten-Koppelgetriebe. TU München (2007).
161	STENICO, A.	Werkstoffmechanische Untersuchungen zur Zahnfußtragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder. TU München (2007).
162	SCHWIENBACHER, S.	Einfluss von Schleifbrand auf die Flankentragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder. TU München (2008).
163	WINKLER, J.	Tribologischer Schichtaufbau bei Synchronisierungen und sein Einfluss auf Reibung und Verschleiß. TU München (2008).
164	WIRTH, C.	Zur Tragfähigkeit von Kegelrad- und Hypoidgetrieben. TU München (2008).
165	KREIL, O.	Einfluss der Oberflächenstruktur auf Druckverteilung und Schmierfilmdicke im EHD-Kontakt. TU München (2009).
166	OTTO, H.-P.	Flank load carrying capacity and power loss reduction by minimised lubrication. TU München (2009).
167	OTTO, M.	Lastverteilung und Zahnradtragfähigkeit von schrägverzahnten Stirnrädern. TU München (2009).
168	TOMIC, D.	Zum Verschleiß von Kegelreibkupplungen - Einflüsse von Belastung und Schmierstoff auf Reibschichteigenschaften. TU München (2009).
169	WEISEL, C.	Schneckengetriebe mit lokal begrenztem Tragbild. TU München (2009).

170	WEITL, R.	Zur Tragfähigkeitsberechnung von Wälzlagern und Stirnrädern. TU München (2010).
171	MULZER, F.	Systematik hochübersetzender koaxialer Getriebe. TU München (2010).
172	SCHUDY, J.	Untersuchungen zur Flankentragfähigkeit von Außen- und Innenverzahnungen. TU München (2010).
173	BRETL, N.	Einflüsse auf die Zahnfußtragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder im Bereich hoher Lastspielzahlen. TU München (2010).
174	GRIGGEL, T.	Einfluss der Fertigungsqualität auf die Schwingungsanregung von Stirnrädern. TU München (2010).
175	LAYHER, M.	Einfluss der Schmierstoffadditivierung auf das Reibungsverhalten nasslaufender Reibschaltelemente. TU München (2011).
176	HOCHMANN, M.	Zahnradtragfähigkeit bei Schmierung mit Getriebefließfetten. TU München (2011).
177	DETZEL, J.	Tribologische Untersuchungen an Achsgetrieben zur Verbesserung des Wirkungsgrads. TU München (2011).
178	ZIEGLER, A.	Zur verkürzten Systemlebensdauerprüfung von Zahnradgetrieben. TU München (2011).
179	THOMA, F.	Lastübertragung im verformten System Lager-Welle-Zahnrad. TU München (2012).
180	FRÜHE, T.	Berechnung und Minimierung der Zahnfußspannung von Standard- und LowLos-Verzahnungen. TU München (2012).
181	WITZIG, J.	Flankenbruch - Eine Grenze der Zahnradtragfähigkeit in der Werkstofftiefe. TU München (2012).
182	KLEIN, M.	Zur Fresstragfähigkeit von Kegelrad- und Hypoidgetrieben. TU München (2012).
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).
187	WIRTH, M.	Schleppmomente in Synchronisierungen von Fahrzeuggetrieben. TU München (2012).
188	BANSEMIR, G.	Konstruktionsleitsystem für den durchgängig rechnerbasierten Zahnradgetriebeentwurf. TU München (2012).

189	HERGESELL, M.	Grauflecken- und Grübchenbildung an einsatzgehärteten Zahnrädern mittlerer und kleiner Baugröße. TU München (2013).
190	KOLLER, P.	Steigerung der Zahnflankentragfähigkeit durch Optimierung von Eigenspannungs- und Oberflächenzustand. TU München (2013).
191	SCHLEICH, T.	Temperatur- und Verlustleistungsverhalten von Wälzlagern in Getrieben. TU München (2013).
192	STEMPLINGER, J.-P.	Tragfähigkeit und Wirkungsgrad von Stirnradgetrieben bei Schmierung mit hochviskosen Fluiden und Fetten NLGI 0,1 und 2. TU München (2013).
