

# GERÄUSCHENTWICKLUNG VON VERZÄHNUNGEN: NICHTS SEHEN, NICHTS HÖREN, NICHTS SAGEN ...



Vielleicht erinnert sich der geneigte Leser an die drei Affen, die entweder nichts sehen, nichts hören oder nichts sagen. Oft kommt einem die Suche nach dem Geräuschverhalten von Verzahnungen genauso vor. Kriterien zur Qualitätsbewertung einer Zahnrad-Paarung gibt es reihenweise. Mancher Hersteller hat in firmenspezifischen Auswertmethoden sein Know-how versteckt, um das eine oder andere geometrische Merkmal zu bewerten. Doch welche geometrischen Merkmale eignen sich überhaupt für eine Korrelation?

Je genauer ein Zahnrad ist, desto besser muss es sein, so wünscht man sich das als Qualitätsverantwortlicher. Die Devise „Je genauer, desto besser“ scheint seit einiger Zeit aber nicht mehr zuzutreffen. Vor allem seit das Geräuschverhalten eines Getriebes ganz im Fokus der Fahrzeugakustiker steht, ist klar geworden, dass Qualität und Geräuschverhalten nicht Hand in Hand laufen. Für manchen Produktionsverantwortlichen ist so ein täglicher Kampf der Fertigung gegen den End-of-Line-Prüfstand entstanden, der teilweise Züge von Don Quichotes Duell gegen die Flügel der Windmühlen hat. Umso ärgerlicher ist es, wenn das ein oder andere Getriebe mit nur durchschnittlicher Zahnrad-Qualität im Fahrzeug zu einem sehr akzeptablen Geräuschverhalten führt, während qualitativ hochwertige Zahnräder als unangenehme Lärmquellen auffallen. Woran liegt es also?

Geräusche von Verzahnungen können nur durch den Zahnkontakt entstehen. Da der Zahnkontakt durch die Form der Zahnflanken gegeben ist, sollte man meinen, aus der Geometrie der Zahnflanken das Geräuschverhalten einer Zahnrad-Paarung vorhersagen zu können. Die Praxis lehrt aber, dass die klassische Zahnrad-Messung nur ein geeignetes Instrument zur Steuerung der Produktion ist und leider nicht für die Vorhersage des Geräuschverhaltens geeignet ist.

Trotzdem werden vielerorts die Toleranzen für die Geometrie der Zahnflanken und des Radkörpers immer weiter eingengt – in der Hoffnung, dass eine genauere Geometrie Besserung bringt.

In diesem Artikel versuchen wir, dem Thema Geräuschanalyse näherzukommen. Es ist unbestritten, dass die Geräusche immer aus dem Zahnkontakt kommen müssen. Folglich müssen wir uns auf die Suche nach Ursachen für eine gestörte Drehübertragung zweier Zahnräder machen und Mittel und Wege suchen, die

Eigenschaften der realen Drehübertragung objektiv zu beschreiben, zu messen und gleichzeitig Ursachen für Störungen zu finden, seien sie auch noch so klein.

## Verzahnungsauslegung: Drehfehler-Analyse ...

Im Mittelpunkt der Verzahnungsauslegung eines Kegelrad-Satzes steht immer der Ease-Off. Diese Darstellung des drehfehlerfreien Minimalabstandes zweier kämmender Flanken ist für den Auslegungssingenieur so anschaulich wie bedeutend (siehe Abbildung 1).

Man erkennt am Ease-Off sofort die Flankenform-Modifikationen und bekommt einen ersten Eindruck von der Empfindlichkeit auf fertigungsbedingte oder lastbedingte Verlagerungen zwischen Tellerrad und Ritzel. Andererseits eignet sich der Ease-Off dazu, ein rechnerisches Tragbild und den theoretischen Drehfehler zu bestimmen.

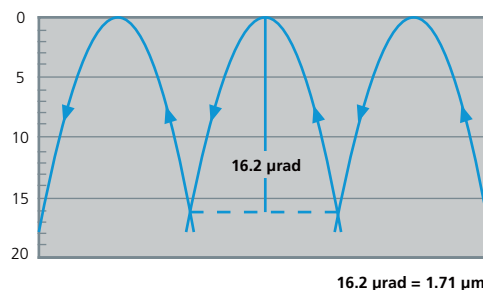
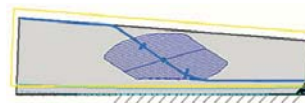
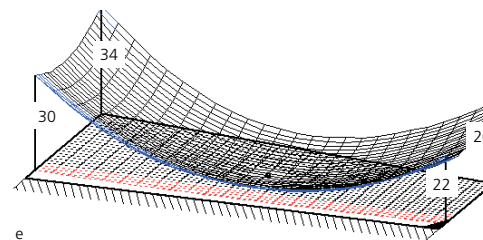


Abb. 1: Ease-Off, Tragbild und Drehfehler

## Nichts hören ...



*Obwohl auf der Messmaschine alles zu sehen ist, gibt es keinen Hinweis auf ein möglicherweise auffälliges Geräuschverhalten.*

Aus dem Ease-Off lässt sich der Drehfehler eines Kegelrad-Paares leicht errechnen. Zu jeder Winkelposition von Rad und Ritzel gibt es einen bestimmten Abstand der Flanken zueinander. Verdreht man nun das Tellerrad so lange, bis es mit der Ritzelflanke in Kontakt kommt, dann berühren sich die kämmenden Flanken in genau einem Punkt. Dieser Punktkontakt ist die Folge der Balligkeiten der Zahnflanken. Hätte man einen Ease-Off mit Kontaktabstand Null, so würden sich die Flanken auf einer Linie berühren. Man würde dann von einer konjugierten Verzahnung sprechen.

