

# GRUNDSÄTZLICHES ZU REIBUNG UND VERSCHLEISS IN DER TECHNISCHEN ANWENDUNG

Ludger Deters

Durch Reibung und Verschleiß entstehen den Volkswirtschaften jährlich Verluste in Milliardenhöhe. Deshalb ist es wichtig, das vorliegende Wissen über Reibung und Verschleiß auch einzusetzen. Der nachfolgende Beitrag zeigt, welche tribologisch relevanten Größen bei der Bearbeitung von Reibungs- und Verschleißproblemen berücksichtigt werden sollten. Eine wesentliche Erkenntnis ist, dass Reibung und Verschleiß Systemeigenschaften sind. Das bedeutet, dass schon die Variation einer Eingangsgröße, eines Systemelements oder einer Eigenschaft der beteiligten Systemelemente das Reibungs- und Verschleißverhalten entscheidend verändern kann. Für das Reibungs- und Verschleißverhalten spielen neben einer Reihe von Beanspruchungsgrößen, die Eigenschaften und der Aufbau der oberflächennahen Werkstoffbereiche, die Oberflächentopografie und der Schmierstoff herausgehobene Rollen. Wenn kein trennender Schmierfilm vorhanden ist oder wenn die Schmierfilmdicke zwischen den Oberflächen der Reibkörper zu gering ist, tritt Verschleiß auf, der sich in Form von losgelösten kleinen Verschleißpartikeln, Werkstoffübertragungen sowie Stoff- und Formänderungen der tribologisch beanspruchten oberflächennahen Werkstoffbereiche bemerkbar macht.

## SIND REIBUNG UND VERSCHLEISS NÜTZLICH ODER SCHÄDLICH?

Reibung und Verschleiß sind häufig mit einem negativen Image behaftet. Während Reibung den Wirkungsgrad von Maschinenelementen und Maschinen und Anlagen verschlechtert und damit den einzusetzenden Energiebedarf erhöht, mindert Verschleiß den Wert von Bauteilen und Baugruppen und kann im ungünstigen Fall zum Ausfall von Maschinen und Anlagen führen.

Andererseits wäre unser Leben ohne Reibung nicht vorstellbar. Wir könnten nicht gehen und nicht sitzen, und selbst das Stehen auf der Stelle würde uns schwerfallen. Nägel und Schrauben würden nicht festsitzen und weder Knoten noch Fäden würden im Gewebe halten. Autofahren (Beschleunigen, Bremsen und Kurvenfahren) und Eisenbahnfahren wären in der heutigen Art und Weise, bei der die Haftung und die Übertragung des Antriebsdrehmoments mittels Reibung erfolgt (Kraftschlusswirkung), nicht möglich. Auch in vielen technischen Anwendungen wird eine hohe Reibung angestrebt (z. B. in Bremsen, Kupplungen, Reibrad- und Umschlingungsgetriebe, Befesti-

gungsschrauben). Selbst Verschleiß kann in Sonderfällen in der Technik erwünscht sein, so z. B. bei Einlaufvorgängen.

## REIBUNG UND VERSCHLEISS SIND SYSTEMEIGENSCHAFTEN!

Reibung und Verschleiß werden im Rahmen der Tribologie behandelt. Die Tribologie stellt die Wissenschaft und die Technik von aufeinander einwirkenden Oberflächen bei Relativbewegung dar [1]. Tribologie umfasst das Gesamtgebiet von Reibung und Verschleiß, einschließlich Schmierung. Reibung und Verschleiß sind – obwohl häufig so verwendet – keine geometrie- oder stoffspezifischen Eigenschaften nur eines der am Reibungs- und Verschleißvorgang beteiligten Elemente, wie z. B. Wärmeleitfähigkeit, Härte, Rauheit, Dichte oder Werkstoffgefüge, sondern sind Systemeigenschaften. Schon wenn eine Einflussgröße des tribotechnischen Systems (TTS) modifiziert wird, kann sich das Reibungs- und/oder das Verschleißverhalten des Systems gravierend verändern. Dieses wird nachfolgend an einem Beispiel erläutert.

In Abbildung 1 ist das für den Furchungverschleiß charakteristische Tieflage-Hochlage-Verhalten dargestellt, wie es beispielsweise bei Schüttgutförderanlagen oder bei Baumaschinen auftreten kann. Beim Furchungverschleiß furchen entweder die Rauheiten des härteren Reibpartners oder harte Partikel durch die Oberfläche des weicheren Reibpartners und erzeugen dabei Abrieb. So kann z. B. bei Baggerschaufeln dann starker Furchungverschleiß auftreten, wenn das Baggergut (Abrasive) wesentlich härter ist als

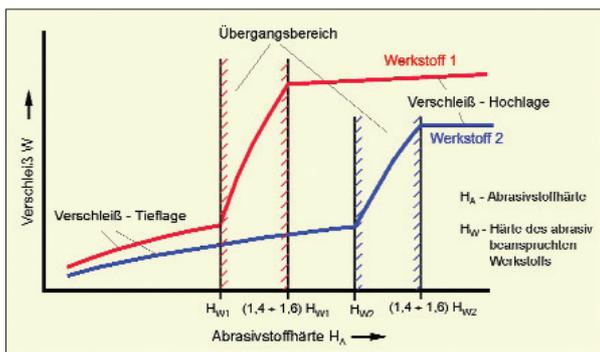


Abbildung 1  
Einfluss der Härte des abrasiv beanspruchten Werkstoffs und der Abrasivstoffhärte auf den Furchungverschleiß, nach [2]

der Werkstoff der Baggerschaufeln. Es lassen sich beim Furchungverschleiß drei Bereiche unterscheiden. Nach Herbert Uetz /2/ befindet sich das System in der Verschleiß-Tiefphase, wenn die Härte des Abrasivstoffs  $H_A$  kleiner als die des abrasiv beanspruchten Werkstoffs  $H_W$  ist. Übersteigt die Abrasivstoffhärte  $H_A$  die Härte  $H_W$ , gelangt der Verschleiß zunächst in einen Übergangsbereich. Bei  $H_A \approx (1,4 \text{ bis } 1,6) H_W$  ist dann die Verschleißhochlage erreicht. Bei einem härteren Werkstoff verschiebt sich der Übergangsbereich zu höheren Abrasivstoffhärten. Außerdem liegt das Verschleißniveau für den härteren Werkstoff insgesamt niedriger. Aus der schematisch vereinfachten Darstellung der Abbildung 1 wird ersichtlich, dass sich bei veränderter Härte des Abrasivstoffs oder des abrasiv beanspruchten Werkstoffs das Verschleißverhalten wesentlich verändern kann.

**WAS IST EIN „TRIBOTECHNISCHES SYSTEM“?**

Zur Abgrenzung eines *Tribotechnischen Systems* (TTS) wird zunächst in geeigneter Weise eine Systemhülle um die unmittelbar an Reibung und Verschleiß beteiligten Bauteile und Stoffe gelegt und diese damit fiktiv von den übrigen Bauteilen abgetrennt. Die an Reibung und Verschleiß beteiligten Stoffe und Bauteile sind die Elemente des TTS und sind durch ihre Stoff- und Formeigenschaften charakterisiert. Ein Tribotechnisches System kann in allgemeiner Form wie in Abbildung 2 dargestellt werden. Es wird durch die zu erfüllende Funktion, die Eingangsgrößen (Belastungskollektiv), die Ausgangsgrößen, die Verlustgrößen und die Struktur charakterisiert. Neben gewollten *Eingangsgrößen* treten auch ungewollte Eingangsgrößen, so genannte *Störgrößen*, auf. Zusammen mit der Struktur beeinflussen sie die *Ausgangs- und Verlustgrößen* des TTS.

Aufgabe bzw. Funktion eines TTS ist natürlich die Umsetzung von *Eingangsgrößen* (z. B. Eingangsdrehmoment, Eingangsdrehzahl, Eingangsbewegungsart und -ablauf) in *technisch nutzbare Ausgangsgrößen* (z. B. Ausgangsdrehmoment, Ausgangsdrehzahl, Ausgangsbewegung) unter Nutzung der Systemstruktur. Je nach ihrer Hauptaufgabe, welche die Umsetzung von mechanischer Energie oder von Stoffen oder aber auch eine damit verbundene Signal- oder Informationsübertragung sein kann, können die TTS in primär *energie-, stoff- oder informationsdeterminierte Systeme* eingeteilt werden. So dienen beispielsweise Lager und Führungen der Aufnahme und Weiterleitung von Kräften und ermöglichen dabei eine Rotations- bzw. Translationsbewegung, d. h. sie sind energiedeterminiert. Auch drehmoment- und drehzahlwandelnde Getriebe sind energiedeterminierte TTS. Stoffdeterminierte TTS stellen z. B. Rohrleitungen zum Transport von Stoffen und Walzen zum Umformen von Werkstoffen dar. Für die signal- bzw. informationsdeterminierten TTS soll hier beispielhaft das Schaltrelais stehen, mit dem Signale übertragen werden.