193	FÜRSTENBERGER, M.	Betriebsverhalten verlustoptimierter Kunststoffzahnräder. TU München (2013).
194	HOMBAUER, M.	Grauflecken an Kegelrad- und Hypoidverzahnungen und deren Einfluss auf die Grübchentragfähigkeit. TU München (2013).
195	MAYER, J.	Einfluss der Oberfläche und des Schmierstoffs auf das Reibungsverhalten im EHD-Kontakt. TU München (2013).
196	BAUHOFFER, H.	Kontakt- und Laufverhalten von Kronenrädern unter Montageabweichungen. TU München (2014).
197	LECHNER, C.	Energiebilanzierung des CVT-Hybrid. TU München (2014).
198	HINTERSTOISSER, M.	Zur Optimierung des Wirkungsgrades von Stirnradgetrieben TU München (2014).
199	LOMBARDO, S.	Einfluss von verschiedenen Carbonitrierverfahren auf die Zahnfuß- sowie Zahnflankentragfähigkeit von Stirnrädern. TU München (2014).
200	IDLER, S.	Die Fresstragfähigkeit stufenloser Umschlingungsgetriebe. TU München (2014).
201	LANGHEINRICH, A.	Geometrie, Beanspruchung und Verformung asymmetrischer Stirnradverzahnungen. TU München (2014).
202	MATT, P.	Einfluss der Stirnkanten auf die Tragfähigkeit von Verzahnungen. TU München (2014).
203	HENSEL, M.	Thermische Beanspruchbarkeit und Lebensdauerverhalten von nasslaufenden Lamellenkupplungen. TU München (2014).
204	GEIGER, J.	Wirkungsgrad und Wärmehaushalt von Zahnradgetrieben bei instationären Betriebszuständen. TU München (2015).
205	SIGMUND, W.	Untersuchung und Simulation des Verschleißverhaltens von Schneckengetrieben mit unvollständigem Tragbild. TU München (2015).

206	PARLOW, J.	Erweiterter Verzahnungsentwurf im Anforderungs- und Gesamtsystemkontext. TU München (2016).
207	NEUBAUER, B.	Lastverteilung und Anregungsverhalten in Planetengetriebesystemen. TU München (2016).
208	NITSCH, C.	Dynamisches Betriebsverhalten von Werkstoffverbundzahnrädern. TU München (2016).
209	BIHR, J.	Untersuchung des Schwingungsverhaltens von mehrstufigen Stirnradgetrieben unter besonderer Berücksichtigung des Welle-Lager-Systems. TU München (2016).
210	SCHURER, S.	Einfluss nichtmetallischer Einschlüsse in hochreinen Werkstoffen auf die Zahnfußtragfähigkeit. TU München (2016).
211	KADACH, D.	Stillstandsmarkierungen an Zahnrädern und deren Auswirkungen auf die Flankentragfähigkeit. TU München (2016).
212	FELBERMAIER, M.	Untersuchungen zur Graufleckenbildung und deren Einfluss auf die Grübchentragfähigkeit einsatzgehärteter Stirnräder. TU München (2016).
213	ACUNER, R.	Synchronisierungen mit Carbon-Reibwerkstoffen unter hohen und extremen Beanspruchungen. TU München (2016).
214	LOHNER, T.	Berechnung von TEHD Kontakten und Einlaufverhalten von Verzahnungen. TU München (2016).
215	ZIMMER, M.	Berechnung und Optimierung von Geometrie und Eingriffsverhalten von Verzahnungen beliebiger Achslage. TU München (2017).
216	GWINNER, P.	Auslegung schwingungsarmer Stirnradverzahnungen für den automobilen Einsatz in hochdrehenden, elektrisch angetriebenen Achsgetrieben. TU München (2017).