Die Linie, auf der alle Kontaktpunkte liegen, wird Berührpfad oder Path-of-Contact genannt. Da zu jedem Punkt auf dem Berührpfad auch ein Ritzel-Drehwinkel gehört, lassen sich mittels der Teilung Beginn und Ende des Eingriffs des jeweiligen Zahnpaars bestimmen.

Projiziert man den Berührpfad auf die Tellerrad-Flanke im Ease-Off, dann ist der Abstand eines Punktes auf dem Be-

rührpfad im Ease-Off der Drehfehler für diese Winkelposition (siehe Abbildung 2). Für klassisch ausgelegte Verzahnungen erhält man einen parabelförmig verlaufenden Drehfehler eines Zahnpaars. Der Drehfehler-Verlauf aller Zähne ergibt sich, indem man den Drehfehler-Verlauf eines Zahnpaars kopiert und um eine Teilung verschiebt. An den Stellen, wo Beginn und Ende des Einzeleingriffs sind, schneidet die Drehfehler-Kurve des nächsten Zahnpaars den aktuellen Drehfehler-Verlauf. So erhält man die in Abbildung 2 dargestellte einhüllende Kurve als lastlosen Drehfehler eines Kegelrad-Paares.

### ... und Ordnungsanalyse

Je nach Auslegung der Zahnflanken ist dieser Drehfehler mehr oder weniger hoch, spitz, breit oder kurz. Solche Attribute eignen sich natürlich nicht für eine quantifizierbare Darstellung eines Drehfehler-Verlaufes. Hier hat sich seit vielen Jahren die Ordnungsanalyse als geeignetes Werkzeug zur Beschreibung periodischer Funk-

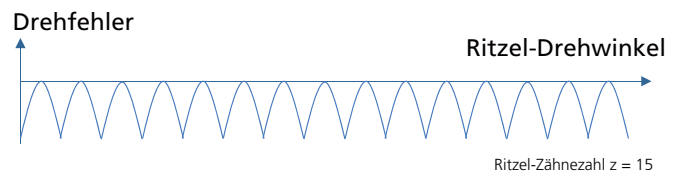
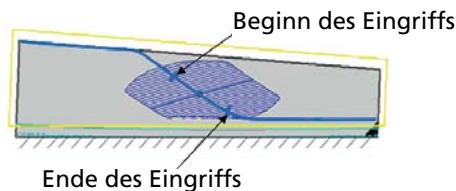
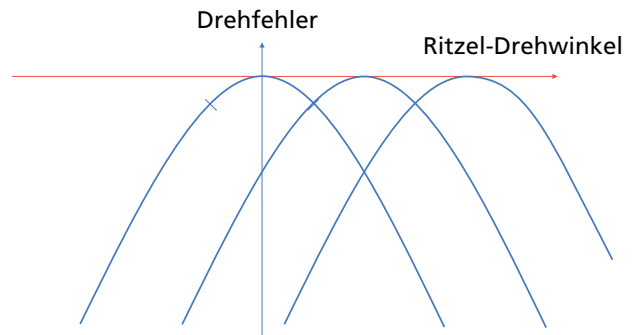
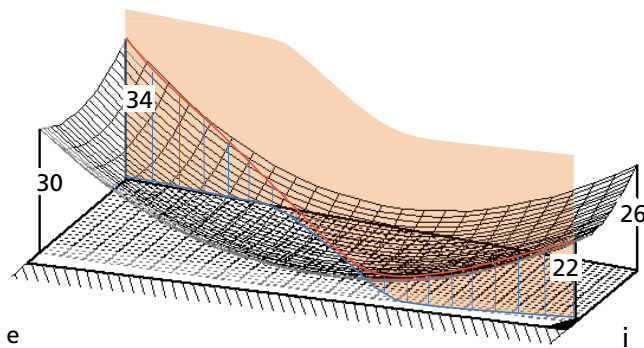


