

Lebensdauerabschätzung für Zahnwellen-Verbindungen

Schäfer, G.

Die experimentelle und theoretische Untersuchung von Zahnwellen-Verbindungen ist ein Forschungsschwerpunkt des IMW. Neben der Beanspruchungsermittlung werden die Gestaltfestigkeit, der Abrasiv- und der Ermüdungverschleiß betrachtet. In diesem Artikel werden speziell die Einflußfaktoren der Ermüdung diskutiert.

The focus of research at IMW is experimental and theoretical investigation of involute splines. In addition to the stress analysis we test the strength depending on design, fretting wear and repeated stress wear. First of all the parameters of fatigue will be discussed in these minutes.

1 Einleitung

Als Einführung für die theoretischen Untersuchungen sollen hier die drei charakteristischen Verschleißbereiche von Zahnwellen-Verbindungen, **Bild 1**, erläutert werden.

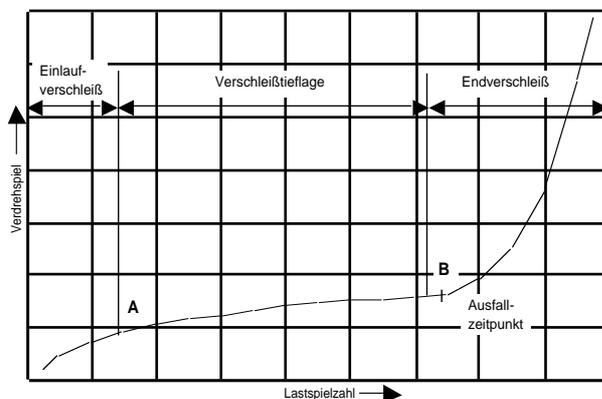


Bild 1: Prinzipieller Verschleißverlauf

Der Einlaufverschleiß stellt die erste Verschleißphase dar, sie reicht vom Laufzeitbeginn zum Punkt A. Diese Phase ist durch mehrere Lastausgleichende Vorgänge gekennzeichnet. Zum einen werden die bei realen spanend hergestellten Zahnwellen-Verbindungen vorhandenen Oberflächenrauigkeiten eingeebnet. Im Fall einer umformtechnisch erzeugten Zahnwelle werden noch die Rauigkeiten auf den üblicherweise nur spanend erzeugten Nabenflanken geglättet. Dieser plastische Umformvorgang findet zu Beginn des

Einlaufverschleißes statt und wirkt sich lastvergleichsmäßig aus. Die notwendigen plastischen Verformungen sind nach [1] im Bereich bis 10^{-3} mm bei Stahlwerkstoffen grundsätzlich möglich, unabhängig davon, ob sich das Material makroskopisch spröde oder plastisch verhält. D.h. auch bei gehärteten Oberflächen ist dieser Ausgleichvorgang möglich. Durch die anfängliche Punktberührung der Flanken an den Oberflächenspitzen, kommt es zu lokal begrenzten Flächenpressungen in der Größe der Fließspannung des weicheren Flankenwerkstoffes. Während des Einlaufvorganges werden diese Spannungsspitzen durch Fließ- und Abrasionsvorgänge abgebaut. Im klassischen Sinn handelt es sich bei der Einebnung von Oberflächenrauigkeiten nicht um Verschleiß, sondern um eine Formänderung gegenüber dem Einbauzustand. Da die Auswirkungen auf die Zahnwellen-Verbindung als Verbindungselement identisch mit denen eines minimalen Verschleißbetrages sind, wird die Einebnung global wie ein Verschleißbetrag behandelt.

Der zweite lastausgleichende Vorgang in den realen Zahnwellen-Verbindungen ist der Ausgleich von relativen Verzahnungsabweichungen zwischen Wellen- und Nabenverzahnung. Dieser Ausgleich findet durch klassische Adhäsions- und Abrasionsverschleißvorgänge statt. Bei diesen Abweichungen kann es sich z.B. um Teilungsabweichungen oder Flankenlinienabweichungen handeln. Der Ausgleich findet nicht absolut sondern nur relativ statt, da das Gegenstück, Welle oder Nabe, auch mit den Abweichungen eines Serienteils hergestellt ist.

