

# **Zahnradfestigkeit beim Betrieb in Resonanz und bei Berücksichtigung instationärer Vorgänge am Beispiel eines Mühlengetriebes**

Dipl.-Ing. ETH Hanspeter Dinner, EES KISSsoft GmbH

Dipl.-Ing. ETH Marco Perucchi, DELTA JS AG

## **Zusammenfassung**

In hoch- und unregelmässig belasteten Getrieben stellt die Auslegung der Verzahnung in Bezug auf Festigkeit und Tragbilder erhöhte Anforderungen an die Konstruktion. Geeignete Werkzeuge zur Simulation der Lastverläufe sowie zur Auslegung von Verzahnungskorrekturen und zur Berechnung der Festigkeit sind vorhanden, müssen jedoch geschickt kombiniert und mit einer geeigneten Strategie für Verzahnungskorrekturen angewendet werden.

Bei mehrstufigen Getrieben reicht eine Betrachtung des Getriebes als einzelnes Feder-Massen- / Trägheitselement nicht aus; nur eine Auflösung in Einzelteile erlaubt die Berechnung der in den einzelnen Stufen wirkenden Lastüberhöhungen. Diese wiederum ist notwendig um für jede Stufe und für jeden Zahnradtyp (Kegelräder, Stirnräder, Planetensatz) einen entsprechenden Festigkeitsnachweis zu führen. Dazu werden dynamische Lastanteile der Nennlast überlagert; daraus resultiert dann pro Getriebestufe ein separates Lastkollektiv. Dieses wiederum erlaubt dann eine Schädigungsrechnung. Ziel ist es, noch auf Ebene Torsionsschwingung, Lastüberhöhungen voraussagen und sie in den Nachweisen detailliert für jede Stufe und jeden Zahnradtyp zu berücksichtigen. In der Untersuchung wird ein Kegel-Stirnrad-Planetenge triebe verwendet, diese Konfiguration deckt die häufigsten Zahnradarten ab. Am Beispiel eines Zuckermühlengetriebes mit Leistungsverzweigung wird gezeigt, dass die branchenübliche Verwendung eines pauschalen „Service Factors“ zu ungünstig dimensionierten Verzahnungen führt. Hierzu werden die Berechnungsprogramme MADYN 2000 (Rotordynamik) und KISSsoft (Zahnradberechnung) kombiniert, um rasch und mit überschaubarem Aufwand einen realistischen Festigkeitsnachweis zu führen.

Im vorliegenden Getriebe hat sich gezeigt dass alle Getriebestufen (ausser die Kegelradstufe) bei Berechnung mit einem Lastkollektiv aus der Dynamikrechnung überdimensioniert sind. Bei der Kegelradstufe zeigte sich dass die gesamte Schädigung aus dem Kurzschlussfall resultiert und dass diese Stufe nicht ausreichend dimensioniert ist. In der Kegelradstufe wurden auch die aufgebrachten Modifikationen auf ihre Eignung geprüft, diese waren ausreichend gross ausgelegt.

## 1 Einleitung und Problemstellung

Zuckerrohr wird vor dem Auspressen des Saftes zwischen zwei mit Messern oder Schlagmessern versehenen Walzen geschreddert, siehe Bild 2. Das Schreddern erhöht den Extraktionsgrad (ca. 95%-97% der im Zuckerrohr enthaltenen Saccharose wird gewonnen). Diese Walzen werden von einem Getriebe mit zwei Ausgangswellen angetrieben, sie sind mit dem Schredder über Wellen mit Vierkantenden verbunden. Das Getriebe wird mit einem Elektromotor oder einer Dampfturbine – diese nutzt die Abwärme verschiedener Prozesse in der Zuckergewinnung – angetrieben. Die Anzahl der Messerreihen auf den Schredderwalzen kann variieren, siehe Bild 3. Jedes Mal wenn eine Messerreihe in Eingriff kommt, wird der gesamte Triebstrang angeregt. Die Frequenz der Anregung ist damit gleich der Drehfrequenz der Walzen multipliziert mit der doppelten Anzahl Messerreihen pro Walze, da die Reihen zueinander versetzt im Eingriff sind.