Abb. 2: Berührpfad, Einzeleingriff, Mehrfacheingriff und Drehfehler

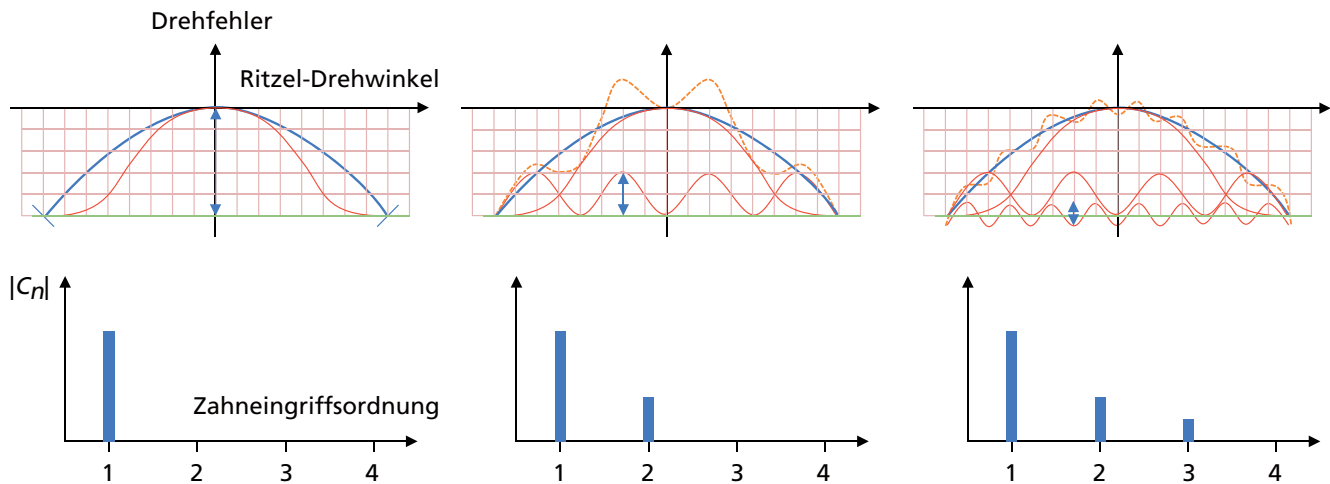


Abb. 3: Ordnungsanalyse eines Drehfehler-Verlaufes

tionen etabliert. Die Ordnungsanalyse beruht auf der Fourier-Transformation. Der französische Mathematiker Joseph Fourier postulierte in seiner Arbeit, dass sich jede periodische Funktion aus harmonischen Sinusschwingungen verschiedener Phase, Amplitude und Frequenz zusammensetzen lässt (siehe Abbildung 3).

Die blaue Kurve ist der Drehfehler-Verlauf eines Zahnpaars. In einem ersten Schritt wird eine Sinuskurve mit einer Wellenlänge, die der Länge des Zahneingriffes entspricht, gesucht. Amplitude und Phase sind so zu wählen, dass die Sinuskurve möglichst nahe an die blaue Kurve herankommt. Die Amplitude dieser Sinuskurve wird als erste Ordnung bezeichnet. In immer wiederkehrenden Schritten werden nun Sinuskurven mit jeweils halber Wellenlänge des vorangegangenen Schrittes gesucht, sodass die Addition aller vorherigen Sinuskurven möglichst nahe an die blaue Kurve des Drehfehlers herankommt. Jede Amplitude wird dabei als eine Ordnung bezeichnet. In Abbildung 3 ist die Summenkurve als gestrichelte rote Linie dargestellt. Wie bereits weiter oben erwähnt, hat Fourier die These aufgestellt, dass man jede periodische Kurve, wie sie der Drehfehler nun einmal ist, als Menge unendlich vieler Sinuskurven mit immer kürzerer Wellenlänge exakt beschreiben kann.

Dieses Prinzip hat man sich zu eigen gemacht und beschreibt den Drehfehler-Verlauf durch die Höhe der Ordnungen. Die  $n$ -te Ordnung entspricht dabei der Amplitude der Sinusfunktion mit der Wellenlänge  $1/n$ . Somit haben wir zur Beschreibung des Drehfehler-Verlaufes ein geeignetes mathematisches, zahlenbasiertes Werkzeug gefunden.

Bei den Fahrzeugakustikern hat sich jedoch eine andere Referenz für die Drehfehler-Beschreibung eines Zahnrad-Paares durchgesetzt: Statt der Zahneingriffsordnung wird eine ganze Umdrehung des Ritzels als Referenz verwendet. Hat man beispielsweise ein Ritzel mit 15 Zähnen, so wird bei Verwendung dieser Referenz die erste Zahneingriffsordnung zur 15ten Ordnung des Ritzels.

Es ist wichtig zu wissen, dass mit dieser Beschreibung des Drehfehler-Verlaufes nur ganzzahlige Vielfache der Zähnezah im Ordnungsspektrum auftreten können. Da bei der Fourier-Analyse immer eine Sinusfunktion mit halber Wellenlänge von Ordnung zu Ordnung die Basis ist, wird niemals eine Ordnung auftreten können, die nicht durch die Zähnezah teilbar ist.

## Nichts sehen ...



*Bei der Einflanken-Wälzprüfung erhält man eine Ordnungsanalyse mit Zahneingriffs- und Geisterordnungen. Man „hört“ quasi die Verzahnung, nur gibt es leider keinen, der einem sagt, woran es liegt.*