Der dritte lastausgleichende Vorgang innerhalb der Einlaufverschleißphase ist nicht nur auf reale Verzahnungen beschränkt, sondern würde grundsätzlich auch bei idealen, abweichungsfreien Verzahnungen, auftreten. Durch die endliche Breitenausdehnung der Zahnwellen-Verbindungen kommt es an den Verbindungsändern zu einer Lastüberhöhung, allgemein als Kantentragen bekannt. Diese Lastüberhöhung führt lokal zu erhöhtem Verschleiß und in dessen Fol-

ge zu ebenso lokal begrenztem Absinken der Belastung. Die integrale Belastung der Flanke bleibt dabei konstant, es findet lediglich eine Vergleichmäßigung über der Verbindungsbreite statt.



Bild 2: Flankenoberfläche in der Einlaufverschleißphase

Diese drei Vorgänge innerhalb der Einlaufverschleißphase sind in **Bild 2** gut zu erkennen. Auffällig ist der fast kontaktlose Bereich etwas exzentrisch von der Verzahnungsmitte. Hier sind nur die Oberflächenrauigkeiten weitestgehend eingeebnet. In den sich daran nach beiden Seiten anschließenden glänzenden Bereichen ist es neben einer vollständigen Einebnung der Rauigkeiten auch schon zu geringen Verschleißerscheinungen gekommen, die weiter zu den Verbindungsrändern hin noch zunehmen und dort ihr charakteristisch stumpfes Aussehen haben.

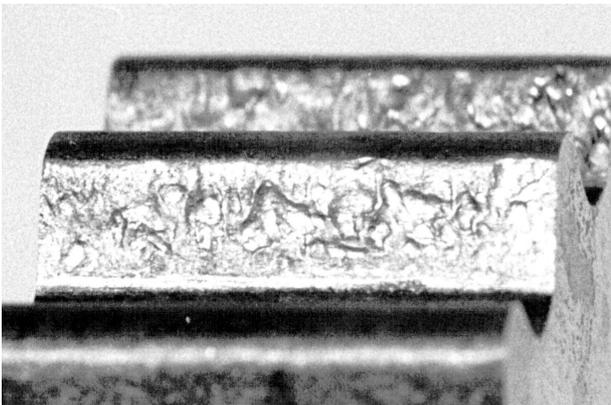


Bild 3: Flankenoberfläche in der Endverschleißphase

2 Einfluß der Ermüdungsfestigkeit

Genauere Untersuchungen dieser stumpfen Bereiche über der Laufzeit ergaben in Übereinstimmung mit /2/, daß unabhängig von der Ausgangsrauhtiefe eine Grenzrauhtiefe erreicht wird. Die dabei entstehenden Oberflächennarben, **Bild 3**, sind Flach und weisen keine scharfen Kerben auf, ihre Kerbwirkung ist daher zu vernachlässigen. Ähnlich wie bei der Untersuchung der Flankenpassungen durch Zapf /3/ ist

für das Reibkorrosionsverhalten auch die Ausgangsrauhtiefe der Flankenoberflächen unbedeutend. Durch die sich einstellende einheitliche Grenzrauhtiefe konnten von /2/ in **Bild 4** keine Unterschiede in den erreichten Reibdauhaltbarkeiten für die beiden Ausgangsrauhtiefen $R_t \ 5 \mu\text{m}$ und $R_t=(23\pm 2)\mu\text{m}$ festgestellt werden.