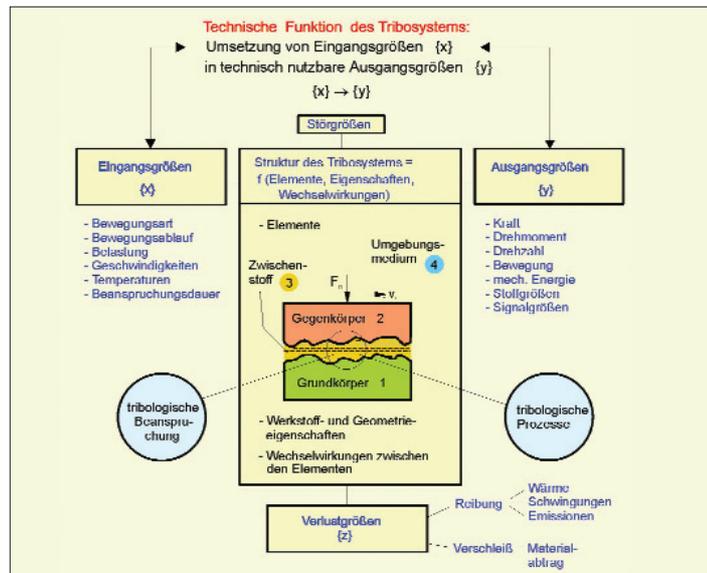


Abbildung 2 Darstellung des tribotechnischen Systems (TTS)

Funktionen	tribotechnische Bauteile und Systeme	Systemart
Kräfte leiten und Bauteile führen	Gleitlager, Wälzlager, Gelenklager, Linearlager (Führung), Passungen, Rad/Schiene-Kontakt, Reifen/Straße-Kontakt	energie-determiniert
Bewegung hemmen	Reibungsbremse, Stoßdämpfer, elastische Gummi-Kupplung	energie-determiniert
Drehmoment leiten	Kupplung, kraftschlüssige Wellen-Nabe-Verbindung	energie-determiniert
Drehmomente wandeln	Zahnrad-, Riemen-, Ketten-, Reibradgetriebe, CVT-Getriebe	energie-determiniert
Gehäuse abdichten	Stopfbuchse, Radial-Wellendichtung, Gleitringdichtung, Nut- und O-Ring, Manschettenabdichtung, Kolbenring	energie-determiniert
Informationen übertragen	Relais, Schleifring, Kurvengetriebe (Steuergetriebe)	signal- bzw. informations-determiniert
Material transportieren	Förderband, Rohrleitung, Pipeline, Rutsche	material-determiniert
Material zerspanen	Dreh-, Fräs-, Schleif-, Bohr-, Säge-, Hobel-, Raum-, Hon-, Läppwerkzeug	material-determiniert
Material umformen	Walzenpaar, Ziehölse, Gesenk, Matrize	material-determiniert
Material zerkleinern	Backenbrecher, Prallbrecher, Kugelmühle	material-determiniert

Abbildung 3 Technische Funktionen und dazugehörige tribotechnische Bauteile und Systeme (Beispiele)

Weitere typische Funktionen von TTS sind in der Abbildung 3 aufgeführt.

Die Struktur von TTS wird beschrieben durch die beteiligten *Elemente*, deren *Eigenschaften* und den Wechselwirkungen zwischen den Elementen. Die Grundstruktur aller TTS besteht aus vier Elementen: *Grundkörper* ①, *Gegenkörper* ②, *Zwischenstoff* ③ und *Umgebungsmedium* ④ (Abb. 2). Während Grund- und Gegenkörper in jedem TTS anzutreffen sind, kann der Zwischenstoff fehlen und im Vakuum sogar das Umgebungsmedium /1/.

Bei Transport- und Fertigungsvorgängen wird der Grundkörper ständig von neuen Stoffbereichen des Gegenkörpers beansprucht. Solche Systeme werden *offene* TTS genannt. Im Gegensatz dazu sind bei *geschlossenen* TTS die beanspruchten Bereiche von Grund- und Gegenkörper wiederholt im Kontakt. Beispiele für offene und

TTS	Grundkörper	Gegenkörper	Zwischenstoff	Umgebungsmedium	Systemart
	1	2	3	4	
Passung	Zapfen	Buchse	---	Luft	geschlossen
Gleitlager	Welle	Lagerschale	Öl	Luft	geschlossen
Trockengleitlager	Welle	Lagerschale	Festschmierstoff aus Lagerschale	Luft	geschlossen
Trockengleitlager im Weltraum	Welle	Lagerschale	Festschmierstoff	---	geschlossen
Gleitringdichtung	Gleitring	Gegenring	Flüssigkeit oder Gas	Luft	geschlossen
Gleitringdichtung für Schiffsantrieb	Gleitring	Gegenring	Öl	Wasser	geschlossen
Zahnradgetriebe	Ritzel	Rad	Getriebeöl	Luft	geschlossen
Nocken/Stößel-Paarung	Nocken	Stößel	Motoröl	Luft	geschlossen
Rad/Schiene-Kontakt	Rad	Schiene	Feuchtigkeit, Staub, Fett	Luft	offen
Baggerschaukel/Baggergut	Schaukel	Baggergut	---	Luft	offen
Prallbrecher	Schlagloiste	Zerkleinerungsgut	---	Luft und Staub	offen
Drehmeißel/Werkstück	Schneide	Werkstück	Schneidöl	Luft	offen
Einspritzdüse/Kraftstoff	Düse	Dieselöl	---	Luft	offen

Abbildung 4  
Beispiele für Elemente von tribotechnischen Systemen

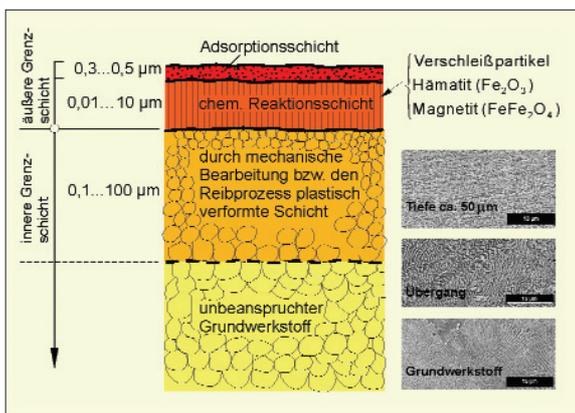


Abbildung 5  
Schichtaufbau bei metallischen Werkstoffen am Beispiel eines tribologisch beanspruchten Schienenstahls /3/

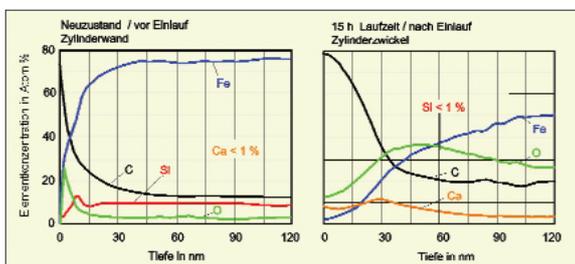


Abbildung 6  
AES-Tiefenprofile als Elementkonzentration im Zylinderzwickel eines Dieselmotors für den Neuzustand vor dem Einlauf und nach 15 h Laufzeit (Öl: SAE 15 W 40) nach Gerve /4/ (AES = Auger-Elektronen-Spektroskopie)

geschlossene Systeme sind in Abbildung 4 zu finden. Die Funktion in offenen Systemen hängt vor allem vom Verschleiß des Grundkörpers ab. Vom Gegenkörper wird die Beanspruchung erzeugt. Der Verschleiß an ihm interessiert in der Regel nicht. Bei geschlossenen Systemen wird dagegen die Funktionsfähigkeit vom Verschleiß beider Reibkörper beeinflusst.

Die Elemente des TTS werden durch eine Vielzahl von Eigenschaften gekennzeichnet. Beim Grund- und Gegenkörper wird hauptsächlich zwischen Geometrie- und Werkstoffeigenschaften unterschieden, die durch physikalische Größen ergänzt werden. Zwischenstoff und Umgebungsmedium können in unterschiedlichen Aggregatzuständen auftreten. Tribologisch relevante Eigenschaften sind bei ihnen z. B. Viskosität, Dichte, Wärmekapazität, Wärmeleitfähigkeit, Feuchtigkeit usw. Bei den Werkstoffeigenschaften von Grund- und Gegenkörper wird zwischen dem Grundwerkstoff und dem Werkstoff aus dem oberflächennahen Bereich unterschieden. Dabei sind die Eigenschaften des oberflächennahen Bereiches, wie z. B. Gefügeaufbau, Härte und chemische Zusammensetzung, für die tribologischen Prozesse von besonderer Bedeutung. Außerdem spielen die Oberflächenrauheiten eine wichtige Rolle. Der oberflächennahe Werkstoffbereich besteht aus verschiedenen Schichten, die auch Grenzschichten genannt werden.