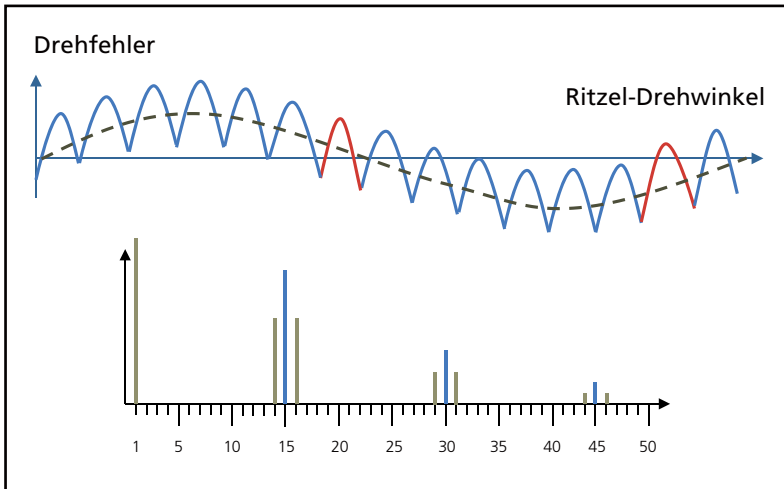


Abb. 4: Rundlauf-Fehler

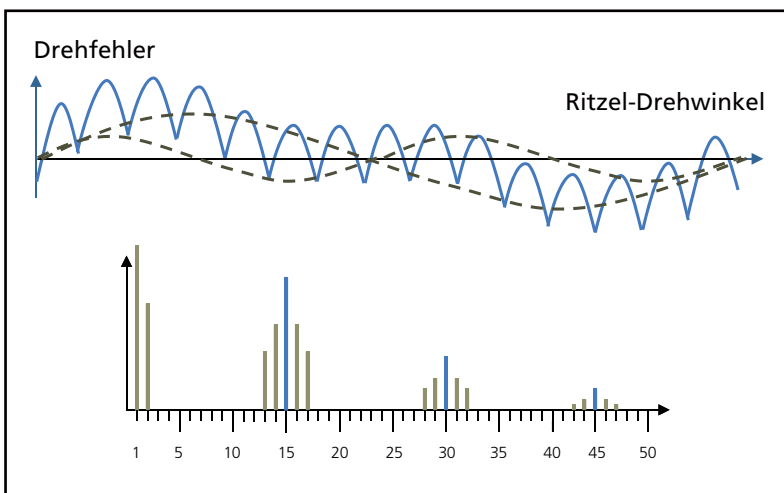


Abb. 5: Rundlauf-Fehler und Doppelschlag

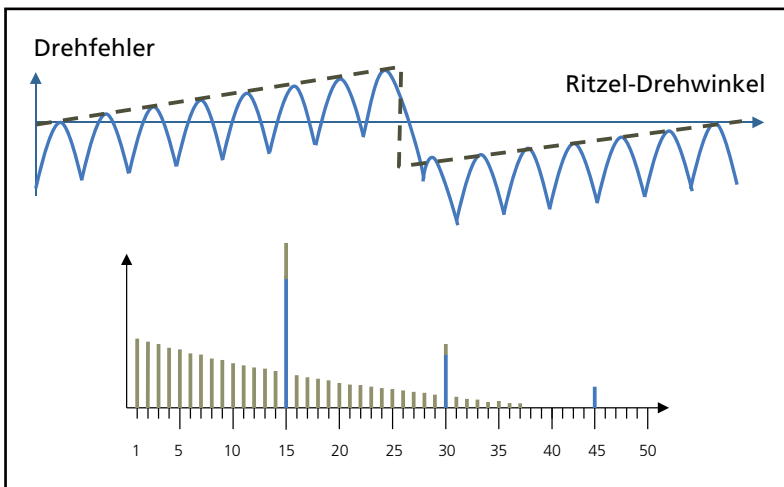


Abb. 6: Teilungsfehler

## Fertigungsfehler: Ungenauigkeiten ...

Noch sind wir in der schönen Welt der Zahnrad-Auslegung und wissen nichts von Fertigungsungenauigkeiten, die unseren Drehfehler-Verlauf von Zahn zu Zahn spürbar verändern. Wie wirken sich nun Fertigungsfehler aus? Was geschieht beispielsweise bei einem Rundlauf-Fehler der Verzahnung, der sich durch eine exzentrische Aufspannung in der Bearbeitungsmaschine ergibt?

Abbildung 4 zeigt den Drehfehler-Verlauf für ein Bauteil mit Rundlauf-Fehler. Die einzelnen Zahneingriffe sind nicht mehr geradlinig nebeneinander wie in Abbildung 2, sondern entlang einer Sinuskurve „aufgefädelt“. Manche Zahnpaare erzeugen einen kürzeren und wenig großen Drehfehler, manche haben einen längeren Eingriff mit einem größeren Fehler wie an den rot eingezeichneten Verläufen dargestellt. Man spricht hier von einer Amplituden- und einer Frequenzmodulation; in der Ordnungsanalyse macht sich das in Form von Seitenbändern bemerkbar. Der Rundlauf an sich zeigt sich in der ersten Ordnung des Ritzels.

Ist der Rundlauf-Fehler nicht ein einfacher Sinus, entstehen weitere Seitenbänder neben den Zahneingriffsordnungen (siehe Abbildung 5). Neben dem Rundlauf-Fehler ist hier noch ein sogenannter Doppelschlag vorhanden.

Ein anderer Effekt zeigt sich bei Teilungsfehlern. Hier entstehen keine Seitenbänder, sondern viele kontinuierlich abnehmende Ordnungen (siehe Abbildung 6). Solche Teilungssprünge können bei geschliffenen Kegelrad-Verzahnungen oder bei profilgeschliffenen Stirnrädern auftreten. Durch den Verschleiß der Schleifscheibe, die eine Zahnücke nach der anderen bearbeitet, werden die Zähne kontinuierlich dicker, sodass beim Übergang von der ersten zur letzten Zahnücke ein großer Teilungsfehler