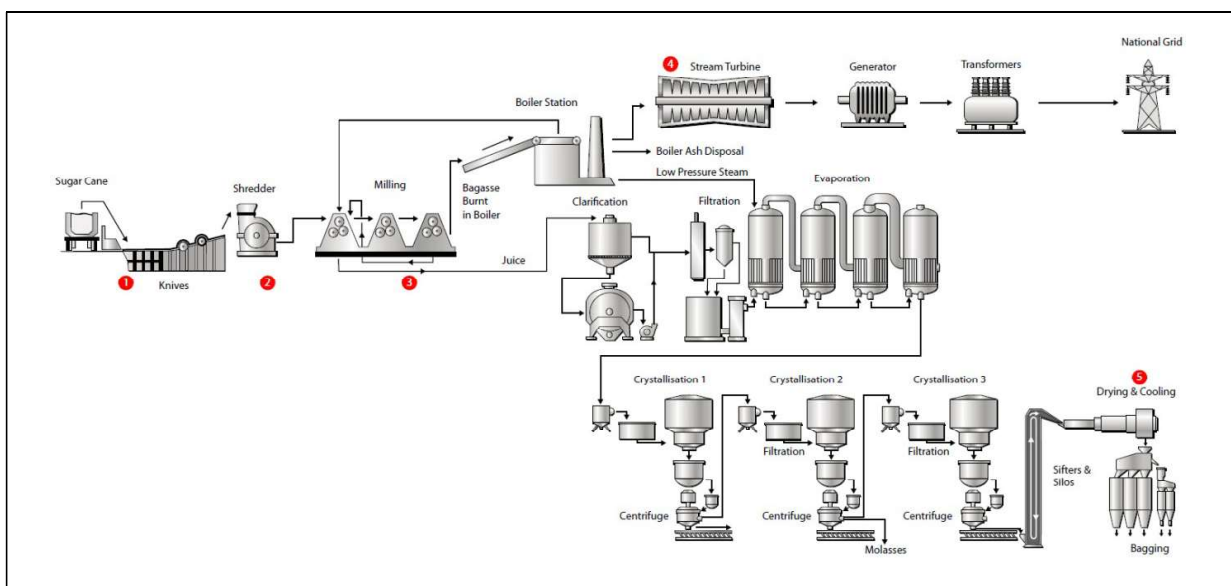


Bild 1 Prozessschema zur Zuckergewinnung, rot markiert: Einsatz von Getrieben [1].

1) Getriebe, zuschneiden des Zuckerrohrs 2) Getriebe für Schredder 3) Getriebe für Walzen / Presse 4) Getriebe zwischen Dampfturbine und Generator 5) Getriebe für Kühlgebläse



Bild 2 Links: Transport des Zuckerrohres. Mitte: Zuführung zum Schredder. Rechts: Schredder mit zwei Rollen, gefolgt von der Presse mit drei Rollen.



Bild 3 Oben: Schredder Rollen unterschiedlicher Konstruktion und mit unterschiedlicher Anzahl Messer.

Für den Antrieb der Walzen werden typischerweise Getriebe mit Leistungsverzweigung eingesetzt. Deren Auslegung basiert auf einer Nennlast und – in Indien – einem „Service Factor“, der typischerweise auf 2.50 gesetzt wird. Der „Service Factor“ entspricht dabei dem Anwendungsfaktor KA. Die Auslegung des Getriebes erfolgt mit diesem Lastfaktor um sicherzustellen, dass das Getriebe dem rauen Betrieb gewachsen ist. Für die Auslegung der Lager, Wellen und Zahnräder ist dieser einfache Ansatz sehr praktisch und hat sich bewährt, wenn auch zu vermuten ist, dass einzelne Komponenten überdimensioniert sind. Die Verwendung eines nicht weiter verifizierten Lastfaktors ist aber nicht ideal für die Auslegung der Verzahnungsmodifikationen.