In Abbildung 5 wird schematisch der mögliche Aufbau von Grenzschichten bei metallischen Werkstoffen für den ungeschmierten Fall gezeigt. Dabei schließt sich im Allgemeinen an das ungestörte Grundgefüge ein durch mechanische Bearbeitung (z. B. Drehen, Fräsen, Schleifen usw.) und/oder durch den Reibungsprozess plastisch verformter und verfestigter, gegenüber dem Grundwerkstoff mit feinkörnigem Gefüge ausgestatteter Bereich an, der auch innere Grenzschicht genannt wird. Darüber liegen dann eine Reaktionsschicht (z. B. eine Oxidschicht) und eine Adsorptionsschicht (z. B. eine dünne Schicht aus Fett oder Öl), die zusammen auch als äußere Grenzschicht bezeichnet werden. Solange das Verschleißgeschehen in der äußeren Grenzschicht abläuft, ist das im Allgemeinen akzeptabel.

Nicht nur das Werkstoffgefüge des oberflächennahen Bereiches, sondern auch seine chemische Zusammensetzung unterscheidet sich in der Regel deutlich vom Grundmaterial, was in Abbildung 6 am Beispiel eines Zylinders eines Dieselmotors zu erkennen ist. Der Werkstoff unter der Oberfläche verändert sich bereits mit der Fertigung hinsichtlich der Konzentration vorhandener Elemente gegenüber dem Grundmaterial. Eine weitere erhebliche Veränderung erfahren die Elementkonzentrationen des oberflächennahen Bereiches durch den Einlauf bzw. nach kurzer Laufzeit.

Reibung und Verschleiß von Grund- und Gegenkörper werden auch stark von den Oberflächenrauheiten beeinflusst, da sich infolge der Rauheiten eine gegenüber der nominellen Kontaktfläche (häufig durch die äußere Abmessung des kleineren Reibpartners gegeben) erheblich kleinere reale Kontaktfläche (Summe der Rauheitskontaktflächen) einstellt, in der die Reibungs- und Verschleißmechanismen wirken. Die Mikrogeometrien der Oberflächen (Rauheiten) bestimmen die lokalen Spannungsfelder, die zur Energieumsetzung, aber auch zur Zerstörung der Oberflächen beitragen. Zur Messung der Oberflächenrauheiten werden in der Regel Tastschnittgeräte eingesetzt, mit denen sich zweidimensionale Profilschnitt-Diagramme aufzeichnen lassen. Mit modernen Abtastgeräten können auch dreidimensionale Oberflächenrauheitsbilder erstellt werden, die einen wesentlich höheren Informationsgehalt liefern (Abb. 7).

**TRIBOLOGISCHE BEANSPRUCHUNGEN, WECHSELWIRKUNGEN UND TRIBOLOGISCHE PROZESSE**

Tribologische Beanspruchungen in einem TTS werden hervorgerufen durch das Einwirken von Eingangs- und Störgrößen auf die Systemstruktur. Sie werden eingeleitet über die Kontaktfläche. Zur Analyse der tribologischen Beanspruchungen müssen sowohl der Aufbau der technischen Oberfläche und die in den Kontaktgrenzflächen auftretenden tribologischen Prozesse und geometrischen, kinematischen, kräftemäßigen, energetischen und thermischen Verhältnisse untersucht werden /5/. Infolge plastischer Deformation und

Verschleiß verändert sich die Kontaktfläche während des Betriebes des TTS.

Bei der Umsetzung mechanischer Energie durch Reibung tritt Energiedissipation auf, die sich durch Änderung der inneren Energie (Gefügeveränderungen, Vermehrung von Fehlstellen und Versetzungen) und durch Änderung der thermischen Verhältnisse bemerkbar macht. Da sich auch die thermischen Verhältnisse infolge Verschleiß, Veränderungen der Kontaktgeometrie und dadurch geänderter Reibung fortlaufend an die neuen Bedingungen anpassen, wird die tribologische Beanspruchung im realen Kontakt nicht durch konstant, sondern durch veränderlich auftretende Einflussgrößen bewirkt.

Die Kontaktgeometrie, die im Kontakt stattfindenden Vorgänge und die thermischen Verhältnisse eines TTS werden u. a. von der Belastung, den Bewegungsverhältnissen, den Materialeigenschaften und dem Reibungszustand beeinflusst.

Während bei Flüssigkeitsreibung allein die nominelle Kontaktfläche entscheidend ist, müssen bei Mischreibung, d. h. wenn nach Bernard J. Hamrock /6/ das Schmierfilmdicke/Rauheitsverhältnis  $\Lambda = h_{min} / ((R_{q1}^2 + R_{q2}^2)^{1/2})$  mit der minimalen Schmierfilmdicke  $h_{min}$  und den quadratischen Rauheitsmittelwerten  $R_{q1}$  und  $R_{q2}$  von Grund- und Gegenkörper im Bereich  $1 \leq \Lambda < 5$  liegt, bei Grenzreibung mit  $\Lambda < 1$  und bei Trockenreibung sowohl die *nominelle* als auch die *reale* Kontaktfläche berücksichtigt werden (Abb. 8). Die reale Kontaktfläche ist auf Welligkeiten und Rauheiten auf den Elementoberflächen zurückzuführen. Die Oberflächen berühren sich bei Misch-, Grenz- und Trockenreibung nur an wenigen Stellen innerhalb der nominellen Flächen. Die reale Kontaktfläche ist, abhängig von den Rauheitsverteilungen und der Annäherung der Oberflächen, im Allgemeinen wesentlich kleiner als die nominelle ( $A_{real} \approx (10^{-1} \text{ bis } 10^{-4}) A_{nominell}$ ). Daher sind auch die realen Flächenpressungen in den Rauheitskontakten wesentlich höher als die nominelle Pressung. Während die nominelle Pressung elastisches Makro-Werkstoffverhalten anzeigt, kann bei einem Großteil der Mikrokontakte bereits plastische Verformung eingesetzt haben (Abb. 9).

Neben der realen Kontaktfläche spielt auch noch das *Eingriffsverhältnis*  $\epsilon$  eine wichtige Rolle für Reibung und Verschleiß. Es stellt das Verhältnis der momentanen nominellen Tribokontaktfläche zur gesamten überstrichenen nominellen Lauffläche (Reibfläche) auf einem Reibkörper dar. Bei einem Eingriffsverhältnis  $\epsilon=1$  liegen ständiger Kontakt und permanente Belastung der reibbeanspruchten Volumen der Reibkörper vor. Auch die Reibungswärmeaufnahme erfolgt permanent. Tribochemische Reaktionen mit dem Umgebungsmedium kommen nur eingeschränkt vor. Wenn sowohl der Grundkörper als auch der Gegenkörper Eingriffsverhältnisse von  $\epsilon \approx 1$  aufweisen, verbleiben Verschleißpartikel in der Kontaktfläche und können daher den weiteren Verschleißverlauf ungünstig beeinflussen. Dagegen ist bei einem

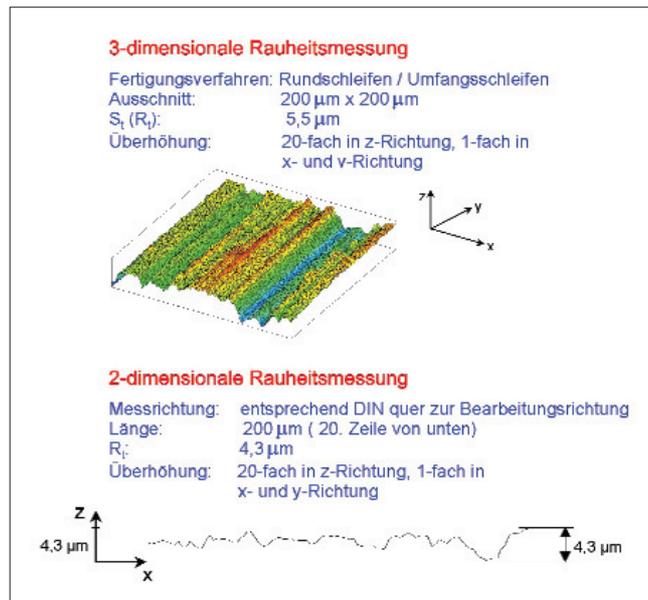


Abbildung 7  
Zwei- und dreidimensionale Rauheitsmessung

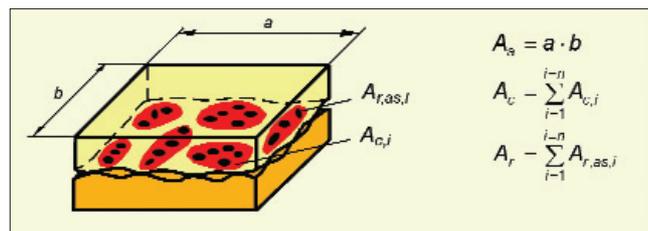


Abbildung 8  
Ausbildung von unterschiedlichen Kontaktflächen ( $A_n$  nominelle Kontaktfläche,  $A_c$  Konturenfläche,  $A_r$  reale Kontaktfläche)