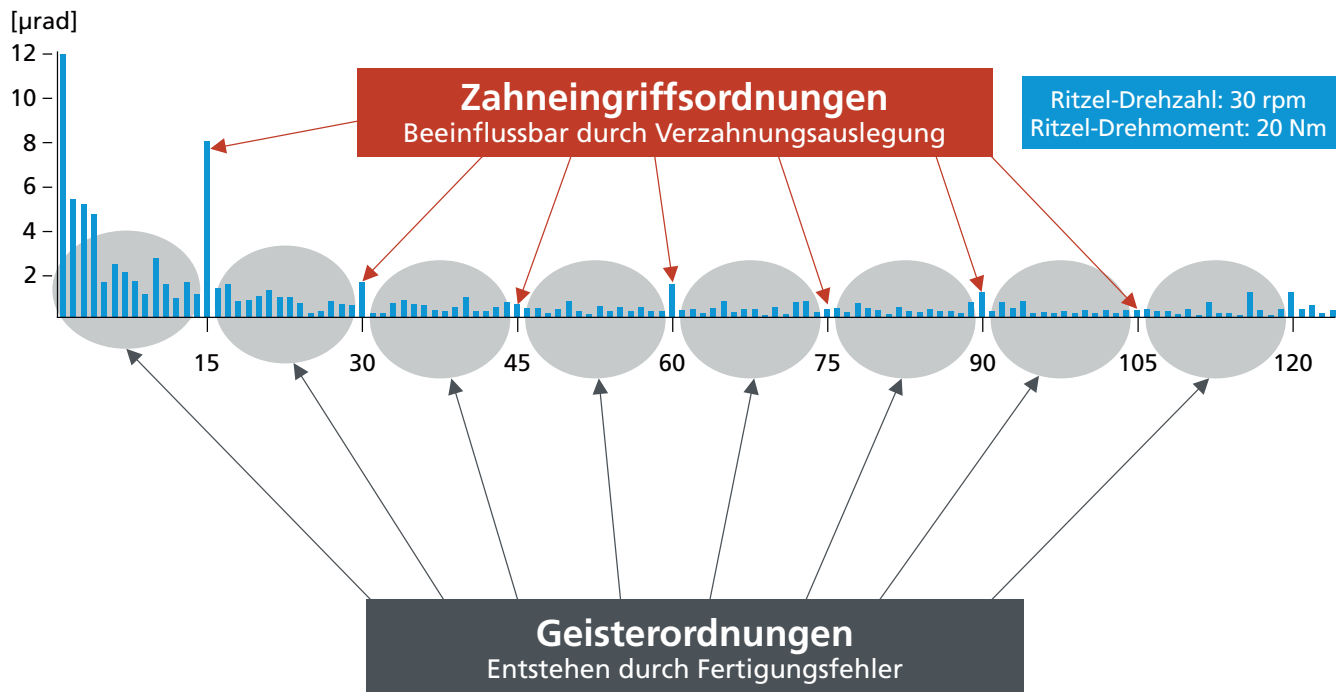


Abb 7: Ordnungen des Zahneingriffs und Geisterordnungen

entstehen kann. Im Ordnungsspektrum ist dies nicht durch Seitenbänder, sondern durch eine Vielzahl an Ordnungen zu sehen.

### ... und Geisterordnungen

Jede Ordnung des Spektrums, die nicht durch die Zähnezahl teilbar ist, wird mangels eines besseren Begriffes als Geisterordnung bezeichnet. Den Geisterordnungen wird bei der Geräuschanalyse besondere Aufmerksamkeit geschenkt, da sie nicht durch eine andere Auslegung der Verzahnungsgeometrie zu beeinflussen sind, sondern durch vielfältige Fertigungsungenauigkeiten wie von Geisterhand erzeugt auftreten.

Abbildung 7 zeigt einen gemessenen Drehfehler-Verlauf einer Verzahnung mit 15 Zähnen am Ritzel. Die Zahneingriffsordnungen sind teilweise deutlich als

15te, 30te, 45te, 60te, 75te, 90te und 105te Ordnung zu erkennen. Dazwischen gibt es jedoch viele weitere Geisterordnungen, die wegen ihrer unklaren Ursache hinsichtlich der Optimierung des Verzahnungsgeräusches nur schwer zu beherrschen sind.

### Der dritte Affe spricht – aber man muss ihn verstehen

Das Bild von den drei Affen ist einigermaßen zutreffend für das Dilemma aus Messtechnik, Laufprüfung und Geräuschursachen. Um den dritten Affen zum Reden zu bringen, muss man das geometrische Merkmal finden, das für die Geräuschentwicklung verantwortlich ist, die vom menschlichen Ohr als so unangenehm empfunden wird.

### Nichts sagen ...



*Wie bringt man jetzt den dritten Affen – der sehen und hören kann – zum Reden?*

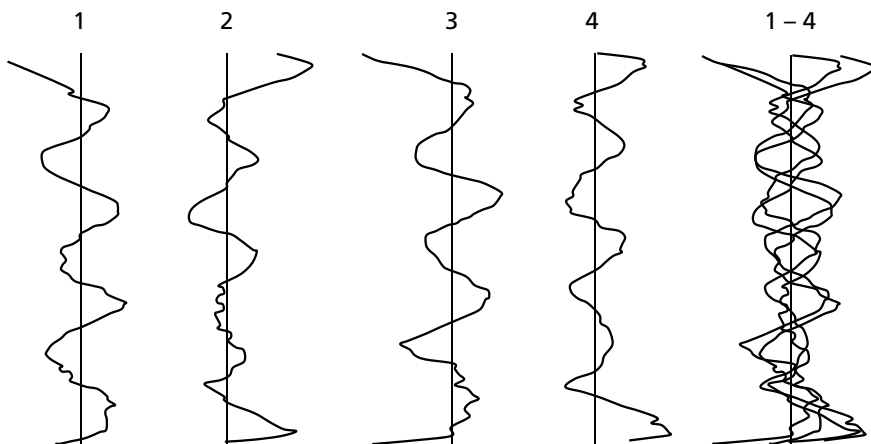
## Messprinzip bei Stirnrädern

Betrachtet man beispielsweise die Profilmessungen eines Stirnrades, lassen sich mehrere Effekte erkennen: Es gibt Formfehler wie Flankenwinkel-Fehler, eine fehlerhafte Balligkeit oder eine nicht korrekte Rücknahme. Erst wenn man die makrogeometrischen Fehler eliminiert, werden Oberflächendefekte auf der Zahnflanke sichtbar.