- Als zusätzlicher Lastsicherheitsfaktor ist der Wert 2.50 erfahrungsgemäss sinnvoll. Im Normalbetrieb ist die Lastüberhöhung durch die dynamische Anregung wohl tiefer, eine Auslegung der Verzahnung ist wohl konservativ
- Die dynamische Anregung im Getriebe wird für unterschiedliche Stufen unterschiedlich sein. Die Verwendung eines einzelnen Lastfaktors für alle Stufen kann zu nicht optimalen Verzahnungsmodifikationen führen.
- Bei Blockaden oder Kurzschlüssen kann die Überlast wesentlich höher als 2.50 sein, auch für diesen Fall ist die Angabe dieses Faktors nicht ausreichend für eine Auslegung der Verzahnungsmodifikationen.

Das Ziel der unten gezeigten Untersuchungen ist es, für verschiedene Betriebszustände realistischer Lastüberhöhungsfaktoren für die einzelnen Getriebestufen separat zu berechnen. Mittels dieser berechneten Lastüberhöhungsfaktoren werden dann die einzelnen Stufen optimiert.

## 2 Aufbau des Getriebes und Modellierung

Das hier betrachtete Getriebe besteht aus drei Bereichen

- Eingangsstufe, Kegelradstufe
- Planetenstufe, Leistungsverzweigung
- Abtriebsstufe(n), Leistungszusammenführung und Ausgang

Dem Getriebe vorgeschaltet ist ein Elektromotor, nachgeschaltet sind Verbindungellen und die mit den Messern versehenen Walzen. Das in Bild 4 gezeigte Schema des Getriebes zeigt die Komponenten wie folgt: Der Elektromotor wird über eine Kupplung mit der Kegelritzelwelle verbunden. Das Ritzel p1 treibt das Kegelrad g1 auf der Kegelradwelle an.

Diese ist über eine Kupplung mit der Sonnenwelle und dem Sonnerad zs verbunden. Der Planetenträger ist im Hohlrad (respektive im Gehäuse in dem auch das Hohlrad zr integriert ist) gelagert und dreht. Aussen am Hohlrad ist eine Aussenverzahnung p2 angebracht die eine Zwischenwelle s31 (diese wird durch das Zahnrad g2 angetrieben, der Abtrieb erfolgt am Zahnrad p31) treibt. Am Ausgang des Planetenträgers ist eine Stirnradritzelwelle mit dem Zahnrad p32 eingesetzt die das Rad g3 antreibt. Im Rad g3 wird die Leistung wieder summiert. Dieses Rad g3 wird ebenfalls von der o.g. Zwischenwelle, respektive dem Ritzel p31, angetrieben. Der Abtrieb erfolgt über ein Zahnradpaar p4 / g4 mit gleicher Zähnezah in beiden Rädern. Die Verzweigung der Leistung über den Planetenträger und das aussen am Hohlrad angebrachte Stirnrad p2 erlaubt die Verwendung kleinerer Komponenten.