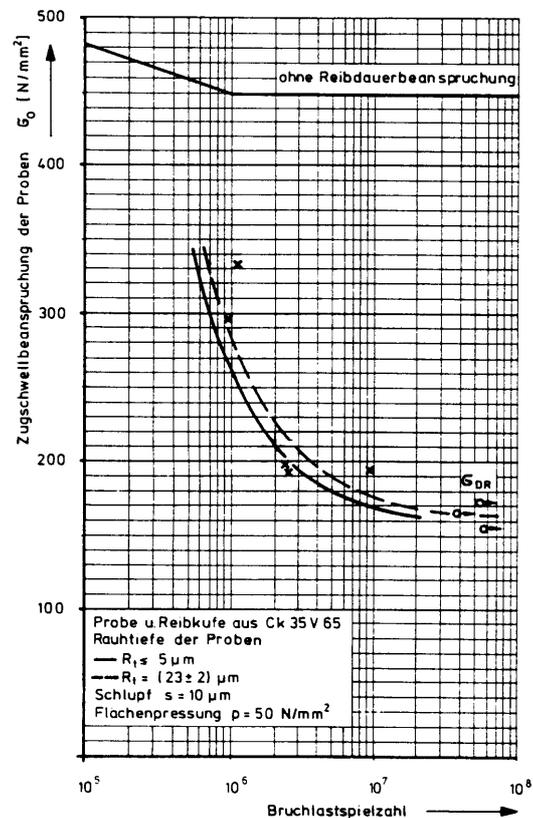


Bild 4: Rauhtiefeneinfluß auf die Reibdauhaltbarkeit/2/

Als Ergebnis dieser Betrachtungen kann gesagt werden, daß die wirtschaftlicher zu produzierenden Zahnwellen-Verbindungen mit größeren Spielpassungen und Oberflächenrauigkeiten durchaus nicht die technisch minderwertigeren Verbindungen darstellen. In einer Gesamtbewertung können sie z.B. in Verbindung mit einer Ölschmierung sogar die technisch-wirtschaftlich beste Lösung darstellen.

Die Einlaufverschleißphase ist relativ kurz und durch instationäre Lastverhältnisse gekennzeichnet.

Die Verschleißtieflage ist der technisch bedeutsamste Bereich, da er im Regelfall mindestens 50% der Gesamtlebensdauer darstellt. Diese zweite Lebensphase der Zahnwellen-Verbindungen ist durch einen geringen konstanten Verschleiß gekennzeichnet. Es handelt sich fast ausschließlich um Adhäsions- und Abrasionsverschleiß mit entsprechenden Reibrostanteilen. Bei axial bewegten Verbindungen ist der

Verschleiß auch konstant, liegt aber höher und hat einen geringeren Reibrostanteil. Reibkorrosionsvorgänge sind nach /2,3/ auf einen Relativverschiebungsbereich bis 50µm beschränkt. Ab 20µm beginnt der abrasive Verschleiß wirksam zu werden. Dadurch werden Oberflächenbereiche mit Mikroanrissen zunehmend schneller abgetragen, als sich der Mikroanriss ausbreiten kann. Relativverschiebungen im rein elastischen Bereich (etwa 2µm) rufen keine Reibkorrosion hervor. Der lineare Verschleißanstieg in der Verschleißtieflage erlaubt eine Lebensdauerabschätzung anhand des abgetragenen Verschleißvolumens/4/.

Die rechnerische Auslegung einer Zahnwellen-Verbindung erfolgt daher bis zum Ende der Verschleißtieflage sinnvollerweise durch einen Tragfähigkeitsnachweis in Kombination mit einer Lebensdauerabschätzung.

Die letzte Lebensphase der Zahnwellen-Verbindungen stellt der Endverschleiß dar. Er ist durch einen exponentiellen Anstieg der Verschleißkurve gekennzeichnet. Der bestimmende Verschleißmechanismus in dieser Phase ist der Ermüdungverschleiß. Dieser führt zu Anrissen an der Flankenoberfläche und zum Ausbrechen größerer Flankenpartikel. Neben dem Ermüdungverschleiß tritt auch noch abhängig vom ideellen Radius Adhäsions- und Abrasionsverschleiß auf. Rechnerisch ist dieses Zusammenwirken nur näherungsweise erfaßbar. In Anbetracht der nur geringen zeitlichen Ausdehnung der Endverschleißphase und dem Umstand, daß die Zahnwellen-Verbindung wesentliche Funktionen wie Zentrieren und zum Teil auch ihre Tragfähigkeit verloren hat, sind Lebensdauer- und Tragfähigkeitsberechnungsversuche hier verfehlt.

Unbedingt notwendig ist aber die Betrachtung der Ermüdungsfestigkeit für die Berechnung des Übergangspunktes B zwischen Verschleißtieflage und Endverschleiß. Ohne die Festlegung dieses Übergangspunktes kann weder die Gültigkeit der Berechnungen in der Verschleißtieflage abgesichert werden, noch eine maximal erreichbare Lebensdauer angegeben werden. Ausgangspunkt für die Ermüdungsbeurteilungen ist der vorliegende Spannungszustand.