Abbildung 8 zeigt Profilmessungen, bei denen Formfehler bereits extrahiert wurden. Wenn man, wie im rechten Teil gezeigt, alle Profilmessungen übereinander legt, erkennt auch das geübte Auge nichts mehr. Man könnte vermuten, dass hier die Rauheit der Zahnflanke sichtbar wird. Und mit genau dieser Vermutung begibt man sich auf den Holzweg.

Bei einer Geradverzahnung mit nicht modifizierter Flankenlinie berühren sich lastlos kämmende Zahnflanken auf einer Geraden parallel zum Zahnfuß. Für jeden Drehwinkel des Bauteils ergibt sich eine andere Kontaktlinie. Nimmt man nun die Teilungsmessung hinzu, so kann man für alle Zähne an jedem Punkt auf der Profilmessung einen Drehwinkel des Zahnrades zuordnen. Ordnet man nun entlang des Drehwinkels und der Teilungsmessung alle Profilmessungen an, so ergibt sich die in Abbildung 9 dargestellte Kurve.

Abb. 8: Profilmessungen



Was uns vorher noch als unregelmäßige Oberflächenrauheit erschien, zeigt sich nun als regelmäßige Struktur auf der Zahnoberfläche. Die blaue Linie ist durch den Rundlauf-Fehler der Verzahnung verursacht. Wie uns jedoch die Praxis schmerzhaft lehrte, wird das nicht der Grund für ein lautes Verzahnungsgeräusch sein. In Abbildung 9 ist deutlich eine Welligkeit auf den Zahnflanken zu erkennen – und es hat sich herausgestellt, dass diese Welligkeiten die Ursache für das unangenehme Geräuschverhalten von Zahnrädern sind.

Wendet man nun die vorher beschriebene Methode der Ordnungsanalyse an, um die Aneinanderreihung aller Profilschriebe wiederzugeben, dann erhält man die für das Geräusch wesentlichen Aussagen: Unser dritter Affe fängt langsam an zu sprechen!

Abbildung 10 zeigt die Ordnungsanalyse der Aneinanderreihung der Profilmessungen, aus denen der makrogeometrische Fehler extrahiert wurde. Sehr deutlich ist die erste Ordnung zu erkennen, deren Ursache der Rundlauf-Fehler der Verzahnung ist. Es folgen die sehr kleinen Ordnungen zwei und drei. Die vierte Ordnung weist wiederum eine höhere Amplitude auf. Hier lohnt es sich genauer hinzuschauen. Abbildung 10 zeigt unter dem Ordnungsspektrum als nächstes die vollständige Aneinanderreihung und darunter die Aneinanderreihung abzüglich der ersten, zweiten und dritten Ordnung. Der Welligkeit ist ein seltsamer Vierfachschatz überlagert.

Der Grund für diesen Effekt findet sich lange vor der Bearbeitung der Zahnflanken: Das Schmiedestück, aus dem das Drehteil für dieses Zahnrad hergestellt wurde, entstammt aus einem viereckigen Gussprofil, das durch Schmieden in eine runde Form gebracht wurde. Während der Wärmebehandlung hat sich der Werkstoff sozusagen an seine ursprüngliche viereckige Form erinnert – und so entstanden Härteverzüge, die diesen Vierfachschatz verursachen.

Eliminiert man aus der Aneinanderreihung die Ordnungen 1 bis 4, dann erhält man die unterste Darstellung in Abbildung 10. Hier ist ganz deutlich eine Welligkeit zu erkennen, die mit der 28ten Ordnung auffällt. Tatsächlich verursachte das auch das Geräusch, das im Lauftest der Verzahnung unangenehm auffiel. Da die Zähnezahl dieses Bauteils 33 beträgt, handelt es sich hier um eine echte Geisterordnung, deren Ursache es nun zu finden gilt. Eine Optimierung der Verzahnungsgeometrie wird nicht helfen, das Phänomen in den Griff zu bekommen, da dabei nur Ordnungen, die durch die Zähnezahl teilbar sind, beeinflusst werden können.

Folglich muss dieser Effekt aus Störungen während der Bearbeitung der Zähne kommen. In vielen Fällen liegt die Ursache in der Bearbeitungsmaschine. Es ist außerdem zu beachten, dass die Amplitude dieser Welligkeit sehr klein ist, wir sehen eine Amplitude von weniger als einem Mikrometer. Der Grund dafür sind periodische Unregelmäßigkeiten der Bearbeitungsmaschine. So kann beispielsweise ein Spindellager seinen ursprünglich perfekten Rundlauf durch Verschleiß eingebüßt haben. Manchmal sind auch nicht perfekt abgestimmte Parameter der elektronischen Regelung eines Direktantriebes ausschlaggebend. Hat dieser eine Polpaar-Zahl, die der gesuchten Ordnung entspricht, ist man meist schon an der Wurzel des Übels.

Neben maschinenbedingten Ursachen gibt es auch äußere Einflüsse aus dem Umfeld der Bearbeitungsmaschine. So können in der gleichen Fertigungshalle stehende Maschinen eine Geschosdecke zum Schwingen anregen – und diese Schwingung kann sich unter Umständen auf die Zahnrad-Bearbeitungsmaschine übertragen. Dabei muss einem stets vor Augen sein, dass hier Amplituden von weniger als 1  $\mu\text{m}$  gesucht werden.