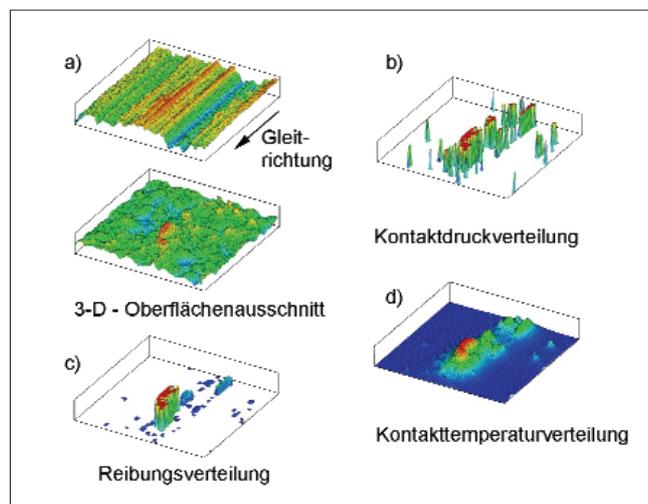


Abbildung 9  
Kontakt von zwei Reibkörperausschnitten mit unterschiedlicher Oberflächenstruktur. a) Oberflächenausschnitte; b) Kontaktdruckverteilung; c) Reibungsverteilung; d) Kontakttemperaturverteilung

Eingriffsverhältnis von  $\varepsilon < 1$  der Kontakt intermittierend und die mechanische Beanspruchung zyklisch. Die Reibungswärmeaufnahme geschieht mit zeitlichen Unterbrechungen. Tribochemische Reaktionen mit dem Umgebungsmedium können ablaufen und Verschleißpartikel aus dem Kontakt ausgetragen werden. Bei einem kontinuierlich in einer Richtung drehenden Gleitlager liegt beispielsweise für die Lagerschale ein Eingriffsverhältnis  $\varepsilon = 1$  vor, während die Welle meistens ein Eingriffsverhältnis  $\varepsilon < 0,5$  besitzt.

In den Kontakten zwischen den Systemelementen finden *Wechselwirkungen* zwischen den oberflächennahen Bereichen statt. So treten zum einen *atomare* und *molekulare* und zum anderen *mechanische* Wechselwirkungen auf. Während erstere Adhäsion an Festkörper/Festkörper-Grenzflächen bewirken oder in Form von Physi- und Chemisorption an Festkörper/Flüssigkeit-Grenzflächen technisch von großer Bedeutung sind, führen die anderen zu elastischen und plastischen Kontaktdeformationen. Welche Art von Wechselwirkung hauptsächlich in Erscheinung tritt, hängt stark vom Reibungszustand ab. So kann häufig bei Anwesenheit eines unlegierten Schmierstoffs im Reibkontakt die atomare/molekulare Wechselwirkung gegenüber der mechanischen vernachlässigt werden. Bei Misch- und Grenzreibung haben Additive jedoch einen großen Einfluss auf das Reibungs- und Verschleißverhalten.

Letztlich hängen bei einem betrachteten TTS Reibung und Verschleiß von den Wechselwirkungen zwischen den Elementen ab, wobei die Wechselwirkungen durch den Reibungszustand, die wirkenden Reibungs- und Verschleißmechanismen und den Kontaktzustand beschrieben werden können.

Die in den Kontakten der Berührfläche stattfindenden tribologischen Beanspruchungen rufen *tribologische Prozesse* hervor. Darunter werden die dynamischen physikalischen und chemischen Mechanismen von Reibung und Verschleiß und Grenzflächenvorgänge, die auf Reibung und Verschleiß zurückzuführen sind, zusammengefasst.

#### WELCHE GRÖSSEN WIRKEN AUF DAS TTS EIN UND WAS WIRD DURCH DAS TTS BEWIRKT?

Grundsätzlich kann zwischen Eingangs-, Stör-, Ausgangs- und Verlustgrößen unterschieden werden.

Die *Eingangsgroßen*, häufig auch Belastungskollektiv genannt, setzen sich nach [1] aus der Bewegungsart und dem zeitlichen Bewegungsablauf der in der Systemstruktur enthaltenen Elemente und aus einer Reihe von technisch-physikalischen Beanspruchungsparametern, wie Belastung, Geschwindigkeiten, Temperaturen und Beanspruchungsdauer, zusammen, die auf die Systemstruktur bei der Ausübung der Funktion einwirken.

Die Bewegungsart lässt sich häufig auf eine der Grundbewegungsarten „Gleiten, Rollen, Bohren, Stoßen oder Strömen“ zurückführen oder kann aus diesen zusammengesetzt werden. Der zeitli-

che Ablauf der Bewegung kann gleichförmig, ungleichförmig, hin- und hergehend und zeitlich unterbrochen erfolgen. Häufig besteht der Bewegungsablauf auch aus unterschiedlichen Anteilen. Für die Belastung ist im Allgemeinen die Normalkraft  $F_n$  maßgebend.

Bei den Geschwindigkeiten spielen sowohl die Relativgeschwindigkeit zwischen den Reibkörpern als auch die Fördergeschwindigkeit (Summengeschwindigkeit) des Schmierstoffs in den sich verengenden Schmierpalt und der Schlupf als Verhältnis von Relativgeschwindigkeit zur mittleren Umfangsgeschwindigkeit eine Rolle. Je größer die Relativgeschwindigkeit bzw. der Schlupf, desto größer ist die Reibleistung. Je größer die Fördergeschwindigkeit, desto größer ist die Schmierpalthöhe. Bei den Temperaturen sind die sich im Betrieb einstellenden Reibkörpertemperaturen und die aktuellen Kontakttemperaturen von entscheidender Bedeutung, wobei letztere in der Regel nicht gemessen werden können. Neben diesen gewollten Eingangsgrößen, die im Allgemeinen durch eine technische Funktion vorgegeben sind, müssen unter Umständen auch *Störgrößen*, wie z. B. Vibrationen, Staubpartikel usw., berücksichtigt werden.

Das TTS stellt *Ausgangsgrößen*, auch Nutzgrößen genannt, zur weiteren Nutzung zur Verfügung. Die Nutzgrößen spiegeln die Funktionserfüllung des TTS wider. Je nach der Hauptaufgabe des TTS können die Nutzgrößen sehr unterschiedlich sein. In einem energiedeterminierten System können beispielsweise Kraft, Drehmoment, Drehzahl und Bewegung gewünscht sein. Bei stoff- oder signaldeterminierten TTS könnten als Nutzgrößen bestimmte *Stoff-* bzw. *Signalgrößen* von Interesse sein.

Die *Verlustgrößen* eines TTS werden im Wesentlichen durch Reibung und Verschleiß gebildet. Während die Reibung zu Kraft-, Momenten- oder Energieverlusten führt, bedeutet Verschleiß einen fortschreitenden Materialverlust. Die bei der Reibung entstehenden Energieverluste werden zum weitaus größten Teil in Wärme umgewandelt. Dieser Vorgang ist irreversibel, d. h. nicht umkehrbar, und wird *Energiedissipation* genannt. Neben der Umwandlung von Reibung in Wärme und der Erzeugung von Verschleißpartikeln verursacht der tribologische Prozess weitere triboinduzierte Verlustgrößen, wie Schwingungen, die sich häufig über Schallwellen bemerkbar machen, Photonenemission (Tribolumineszenz), Elektronen- und Ionenemission usw.

#### EINIGE WEITERE BEMERKUNGEN ZU REIBUNG, REIBUNGSARTEN, REIBUNGSZUSTÄNDEN UND REIBUNGSMECHANISMEN

*Reibung* ist auf Wechselwirkungen zwischen sich berührenden Stoffbereichen von Körpern zurückzuführen und wirkt einer Relativbewegung entgegen. Es wird zwischen *äußerer* und *innerer* Reibung unterschieden. Bei äußerer Reibung berühren sich Stoffbereiche von verschiedenen

Reibkörpern. Bei innerer Reibung gehören die sich berührenden Stoffbereiche zum gleichen Reibkörper oder zum Zwischenstoff.