217	SCHULTHEISS, H.	Zum Verschleißverhalten einsatzgehärteter Zahnradpaarungen in Abhängigkeit des Schmierungsmechanismus bei Fettschmierung. TU München (2017).
218	MOSER, K.	Methode zur Untersuchung des Betriebsverhaltens stufenloser Umschlingungsgetriebe. TU München (2017).
219	STREBEL, M.	Spontanschäden an nasslaufenden Lamellenkupplungen. TU München (2017).
220	BAAR, M.	Kennwerte zur Tragfähigkeit kleinmoduliger Kronenradverzahnungen unterschiedlicher Werkstoffpaarung. TU München (2017).
221	WICKBORN, C.	Erweiterung der Flankentragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern in der Werkstofftiefe. TU München (2017).
222	MEINGASSNER, G.	Methodik zur Untersuchung des Reibungsverhaltens nasslaufender Lamellenkupplungen bei Langsamlauf- und Mikroschlupf. TU München (2017).
223	ZORNEK, B.	Untersuchungen zur Flankentragfähigkeit vergüteter und nitrierter Innen- und Außenverzahnungen. TU München (2018).
224	DOBLER, F.	Einflüsse auf die Tragfähigkeit induktiv umlaufgehärteter Stirnräder. TU München (2018).
225	DAFFNER, M.	Validierung von Verformungsberechnungen im System Zahnrad-Welle-Lager-Gehäuse. TU München (2018).
226	HEIN, M.	Zur ganzheitlichen betriebsfesten Auslegung und Prüfung von Getriebezahnrädern. TU München (2018).

227	HASL, C.	Zur Zahnfußtragfähigkeit von Kunststoffstirnrädern. TU München (2018).
228	KOHN, B.	Topologische Flankenkorrektur zur Anregungsoptimierung von Stirnradgetrieben. TU München (2019).
229	BOIADJIEV, I.	Schadensentwicklung und Tragfähigkeit carbonitrierter Kegelradverzahnungen. TU München (2019).
230	MAUTNER, E.	Grübchentragfähigkeit von Schneckengetrieben großer Baugröße mit unvollständigem Tragbild. TU München (2019).
231	ENGELHARDT, C.	Einfluss von Wasser in Getriebeölen auf die Zahnflankentragfähigkeit einsatzgehärteter Stirnräder. TU München (2019).
232	VÖLKEL, K.	Charakterisierung des Einlaufverhaltens nasslaufender Lamellenkupplungen. TU München (2020).
233	BANSEMIR, S.	Bewertung von Berechnungstiefe und Aussagegüte bei der Stirnradgetriebeberechnung. TU München (2020).
234	UTAKAPAN, T.	Schwingungsverhalten mehrstufiger Getriebe. TU München (2020).
235	KÖNIG, J.	Steigerung der Zahnflankentragfähigkeit durch optimierte Fertigung und Schmierung. TU München (2020).
236	JURKSCHAT, T.	Erweiterte Bestimmung lastabhängiger Verluste von Stirnradgetrieben. TU München (2020).
237	EBNER, M.	Selbstschmierung hochbelasteter Zahnradkontakte mit schmierstoffgetränkten porösen Eisenwerkstoffen. TU München (2021).
238	REIMANN, T.	Einfluss der Treibrichtung auf die Flankentragfähigkeit von Stirnrad-, Kegelrad- und Hypoidgetrieben. TU München (2021).
239	DOBLER, A.	Verschleiß als Lebensdauergrenze für Zahnräder. TU München (2021).
240	DAI, R.	Change-Management-fokussierte Einführung eines „Ganzheitlichen Produktionssystems“ in Klein- und Kleinstunternehmen. TU München (2021).
241	NORGAUER, P.	Verschleißverhalten von modernen Schneckenverzahnungen. TU München (2021)
242	GÜNTNER, C.	Zum Einfluss der Härtbarkeit auf die Zahnfußtragfähigkeit einsatzgehärteter Stirnräder größerer Baugröße. TU München (2022).