Die nächste Auffälligkeit in Abbildung 10 ist die 33te Ordnung. Dies ist nicht verwunderlich, da die Zähnezahl 33 beträgt.

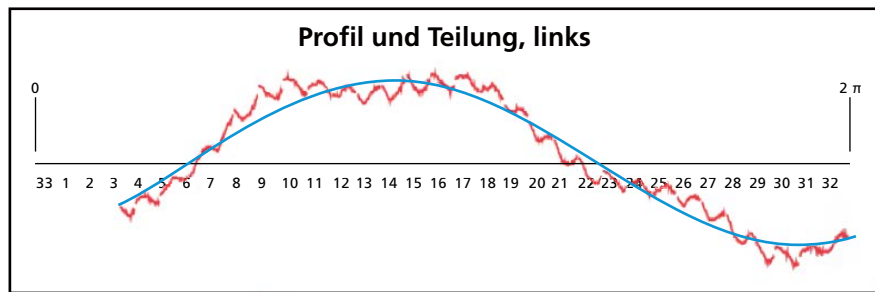


Abb 9: Aneinanderreihung der Profilmessungen bei Berücksichtigung der Teilung

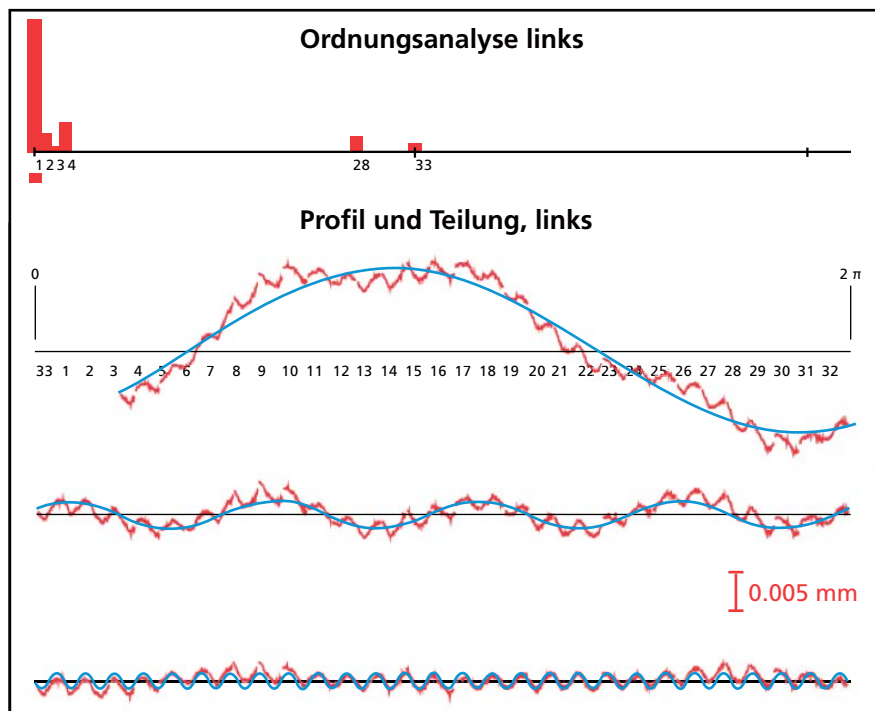


Abb. 10: Ordnungsanalyse der Aneinanderreihung

Wenn man diese Ordnung minimieren will, muss die Verzahnungsoptimierung ans Werk.

## Messprinzip bei Kegelrädern

Bei Stirnrädern gelingt es, durch eine intelligente Aneinanderreihung der Profilmessungen den Ordnungen einer Verzahnung auf die Spur zu kommen. Das ist bei Kegelrädern genauso möglich, wenn statt der Profilmessung der Berührungspfad gemessen und entsprechend ausgewertet wird.



# Neue Methode zur Auswertung von Messergebnissen korreliert schlüssig mit dem Geräuschverhalten.

## Und nun zur Praxis: das dritte Messblatt

Obwohl diese neue Methode zur Auswertung von Messergebnissen schlüssig mit dem Geräuschverhalten korreliert, hat sie doch einen entscheidenden Nachteil: An jedem Zahn muss das Profil eines Stirnrades beziehungsweise der Berührpfad eines Kegelrades gemessen werden. Dieser zeitliche Aufwand ist für die Anwendung der Welligkeitsanalyse im täglichen Betrieb kaum zu rechtfertigen.

Für die Qualitätskontrolle in der laufenden Produktion reicht es aus, wenn nicht an jedem Zahn die Messung durchge-

führt wird. Die Auswertung wird dann einfach auf diesen gemessenen Zahn bezogen. Damit lassen sich natürlich nicht die Ursachen für die Geräuschregung finden, aber es lässt sich feststellen, ob das Zahnrad geräuschlich auffällig sein wird oder nicht.

In dem sogenannten dritten Messblatt (siehe Abbildung 11) wird die Ordnungsanalyse der Verzahnungsmessung für jeden einzelnen Zahn mit ausgegeben. Trotz der Einschränkungen dieser stark vereinfachten Messung wird dieses Verfahren gerne in der Praxis eingesetzt. Da es keine zusätzliche Messzeit kostet und trotzdem wesentliche Informationen aus der Welligkeitsanalyse enthält, ist das Verfahren bei einigen Großserien-Herstellern von Zahnradern im täglichen Einsatz.