Reibung kann durch eine Reihe von Kenngrößen charakterisiert werden. So wird Reibung je nach Anwendungsfall durch die Reibungskraft  $F_f$ , das Reibmoment  $M_f$  oder die Reibungszahl  $f$  gekennzeichnet. Die Reibungszahl  $f$  wird in der Regel aus dem Verhältnis von Reibungskraft  $F_f$  zur Normalkraft  $F_n$  gebildet ( $f = F_f / F_n$ ). Zur Berechnung der Reibungswärme oder des Deformationsanteils der Reibungskraft bei Festkörperreibung wird auf die Reibungsarbeit bzw. Reibungsenergie  $W_f$  zurückgegriffen. Für eine Leistungsbilanz oder eine Wirkungsgradberechnung ist die Reibleistung  $P_f$  von Interesse.

Reibung lässt sich nach verschiedenen Merkmalen ordnen. In Abhängigkeit von der Art der Relativbewegung der Reibkörper wird zwischen verschiedenen *Reibungsarten* unterschieden. Es gibt die drei Haupt-Reibungsarten Gleitreibung, Rollreibung und Bohrreibung (spin). Neben diesen drei kinematisch definierten Reibungsarten können auch Überlagerungen (Mischformen) auftreten, nämlich Gleit-Rollreibung (Wälzreibung), Gleit-Bohrreibung und Roll-Bohrreibung. Daneben kommt als weitere Reibungsart noch die Stoßreibung vor. Hierbei trifft ein Körper senkrecht oder schräg zur Berührungsfläche auf einen anderen Körper auf und entfernt sich eventuell wieder. Ein Maschinenelement, bei dem sowohl Gleitreibung als auch Roll- und Bohrreibung auftritt, stellt das Schrägkugellager dar.

Wird Reibung in Abhängigkeit vom *Aggregatzustand* der beteiligten Stoffbereiche geordnet, treten unterschiedliche *Reibungszustände* auf. Zur Veranschaulichung sind im Abbildung 10 beispielhaft für ein Radialgleitlager anhand der Stribeck-Kurve verschiedene Reibungszustände dargestellt. Allgemein werden die Reibungszustände Festkörperreibung, Mischreibung, Flüssigkeitsreibung und Gasreibung unterschieden.

Bei *Festkörperreibung* wirkt die Reibung zwischen Stoffbereichen, die Festkörpereigenschaften aufweisen und sich in unmittelbarem Kontakt befinden. Findet die Reibung jedoch zwischen festen Grenzschichten mit gegenüber dem Grundmaterial modifizierten Eigenschaften, z. B. Reaktionsschichten, statt, so liegt *Grenzschichtreibung* vor. Besteht die Grenzschicht aus einem molekularen Film, der von einem Schmierstoff stammt, so wird von *Grenzreibung* gesprochen. Bei Grenzreibung ist die hydrodynamische Wirkung des Schmierstoffs gering, weil die Geschwindigkeit und/oder die Viskosität des Schmierstoffs sehr klein ist oder nur eine sehr kleine Schmierstoffmenge vorhanden ist, die nicht ausreicht, den Spalt zu füllen.

*Flüssigkeitsreibung* ist *innere Reibung im Schmierfilm* zwischen den Kontaktflächen und wird durch Scherung des Schmierstoffs verursacht. Es

wird zwischen Hydrodynamik und Elastohydrodynamik unterschieden. Während im ersten Fall starre Oberflächen vorliegen und von einer nur von der Temperatur abhängigen Schmierstoffviskosität ausgegangen wird, herrschen im zweiten Fall andere Bedingungen. Hier sind die Belastungen so hoch und die Schmierfilmdicken so gering, dass zum einen die Verformungen der Oberflächen und zum anderen die Druck-, Temperatur- und Schergefälleabhängigkeit der Schmierstoffviskosität berücksichtigt werden müssen. Bei *Mischreibung* liegt eine Mischform der Reibungszustände vor, und zwar der Grenzreibung und der Flüssigkeitsreibung.

Festkörperreibung ist auf Wechselwirkungen zwischen den Elementen zurückzuführen. Wie schon vorher angesprochen, gibt es im Wesentlichen zwei unterschiedliche Arten von Wechselwirkungen, und zwar die atomaren/molekularen und die mechanischen. Igor' Viktorovic Krage'lski [7] spricht von der „Doppelnatur“ der Reibung. Die Reibungsmechanismen lassen sich daher in zwei Gruppen einteilen. Allgemein kann zunächst zwischen folgenden vier *Reibungsmechanismen* unterschieden werden: Scherung adhäsiver Bindungen, plastische Deformation, Furchung und Hysterese bei elastischer Deformation (Abb. 11).

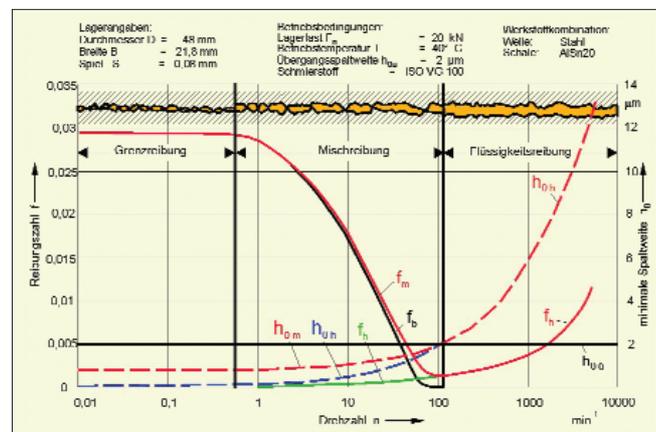


Abbildung 10 Stribeck-Kurve, minimale Schmierpalhöhen und Reibungszustände in einem Radialgleitlager

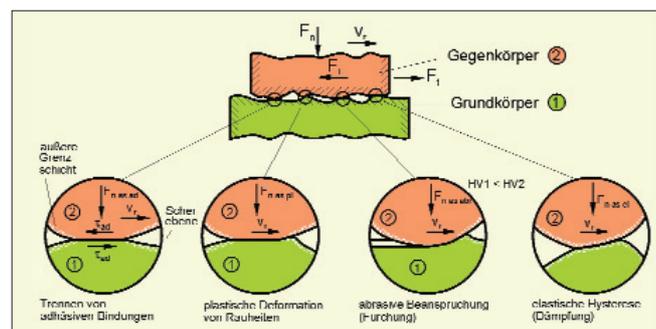


Abbildung 11 Grundlegende Reibungsmechanismen bei mikroskopischer Betrachtungsweise

Reibungsart	Reibungszustand	Reibungszahl
Gleitreibung	Festkörperreibung	0,1 ... 1
	Grenzreibung	0,1 ... 0,2
	Mischreibung	0,01 ... 0,1
	Flüssigkeitsreibung	0,001 ... 0,01
	Gasreibung	0,0001
Wälzreibung	(Fettschmierung)	0,001 ... 0,005

Abbildung 12  
Reibungszahlen bei unterschiedlichen Reibungsarten und -zuständen, nach /8/

Die *Adhäsion* stellt einen atomar/molekular bedingten Reibungsmechanismus dar. Ihre Wirkung bezüglich der Reibung beruht darauf, dass aufgebaute atomare oder molekulare Bindungen bei Relativbewegung wieder getrennt werden, wodurch ein Energieverlust entsteht.

*Deformation, Furchung und Hysterese* können den mechanisch bedingten Reibungsmechanismen zugeordnet werden. Bei Deformation und Furchung ist die Reibungswirkung vor allem auf Verdrängen von Überschneidungen der Mikroerhebungen zurückzuführen. Die Hysterese beruht auf innerer Reibung und hat eine dämpfende Wirkung. Häufig treten unterschiedliche Reibungsmechanismen gleichzeitig auf. Welche Reibungsmechanismen hauptsächlich wirken, hängt vom Reibungszustand ab.

In Abbildung 12 sind Bereiche von Reibungszahlen bei verschiedenen Reibungsarten und -zuständen wiedergegeben /8/. Es soll hier jedoch

noch einmal darauf hingewiesen werden, dass die Reibungszahl nicht einen konstanten Kennwert eines Werkstoffs oder einer Werkstoffpaarung darstellt, sondern vom Belastungskollektiv und der Systemstruktur abhängt, d. h. von der Beanspruchung und den am Reibungsvorgang beteiligten Elementen mit ihren Eigenschaften und Wechselwirkungen.