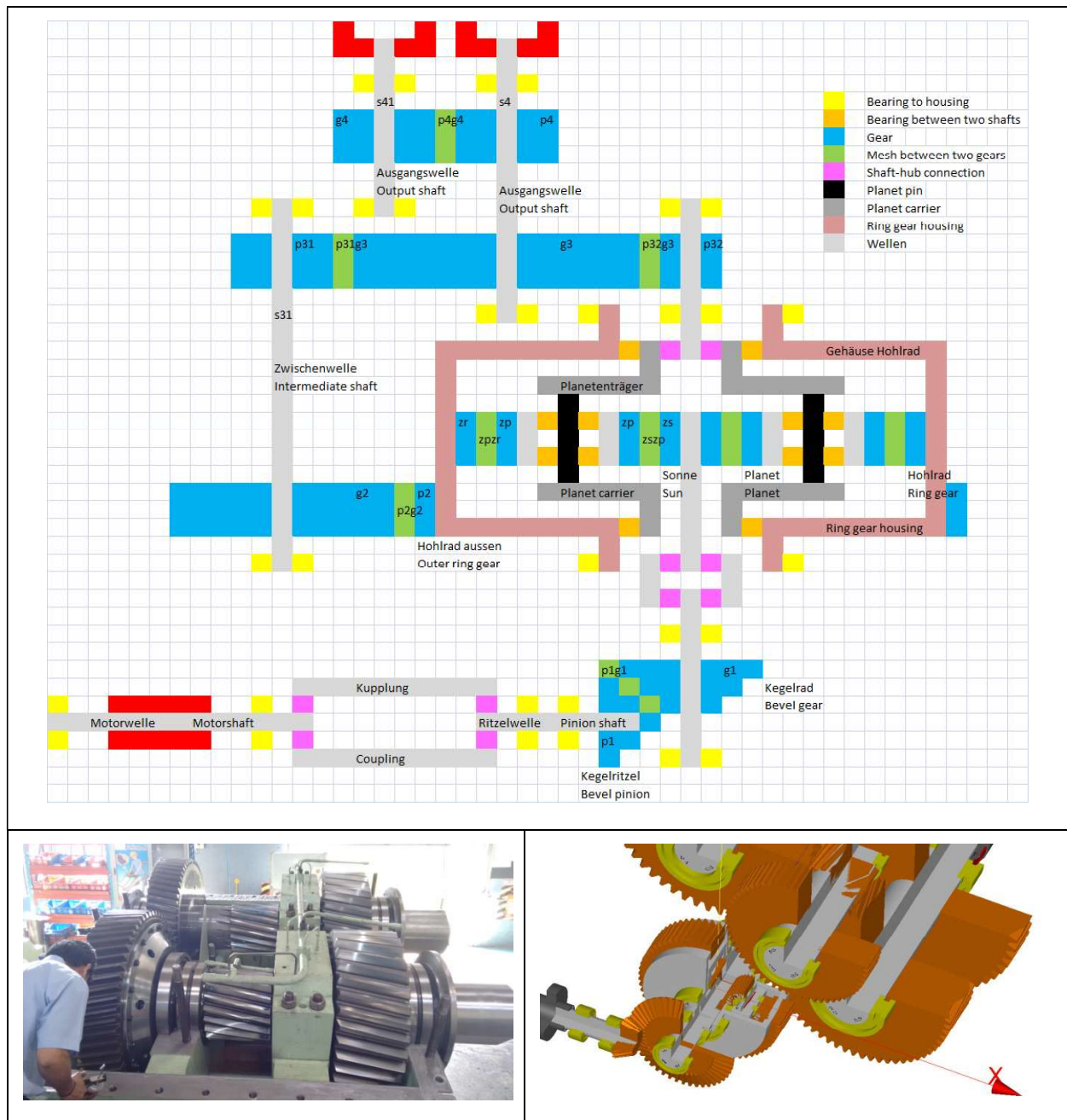


Bild 4 Oben: Schema des Getriebes. Links: Montage des Getriebes. Rechts: Detailansicht des statischen Modells, Kegelradstufe und Planetenstufe.

Basierend auf den Einzelteilzeichnungen, Angaben zu den Kupplungen und zum Elektromotor wurden zwei Berechnungsmodelle erstellt. Für die statischen Berechnung und die Optimierung der Verzahnung wird KISSsoft/KISSsys [3], Bild 5, oben verwendet. Für die dynamischen Berechnungen wird MADYN 2000 verwendet [4] , Bild 5, unten. Das statische Modell erlaubt den normgerechten Festigkeitsnachweis bei gegebenen Lasten, das dynamische Modell wird für die Bestimmung dieser Lasten verwendet.