3 Spannungszustand an der Flanke

Allgemein können die in **Bild 5** in Komponenten dargestellten Zahnkräfte an den Zähnen einer reibungsbehafteten Zahnwellen-Verbindung wirken. Bei flan-

kenzentrierten Zahnwellen-Verbindung mit Schiebesitz nach DIN 5480 treten die Kopfzentrierungskräfte F_K und Fußzentrierungskräfte F_f nicht auf. Durch ausreichendes Kopf- und Fußspiel wird dies in der Praxis sichergestellt. Desweiteren treten bei den hier vorlie-

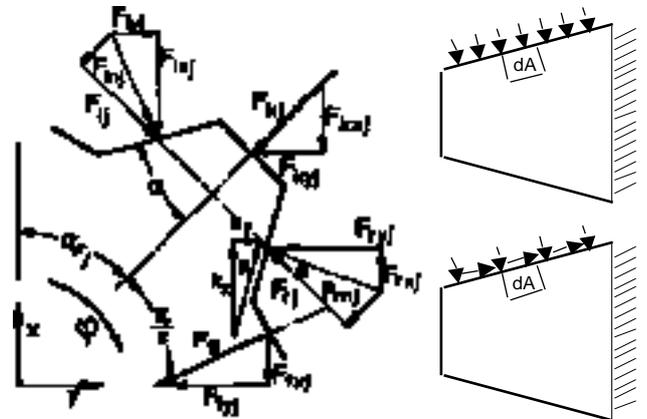


Bild 5: Zahnkraftkomponenten mit Reibung allgemein /5/

genden Verbindungen mit Schiebesitz, d.h. mittleres Verdrehflankenspiel $j_{tm} > 0$, bei überwiegender Drehmomentbeanspruchung nur noch an der der Drehmomentenrichtung zugeordneten Flanke Zahnkräfte F_F auf, d.h. $F_f = 0$. Im Realfall mit Reibung zwischen den Wellen- und Nabenflanken treten Reibungskräfte R an den drehmomentbelasteten Flanken auf.

Für die folgenden Betrachtung wird als Näherung ein ebener Spannungszustand an der Flankenoberfläche in dem Flächenelement dA vorausgesetzt.

- Im ersten Schritt wird eine reine Flankennormalbeanspruchung angenommen, d.h. es treten keine Reibungskräfte an den Flanken auf, Bild 5 oben. Dieser Grenzfall stellt zunächst eine weitere Vereinfachung dar, die für die ideale (abweichungsfreie) Verbindung unter reiner Drehmomentbelastung gültig ist, und somit auf reale Verbindungen als Grenzwert übertragen werden kann.

Durch die reine Flankennormalbeanspruchung treten ausschließlich Druckspannungen σ_y senkrecht zur Flankenoberfläche auf. Sie sind in der Größe durch die maximale Flankenpressung festgelegt, $\sigma_y = p_{max}$. Voraussetzungsgemäß sind keine Reibkräfte vorhanden, sodaß weder an der Flankenoberfläche Schubspannungen noch an den übrigen Elementkanten zugeordnete Schubspannungen auftreten,

$$\sigma_x = \sigma_y = 0.$$

Der entsprechende Mohr'sche Spannungskreis ist in **Bild 6** dargestellt. Die maximale Schubspannung tritt unter einem Winkel von $\alpha = 45^\circ$ zur Flankenoberflä-

che auf. Dieser Winkel stellt den oberen Grenzwert für den Schubspannungsfreien Fall dar.

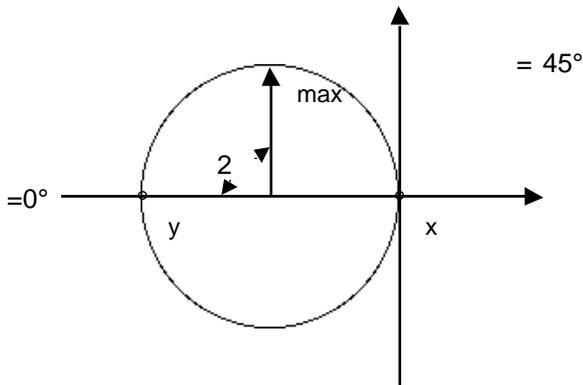


Bild 6: Mohr'scher Spannungskreis ohne Reibung

- Im zweiten Schritt wird zur Erfassung dieser realen Bedingungen zusätzlich eine Flankenreibkraft eingeführt, Bild 5 unten. Unter den oben gemachten Voraussetzungen ohne Axialbewegung soll auch hier von einem ebenen Spannungszustand ausgegangen werden.