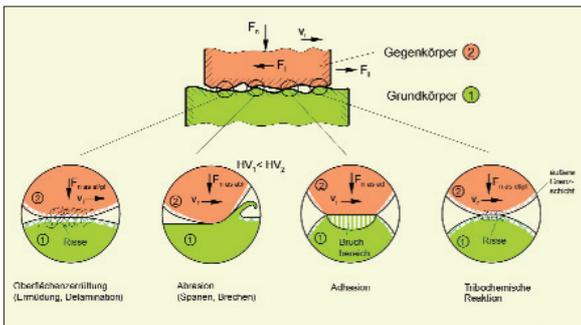


Abbildung 13  
Grundlegende Verschleißmechanismen bei mikroskopischer Betrachtungsweise

**WIE SIEHT ES NUN MIT VERSCHLEISS, VERSCHLEISSVERHALTEN, VERSCHLEISSMECHANISMEN UND VERSCHLEISSMESSGRÖSSEN AUS?**

Sobald Grund- und Gegenkörper sich berühren, tritt Verschleiß auf. Dies trifft auch für geschmierte TTS zu, wenn die Schmierfilmdicke zwischen den Oberflächen der Reibkörper zu klein wird. Verschleiß ist *fortschreitender Materialverlust* aus der *Oberfläche eines festen Körpers*, hervorgerufen durch mechanische Ursachen, d. h. *Kontakt und Relativbewegung eines festen, flüssigen oder gasförmigen Gegenkörpers* /1/. Anzeichen des Verschleißes sind losgelöste kleine Verschleißpartikel, Werkstoff-

überträge von einem Reibpartner auf den anderen sowie Stoff- und Formänderungen des tribologisch beanspruchten oberflächennahen Werkstoffbereiches eines oder beider Reibpartner.

Verschleißvorgänge können nach der Art der tribologischen Beanspruchung und der beteiligten Stoffe in verschiedene Verschleißarten eingeteilt werden, wie z. B. Gleitverschleiß, Schwingungsverschleiß, Furchungsverschleiß, Spülverschleiß, Prallstrahlverschleiß, Werkstoffkavitation, Tropfenschlag usw. Verschleiß wird durch Verschleißmechanismen bewirkt. Dabei sind Oberflächenzerrüttung, Abrasion, Adhäsion und tribochemische Reaktion wesentlich (Abb. 13). Sie können einzeln, nacheinander oder überlagert auftreten.

Die *Oberflächenzerrüttung* äußert sich durch Rissbildung, Risswachstum und Abtrennung von Verschleißpartikeln, hervorgerufen durch wechselnde Beanspruchungen in den oberflächennahen Bereichen von Grund- und Gegenkörper.

Bei der *Abrasion* führen Ritzungen und Mikroerzpannungen des Grundkörpers durch harte Rauheitshügel des Gegenkörpers oder durch harte Partikel im Zwischenstoff zu Verschleiß.

Bei der *Adhäsion* werden zunächst nach Durchbrechen eventuell vorhandener Deckschichten atomare Bindungen (Mikroverschweißungen) vor allem an den plastisch deformierten Mikrokontakten zwischen Grund- und Gegenkörper gebildet. Ist die Festigkeit der Bindungen höher als die des weicheren Reibpartners, kommt es zu Ausbrüchen aus letzterem und zum Materialübertrag auf den härteren Reibpartner. Das übertragene Material kann entweder auf dem härteren Reibpartner verbleiben oder abgetrennt oder aber auch zurückübertragen werden.

Bei *tribochemischen Reaktionen* finden chemische Reaktionen von Bestandteilen des Grund- und/oder Gegenkörpers mit Bestandteilen des Schmierstoffs oder des Umgebungsmediums statt, und zwar infolge einer reibbedingten Aktivierung der beanspruchten oberflächennahen Bereiche. Die Reaktionsprodukte weisen gegenüber Grund- und Gegenkörper veränderte Eigenschaften auf und können nach Erreichen einer gewissen Dicke zum spröden Ausbrechen neigen oder auch reibungs- und/oder verschleißmindernde Effekte zeigen.

Verschleißmechanismus	Verschleißerscheinungsformen
Adhäsion	Fresser, Löcher, Kuppen, Schuppen, Materialübertrag
Abrasion	Kratzer, Riefen, Mulden, Wellen
Oberflächenzerrüttung	Risse, Crübschen
Tribochemische Reaktionen	Reaktionsprodukte (Schichten, Partikel)

Abbildung 14  
Typische Verschleißerscheinungsformen durch die Haupt-Verschleißmechanismen

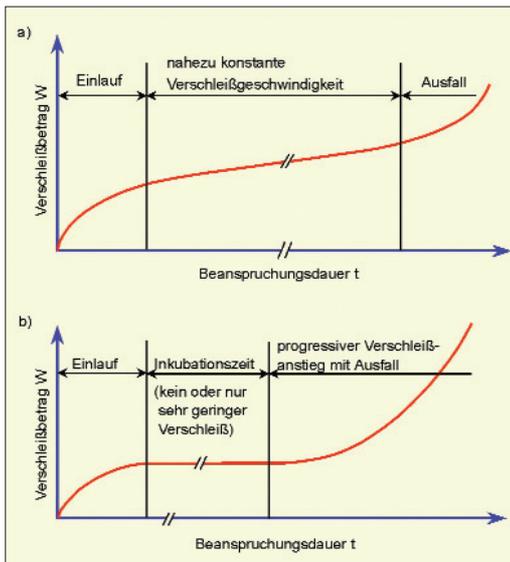


Abbildung 15  
Verschleißbetrag in Abhängigkeit von der Beanspruchungsdauer

Neben den Verschleißarten und Verschleißmechanismen sind für die Interpretation der Verschleißergebnisse auch die *Verschleißerscheinungsformen* von großem Interesse (Abb. 14). Hierunter sind die sich durch Verschleiß ergebenden Veränderungen der Oberflächenschicht eines Körpers sowie Art und Form der anfallenden Verschleißpartikel zu verstehen. Dieses kann anschaulich durch licht- oder rasterelektronenmikroskopische Aufnahmen dargestellt werden.

Zur Abschätzung der Lebensdauer von Bauteilen ist es notwendig, u. a. die lineare Verschleißintensität (Verhältnis aus sich einstellender Verschleißhöhe und dazugehörigem Reibungsweg), die zulässige Verschleißhöhe und die Relativgeschwindigkeit zwischen den Reibkörpern zu kennen. Abhängig von den wirkenden Verschleißmechanismen ergeben sich in Anlehnung an /8/ häufig unterschiedliche Verschleißverläufe (Abb. 15). Man kann die drei Phasen Einlauf, Beharrungszustand und Ausfall unterscheiden. Beim Einlauf kann ein erhöhter Verschleiß, der so genannte Einlaufverschleiß, mit degressivem Verlauf auftreten und in einen lang andauernden Zustand mit einem konstanten Anstieg des Verschleißbetrages (konstante Verschleißrate) übergehen, bis ein progressiver Anstieg den Ausfall ankündigt (Abb. 15a). Ist Oberflächenzerrüttung als vorrangiger Verschleißmechanismus wirksam, so macht sich nach dem Einlauf ein messbarer Verschleiß häufig erst nach einer gewissen Inkubationsperiode bemerkbar, in der mikrostrukturelle Veränderungen, Rissbildung und Risswachstum eintreten. Erst nach der Inkubationsperiode werden dann Verschleißpartikel abgetrennt (Abb. 15b).

Es wird zwischen direkten Verschleiß-Messgrößen, wie linearem, planimetrischem, volume-

trischem und massenmäßigem Verschleißbetrag, und bezogenen Verschleiß-Messgrößen (Verschleißraten), wie Verschleißgeschwindigkeit, Verschleiß-Weg-Verhältnis und Verschleiß-Durchsatz-Verhältnis, unterschieden. Im Regelfall ist der Verschleißbetrag zu messen. Relative Verschleißbeträge empfehlen sich dann, wenn bei vergleichenden Verschleißuntersuchungen das Beanspruchungskollektiv oder die Eigenschaften von am Verschleiß beteiligten Elementen nicht konstant gehalten werden können oder absichtlich verändert werden.

**BEISPIELE**

Nachfolgend soll beispielhaft an vier Anwendungen (Schrägbügel, Gleitlager, Radialgleitlager und Zahnradgetriebe) aufgezeigt werden, wie sich das tribologische Verhalten des Tribosystems ändert, wenn Modifikationen am Belastungskollektiv bzw. an der Systemstruktur vorgenommen werden.

Im ersten Beispiel werden zwei mit einer Axialkraft  $F_{ax} = 30$  kN vorgespannte fettgeschmierte Schrägbügel vom Typ 7312 B (Abb. 16) mit der konstanten Drehzahl  $n = 150$  min<sup>-1</sup> betrieben. Dabei stellt sich ein nahezu konstantes mittleres Drehmoment von ca. 4 Nm ein (Abb. 17). Wird nun bei sonst gleichen Bedingungen der Bewegungsablauf *von rotierend auf oszillierend* umgestellt, steigt das mittlere Drehmoment von zunächst 4 Nm kurz nach dem Start schnell innerhalb einer halben Stunde auf über 20 Nm an (Abb. 18).