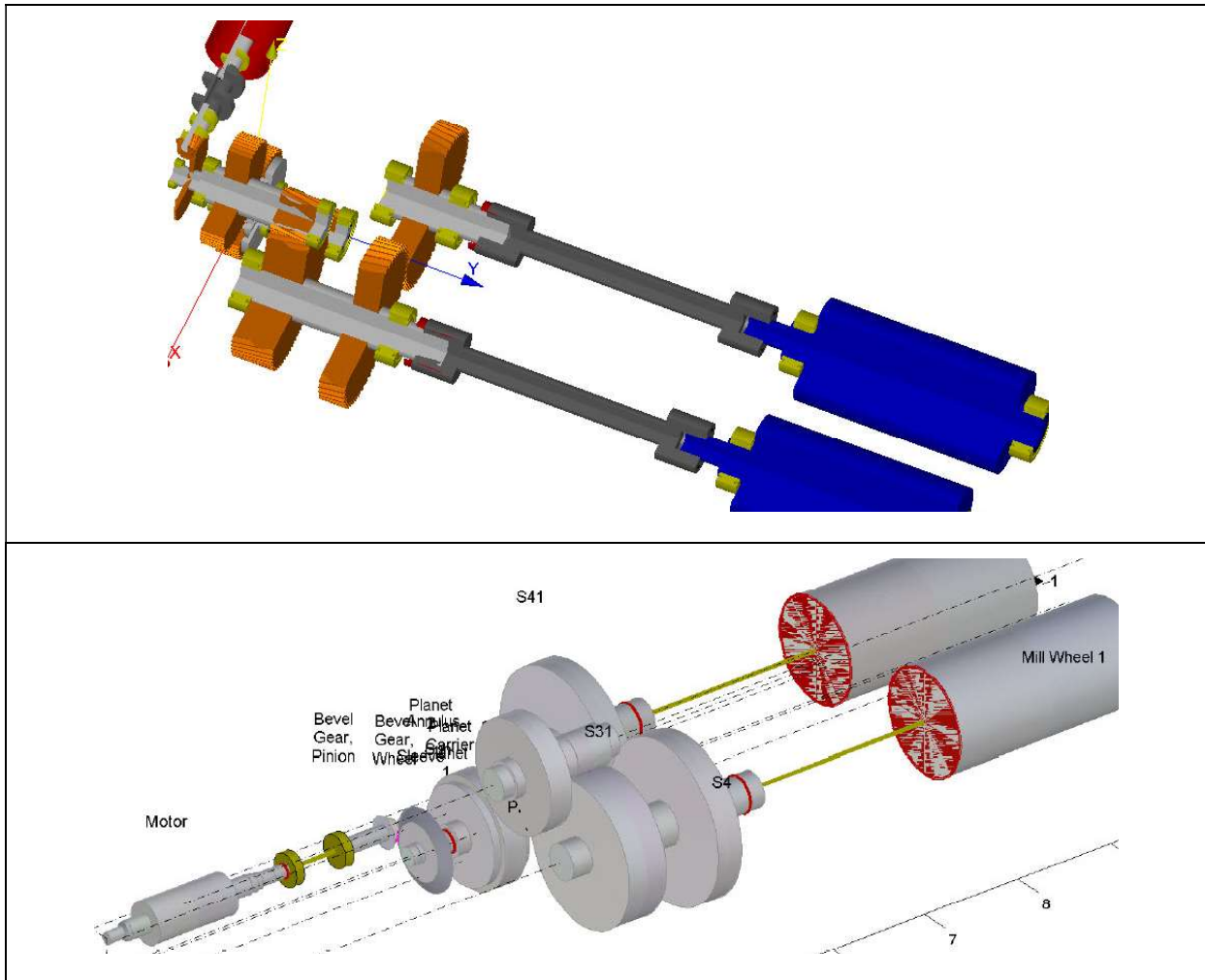


Bild 5 Oben: Statisches Berechnungsmodell des Stranges in KISSsys. Unten: Dynamisches Berechnungsmodell in MADYN 2000.