Das dritte Messblatt zeigt die Profilmessung, die in Abbildung 11 ohne makrogeometrische Fehler in roter Farbe dargestellt ist, – und für jede Profilmessung gleich daneben auch die Ordnungsanalyse in Form blauer Balken. Es ist zu

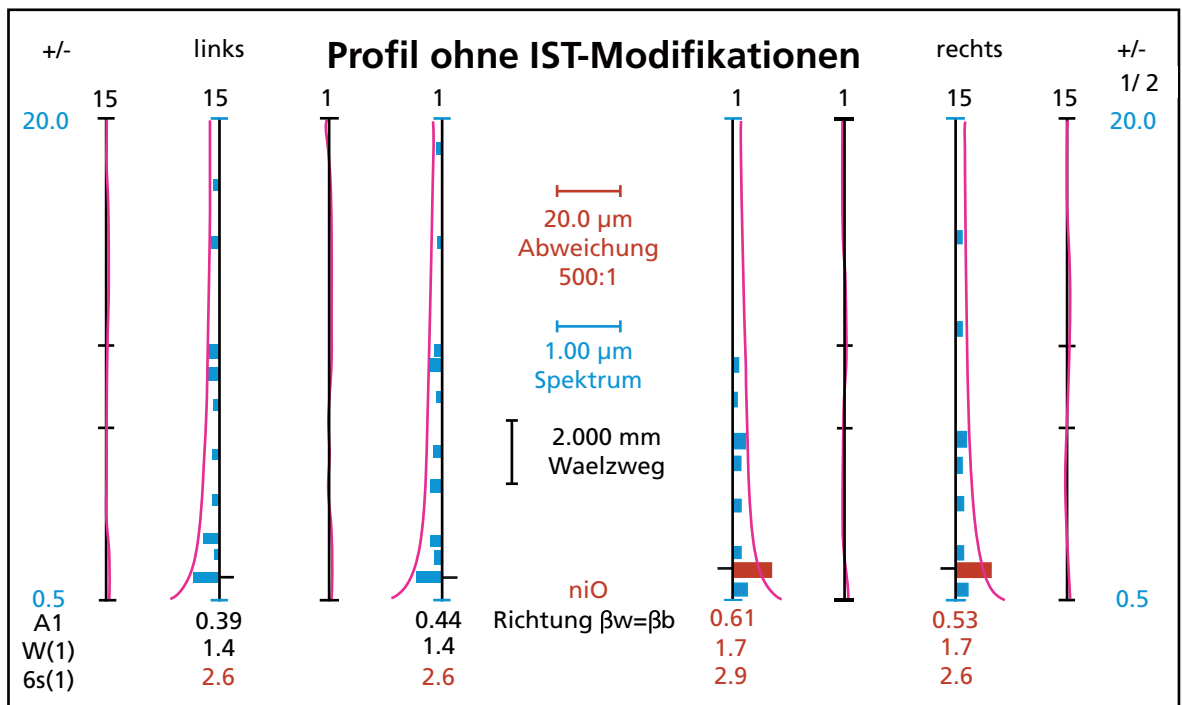


Abb. 11: Drittes Messblatt

beachten, dass die hier gezeigten Ordnungen keine Rückschlüsse auf die Ursache der Welligkeit zulassen. Vielmehr sind sie ein Hinweis, dass Welligkeiten vorhanden sind. Dem Anwender steht es nun frei, ein Toleranzband über den Verlauf der Ordnungen zu legen. Überschreitet eine der Ordnungen das Toleranzband, wird der entsprechende Balken rot markiert.

## Zusammenfassung

Wie in dem Gleichnis mit den Affen fehlen auch bei Zahnrad-Messung und Laufprüfung jeweils entscheidende Fähigkeiten, um die Entwicklung des Geräuschverhaltens bei Verzahnungen einschätzen zu können:

Die Zahnrad-Messung eignet sich hervorragend zur geometrischen Kontrolle der Verzahnung. Die gemessenen Abweichungen gestatten es, die Fertigung in engen Toleranzen prozesssicher zu steuern. Nur leider eignet sich die klassische Zahnrad-Messung überhaupt nicht zur Vorhersage der Geräuschverhaltens – ein sehender Affe, der nichts hört ...

Ganz anders die Laufprüfung. Diese eignet sich hervorragend zur Geräuschbewertung eines Zahnrad-Paares. Woher aber das Geräusch kommt, ist dabei nicht herauszufinden. Es gelingt nicht einmal, das Geräuschverhalten oder Teile davon einem der beiden kämmenden Zahnräder zuzuordnen – ein Affe, der alles hört und nichts sieht ...



Wie gelingt es, geometrische Merkmale zu finden, die das Geräusch verursachen und dazu noch während der Zahnrad-Prüfung messtechnisch erfasst werden können? Es gibt einen Weg, dem dritten Affen eine Stimme zu geben. Das mathematische Grundgerüst dazu liefert die Ordnungsanalyse nach Fourier. Damit lassen sich Welligkeiten im Sub-Mikrometerbereich finden und unterschiedlichen Ursachen zuordnen. Natürlich spricht unser Affe noch kein akzentfreies „Zahnrad-Deutsch“, aber mit ein bisschen Mühe kann man ihn ganz gut verstehen ... ◆



Dr.-Ing. Hartmuth Müller

Head of Technology & Innovation,  
KLINGELNBERG GmbH