Bei oszillierend betriebenen Wälzlagern mit waagerechter Wellenanordnung sackt nämlich der Schmierstoff infolge der Schwerkraftwirkung nach unten. Kleine Schwenkwinkel führen außerdem dazu, dass die oberen Wälzkörper kaum noch oder gar nicht mehr mit Schmierstoff versorgt werden /9/. Dadurch kann entweder eine verschleißmindernde Triboschicht zwischen den Wälzkörpern und den Lagerringen nicht aufgebaut werden oder die Triboschicht bricht nach dem Aufbau oder während des Auf-

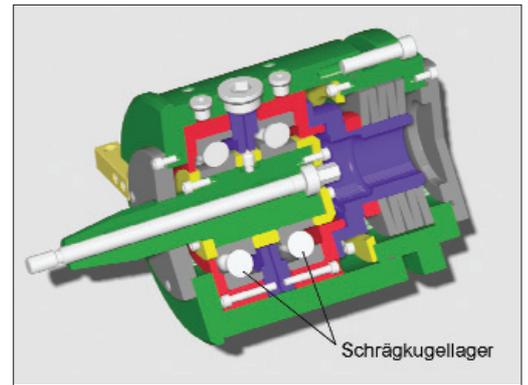


Abbildung 16  
FE8-Prüfkopf mit Schrägbügel

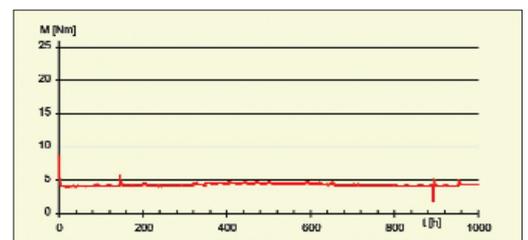


Abbildung 17  
Mittlerer Drehmomentenverlauf bei rotierendem Betrieb (Schrägbügel 7312 B, Fett 3,  $F_{ax} = 30$  kN,  $n = 150$  min<sup>-1</sup>)



Abbildung 18  
Mittlerer Drehmomentenverlauf bei oszillierendem Betrieb (Schrägbügel 7312 B, Fett 3,  $F_{ax} = 30$  kN,  $n = 150$  min<sup>-1</sup>)

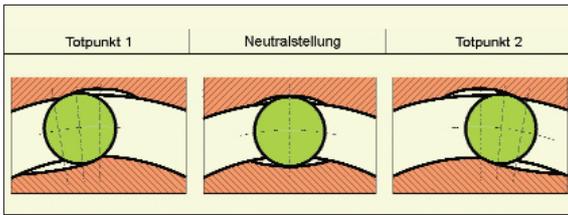


Abbildung 19  
Bewegung eines Wälzkörpers im oszillierend betriebenen Wälzlager mit Verschleißmulden

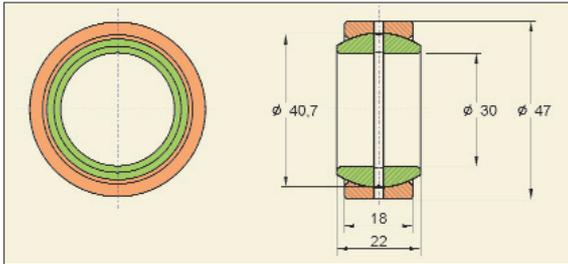


Abbildung 20  
Gelenklager GE 30

stoff, der eine stabile Trennschicht bzw. Triboschicht aufbaut, die die beiden Reibkörper voneinander trennt.

Das zweite Beispiel betrifft das fettgeschmierte Gleitgelenklager GE 30, welches oszillierend mit dem Schwenkwinkel  $\beta = \pm 10^\circ$  betrieben wird (Abb. 20). Die spezifische Lagerbelastung beträgt  $\bar{p} = 80$  MPa. Es werden 34,5 Schwenkbewegungen pro Minute durchgeführt. Variiert wurde der Schmierstoff (Fettpasten 1 bis 5). Alle 5 Fettpasten verfügen über unterschiedliche Seifen. Fettpaste 1 besitzt gegenüber den Pasten 2 und 3 eine geringere Konsistenz. Fettpaste 4 und 5 weisen die geringste und Fettpaste 2 die höchste Konsistenz auf. In Fettpaste 4 befindet sich gegenüber den anderen Pasten eine unterschiedliche Festschmierstoffart und eine andere Festschmierstoffmenge. Bei Fettpaste 5 ist die Festschmierstoffmenge gegenüber den Pasten 1 bis 3 auf 1/3 reduziert.

Bei Raumtemperatur verhalten sich die Fettpasten 1 bis 3, die alle durch einen hohen Festschmierstoffanteil gekennzeichnet sind, ähnlich gut. Die Paste 4 erweist sich als unzuverlässig. Mit

baus ständig wieder ein. Jeder Schichteinbruch führt zu einem Drehmomentenanstieg.

Ursache für den starken Drehmomentenanstieg sind Verschleißmulden, die sich im oberen Bereich des Lagers an beiden Lageringen ausbilden. Die Kugeln sind bei jeder Schwenkbewegung gezwungen, einen zusätzlichen Widerstand zu überwinden, um aus den Mulden heraus auf das Niveau der ursprünglichen Laufbahn zu kommen (Abb. 19). Je tiefer die Mulden sind, desto größer wird das zum Antrieb benötigte Drehmoment. Gelöst werden kann dieses schwierige tribologische Problem durch den Einsatz eines geeigneten Schmier-

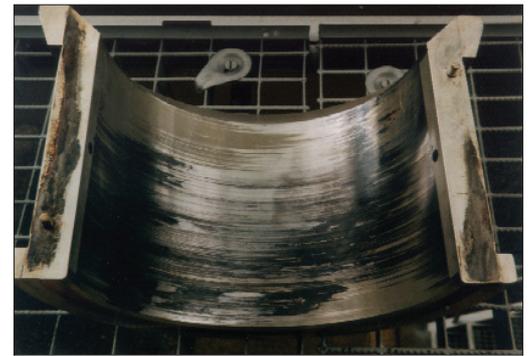


Abbildung 22  
Kurbelwellenlager (Galvaniklager) eines Kolbenkompressors mit Schäden in der Laufbahn

Paste 5 erreichen die Lager eine deutlich verminderte Lebensdauer. Bei tiefen Lagertemperaturen im Bereich von  $-10^\circ\text{C}$  bis  $-25^\circ\text{C}$  verändern sich die erreichten Lebensdauern gegenüber den bei Raumtemperatur erzielten zum Teil erheblich. Brauchbar sind nur noch die Fettpasten 2 (mit Einschränkung) und 5. Während sich bei Fettpaste 5 vor allem der geringere Anteil an Festschmierstoff günstig auswirkt, spielen bei Fettpaste 2 wohl auch die Seife, das Grundöl und sonstige Beimengungen (Additive) für das gegenüber den Fettpasten 1 und 3 günstigere Ausfallverhalten eine wichtige Rolle.

Das dritte Beispiel betrifft die Kurbelwellenlager von sechs einstufig arbeitenden Kolbenverdichtern, die zur Förderung von Erdgas in einer Verdichterstation eingesetzt werden (Abb. 21). Die Kolbenverdichter besitzen eine Boxerbauform mit jeweils fünf doppelwirkenden Zylindern. Lagerprobleme traten das erste Mal auf, nachdem der Betreiber die ursprünglichen Lager aus Weißmetall (WM 80) gegen so genannte Zwei-Stoff-Lager ausgetauscht hatte und das ursprüngliche unlegierte Mineralöl durch ein hochlegiertes Getriebeöl ersetzt hatte. Es zeigten sich Ausbrüche in der Lagerschale, so genannte Pflastersteine, die auf einen Ermüdungsschaden hindeuteten. Daraufhin wurden anstelle der Zwei-Stoff-Lager Galvaniklager eingebaut. Aber hier traten nach ca. acht Monaten Betrieb ebenfalls Lagerschäden auf, die sich diesmal jedoch als großflächige Verschleißschäden bemerkbar machten (Abb. 22). Eine genaue Analyse des Schadens ergab folgende Ursachen: Die Kolbenverdichter verursachten starke Schwingungen. Diese wurden über die Fundamente und die Gebäudekonstruktion von einem Verdichter auf den anderen übertragen. Besonders schädlich waren hierbei Stillstandszeiten für die Verdichter. In diesen Fällen konnte sich kein schützender Schmierfilm zwischen Welle und Lagerschale aufbauen, und es kam zu Schwingungverschleiß. Verschärfend auf die Schwingungverschleißerscheinungen wirkte sich auch noch das angeblich bessere hochadditivierte Getriebeöl in Kombination mit dem Galvaniklager aus, da es mit den



Abbildung 21  
Blick auf eine Verdichterstation mit sechs Kolbenverdichtern zur Förderung von Erdgas

Bestandteilen des Galvaniklagers ungünstig reagierte. Als Schadensabhilfe wurde empfohlen, wieder das unlegierte Mineralöl einzusetzen, allerdings mit einer etwas höheren Viskosität, und ein kleineres Lagerspiel zu wählen, beides um eine höhere Tragkraft des Schmierfilms bei niedrigen Geschwindigkeiten und damit einen besseren Schutz gegen Mischreibung zu erzielen. Außerdem wurde vorgeschlagen, das Galvaniklager gegen ein Drei-Stoff-Lager auszutauschen, da dieses eine höhere Ermüdungsfestigkeit besitzt und die Gefahr von großflächigen Werkstoffablösungen relativ gering ist. Mit diesen Maßnahmen laufen die Verdichter seither problemlos.