### 3 Eigenfrequenzberechnung mit dem dynamischen Modell

Mit dem dynamischen Modell wurden in einem ersten Schritt die Eigenmoden und Eigenfrequenzen des Gesamtsystem (mit / ohne Schreddergut) berechnet. Die tiefen Eigenfrequenzen resultieren aus den grossen Trägheiten der Walzen und den kleinen Steifigkeiten der Verbindungswellen zu den Walzen, siehe Bild 6. Die nächsthöheren Eigenfrequenzen folgen aus den hohen Trägheiten der Zahnräder der letzten Stufe, siehe Bild 7. Erst bei höheren Modi finden die Schwingungen in den schnelleren Stufen des Getriebes statt, siehe Bild 11.

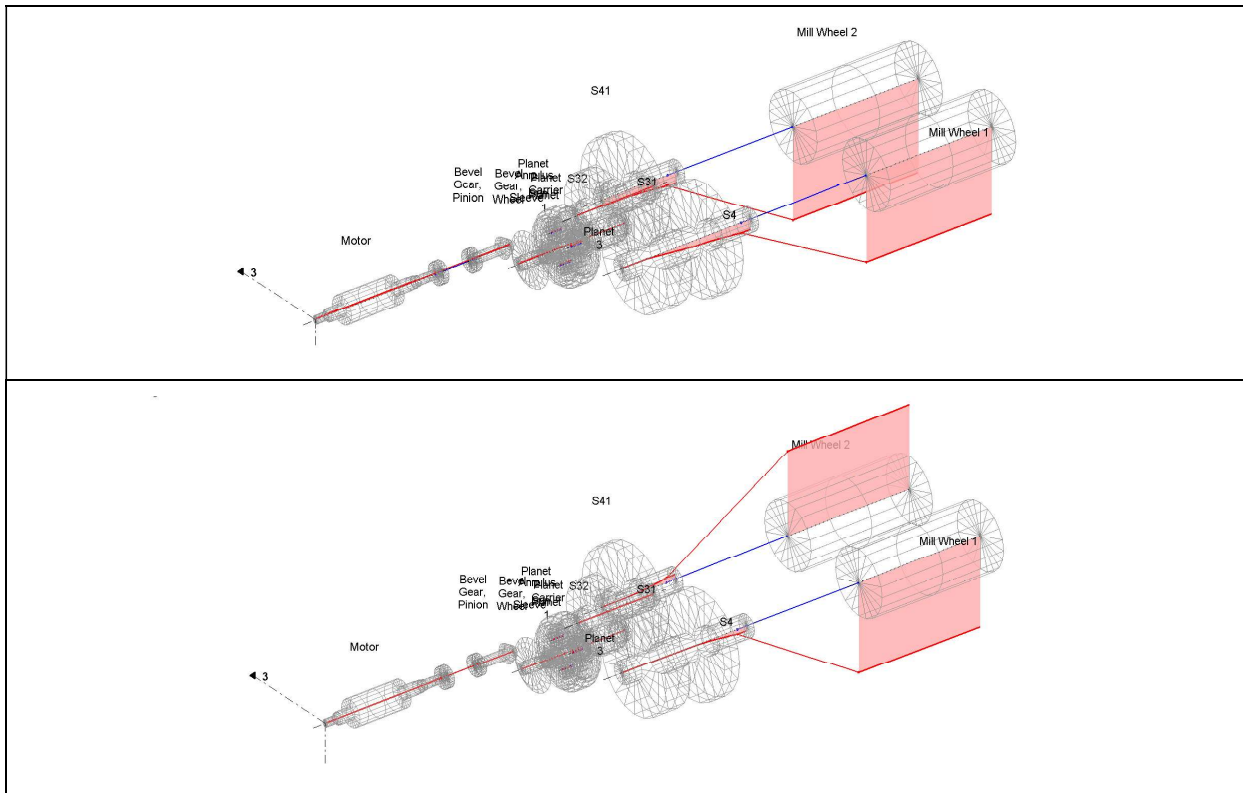


Bild 6 Die ersten zwei Eigenmodi mit Eigenfrequenz 12.03Hz und 12.47Hz. Die Walzen bewegen sich einmal in Phase, einmal gegenphasig.