Das Flächenelement dA, Bild 5, ist wiederum durch die Druckspannung $y=p_{max}$ belastet. Zusätzlich tritt im Reibungsfall an der Flankenoberfläche die Schubspannung y_x auf, der über die Gleichgewichtsbedingungen am Flächenelement dA die Schubspannungen x_y und y_x an den übrigen drei Kanten zugeordnet sind. Die Schubspannung y_x kann über die vorliegende Flächenpressung p_{max} und den Reibungskoeffizienten μ bestimmt werden, gemäß

$$y_{xmax}=p_{max} \cdot \mu.$$

Diese Formel ist für die Betriebszustände I und II gültig. Die Betriebszustände beschreiben nach DIN 5466 die Belastungskombination aus Drehmoment und Querkraft. Im Betriebszustand III, $R_i > R_{igrenz}$, ist das Produkt aus Flächenpressung, Fläche und Reibungskoeffizient größer als die angreifende Querkraft. Es treten theoretisch keine Relativbewegungen zwischen Wellen- und Nabenflanken auf und die Schubspannung y_{xgrenz} ist im Betriebszustand III durch die Querkraft Q begrenzt, gemäß:

$$y_{xgrenz}=Q/A$$

Damit gilt für die am Flächenelement dA angreifende Schubspannung y_x

$$0 < y_x \leq y_{xmax}=p_{max} \cdot \mu$$

mit der zusätzlichen theoretischen Begrenzung im Betriebszustand III

$$y_x \leq y_{xgrenz}=Q/A$$

In Bild 7 ist ein entsprechender Mohr'scher Spannungskreis mit $y_x \neq 0$ dargestellt. Die maximale Schubspannung tritt hier unter einem Winkel $0 < \mu < 45^\circ$ auf, abhängig von der Oberflächen-Schubspannung. Je größer die Oberflächen-Schubspannung ist, desto kleiner wird der Winkel μ , d.h. desto flacher verläuft der Riß in der Flankenoberfläche.

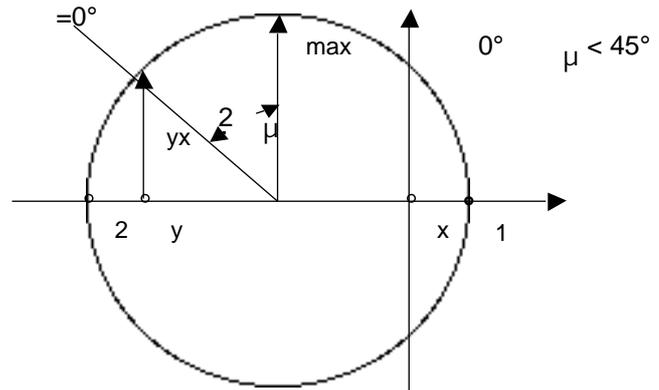


Bild 7: Mohr'scher Spannungskreis mit Reibung

Aus diesen Betrachtungen des reibungsfreien und reibungsbehafteten Flankenkontaktes wird auch deutlich, daß neben der Flächenpressung der Reibungskoeffizient im Kontakt einen erheblichen Einfluß auf die Werkstoffbelastung hat. Eine Verdoppelung des Reibungskoeffizienten bedeutet ca. die 1,5-fache Schubspannungsbelastung.

/2/ und /3/, deren Reibkorrosionsuntersuchungen dem Flankenkontakt bei Zahnwellen-Verbindungen sehr ähnlich sind, haben für die trockene Reibung von Stahl auf Stahl Reibungskoeffizienten von $\mu=0,7 \pm 0,3$ ermittelt. Fettgeschmierte Paarungen (SHELL Fett IV) lagen ebenso bei $\mu=0,7$. Günstigere Werte wurden nur mit Öl $\mu=0,15 \dots 0,3$ und einer relativ dicken zwischengelegten PTFE-Folie $\mu=0,13$ erreicht.

Literatur

/1/ Funk, W.: Der Einfluß der Reibkorrosion auf die Dauerhaltbarkeit zusammengesetzter Maschinenelemente, Dissertation, TH Darmstadt 1968
 /2/ Kreitner, L.: Die Auswirkung von Reibkorrosion und von Reibdauerbeanspruchung auf die Dauerhaltbarkeit zusammengesetzter Maschinenteile, Dissertation, TH Darmstadt 1977
 /3/ Julius, A.: Zum Mechanismus des Reibdauerbruchs, Dissertation, TH Darmstadt 1972
 /4/ Zapf, R.: Betriebs- und Verschleißverhalten flankenzentrierter Zahnwellenverbindungen mit Schiebesitz, Dissertation, TU Claus-thal 1986
 /5/ Dietz, P.: Die Berechnung der Zahn- und Keilwellenverbindungen, Büttelborn 1978, Selbstverlag des Verfassers