Im vierten Beispiel wird ein zweistufiges Kegelrad-Stirnrad-Zahnradgetriebe mit einer übertragbaren Leistung von ca. 1 000 kW behandelt. Diese Getriebe werden im Antrieb für Gurtbandförderanlagen im Tagebau eingesetzt. Für die Ausrüstung von neuen Bandanlagen wurden vom Betreiber für die Getriebe Tauchschmierung und umrichter gesteuerte Motoren vorgeschrieben. Letztere wurden gewählt, um gegenüber den bisherigen Bandanlagen eine bessere und damit höhere Beladung der Gurtbandanlagen zu gewährleisten. Um die Planschverluste in den Getrieben niedrig zu halten, wurde ein Öl mit relativ niedriger Viskosität gewählt. Nach der Inbetriebnahme der neuen Anlagen kam es jedoch nach einer unzulässig kurzen Laufzeit zum Ausfall der Verzahnungen. Es traten im Zahnfußbereich der Ritzel sowohl in der Kegelradstufe als auch in der Stirnradstufe starke Grübchenbildungen auf (Abb. 23). Grübchen können entstehen, wenn die Flankentragfähigkeit des Werkstoffs zu gering ist und/oder wenn die Schmierung nicht einwandfrei funktioniert, d. h. wenn sich kein ausreichend dicker Schmierfilm zwischen den Zähnen von Ritzel und Rad aufbaut. Es wurde eine genaue Schadensanalyse durchgeführt und die Ausfallursachen ermittelt. Zum einen wurde festgestellt, dass die Schmierölviskosität für den Einsatzfall zu gering gewählt war. Zum anderen ist eine Tauchschmierung für die hohe Antriebsleistung von 1 000 kW nicht geeignet. Darüber hinaus konnte nachgewiesen werden, dass die Wärmebehandlung der Verzahnungen fehlerhaft war, so dass der Zahnradwerkstoff eine unzurei-

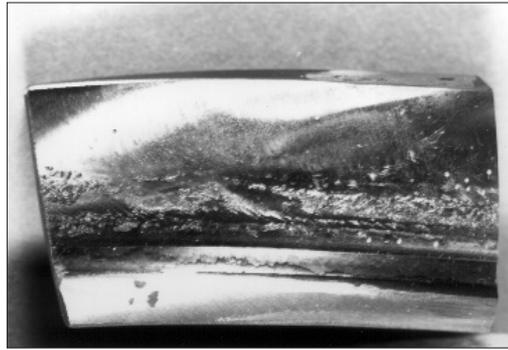


Abbildung 23  
Teil eines Ritzel-Zahnes aus der Kegelradstufe eines zweistufigen Kegelrad-Stirnrad-Getriebes mit Grübchenschäden im Zahnfußbereich

chende Festigkeit aufwies. Nach der Umsetzung der Empfehlungen, wie Einbau einer Einspritzschmierung, Erhöhung der Viskosität, Verringerung der Belastung und Verbesserung des Wärmebehandlungsverfahrens der Verzahnungen, arbeiten die Getriebe ohne Beanstandung.

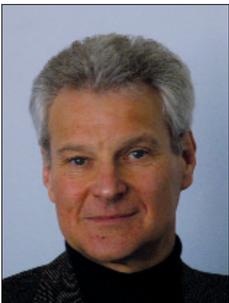
#### SCHLUSSBEMERKUNGEN

Das Vorausgegangene gibt einen groben Überblick über das weite Feld der Tribologie. Die wichtigsten tribologischen Begriffe wurden kurz angesprochen. Die Methodik der Systemanalyse hilft, das große interdisziplinäre Gebiet der Tribologie zu ordnen und bei Problemfällen systematisch an die Lösungsfindung heranzugehen. Besonders deutlich wird, dass Reibung und Verschleiß Systemeigenschaften sind, die vom Belastungskollektiv und der Systemstruktur abhängen. Wie gezeigt wurde, lassen sich Reibung und Verschleiß weiter unterteilen und ordnen und letztlich auf Wechselwirkungen zwischen den Systemelementen zurückführen und durch Reibungs- und Verschleißmechanismen beschreiben.

Das Feld von Reibung und Verschleiß zu bearbeiten, ist eine lohnende Aufgabe, denn nach wie vor entstehen der Volkswirtschaft Verluste in Milliardenhöhe durch unwiederbringliche Reibungs- und Materialverluste und durch reibungs- und verschleißbedingte Folgeschäden.

## Literatur

- /1/ GfT-Arbeitsblatt 7; Tribologie: Verschleiß, Reibung. Definitionen, Begriffe, Prüfung  
 /2/ Uetz, H.: Abrasion und Erosion. München, Wien: Hauser, 1986  
 /3/ Engel, S.: Reibungs- und Ermüdungsverhalten des Rad-Schiene-Systems mit und ohne Schmierung. Diss. Uni Magdeburg 2002  
 /4/ Gervé, A.; Oechsner, H.; Kehrwald, B.; Kopnarski, M.: Tribomutation von Werkstoffoberflächen im Motorenbau am Beispiel des Zylinderzwickels. Frankfurt: FVV-Heft R 497, 1998  
 /5/ Czichos, H.; Habig, K.-H.: Tribologie-Handbuch: Reibung und Verschleiß. Braunschweig, Wiesbaden: Vieweg, 1992  
 /6/ Hamrock, B. J.: Fundamentals of fluid film lubrication. New York: Mc Graw-Hill Inc., 1994  
 /7/ Kragelski, J.W.: Reibung und Verschleiß VEB Verlag Technik Berlin, 1971  
 /8/ Habig, K.-H.: Tribologie. im Taschenbuch für den Maschinenbau/ Dubbel, Hrsg. W. Beitz und K.-H. Grote, 19. Aufl., Berlin: Springer, 1997  
 /9/ Thiede, K.-U.; Deters, L.: Wirkung von Schmierstoffen bei langsamen oszillierenden Gleit- und Wälzbewegungen. Forschungsheft/Forschungsvereinigung Antriebstechnik Nr. 585, 1999



**Prof. Dr.-Ing. Ludger Deters,**

geboren 1951, studierte das Fach „Allgemeiner Maschinenbau“ an der TU Clausthal und schloss sein Studium im Jahr 1975 ab. Danach arbeitete er als wissenschaftlicher Mitarbeiter, Assistent und als Oberingenieur am Institut für Reibungstechnik und Maschinenkinetik der TU Clausthal und promovierte 1983 über die „Auslegung von Axialgleitlagern bei hohen Geschwindigkeiten“. Den Tätigkeiten an der TU Clausthal folgten elf Jahre Industriepraxis, und zwar fünf Jahre als Leiter der „Entwicklung und Konstruktion von Turbomolekularpumpen“ bei der Fa. Leybold AG in Köln und sechs Jahre in leitenden Positionen in den Bereichen „Entwicklung von Textilmaschinen“ und „Entwicklung und Konstruktion von Automatisierungssystemen und -komponenten“ bei der Fa. Barmag AG in Remscheid. Seit dem 1. April 1994 ist Prof. Deters Leiter des Lehrstuhls für Maschinenelemente und Tribologie an der Fakultät für Maschinenbau der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg. Am Lehrstuhl werden Reibungs-, Verschleiß- und Schmierungsverhältnisse an Maschinen- und Konstruktionselementen untersucht, Berechnungsunterlagen zu Reibung und Verschleiß erarbeitet und Gestaltungs- und Auslegungsrichtlinien für tribologisch beanspruchte Elemente erstellt. Außerdem werden Reibpaarungen optimiert, und zwar hinsichtlich Werkstoffpaarungen, Oberflächenstrukturen und Beschichtungen, Schmierstoffen und Schmierstoffeinsatz. Darüber hinaus werden Mess- und Kontrollverfahren zur Verschleißdiagnose und zur Früherkennung von verschleißbedingten Schäden entwickelt.