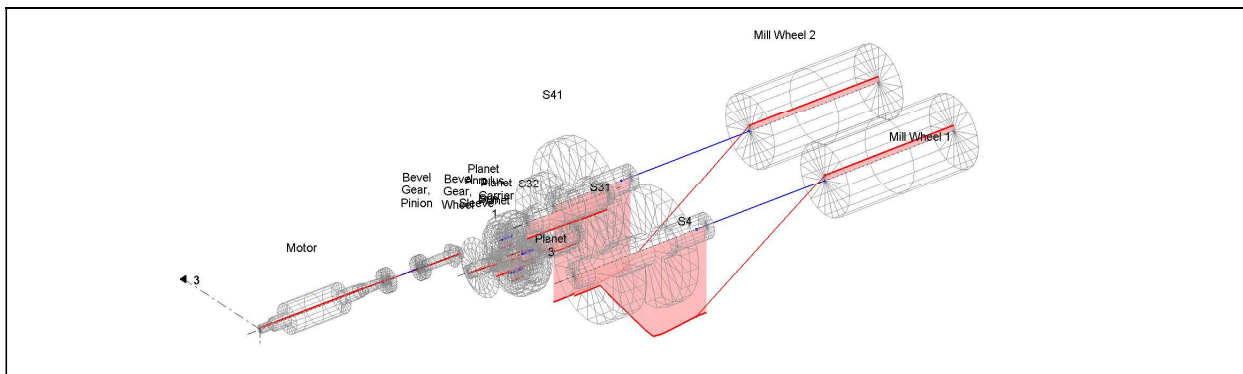


Bild 7 Dritter Mode, Schwingungen in der letzten Getriebestufe mit Eigenfrequenz 52.01Hz.

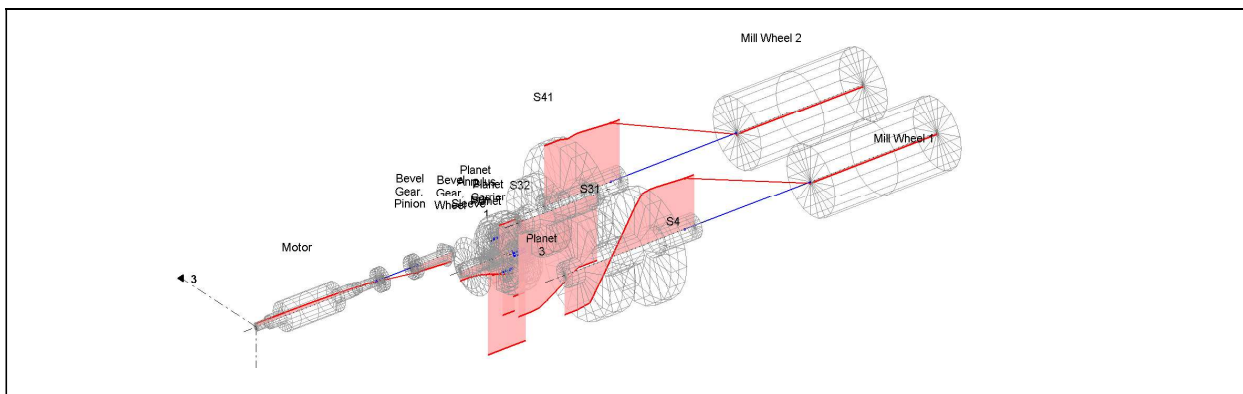


Bild 8 Vierter Mode, Schwingungen im Getriebe mit Eigenfrequenz 74.77Hz.

Einen Vergleich der Eigenfrequenzen mit den erregenden Frequenzen zeigt Bild 9. Als erregende Frequenzen eingetragen sind die Frequenz der Eingriffe der Messer auf der Walze, die Zahneingriffsfrequenzen, die Wellendrehzahlen und die Netzfrequenz

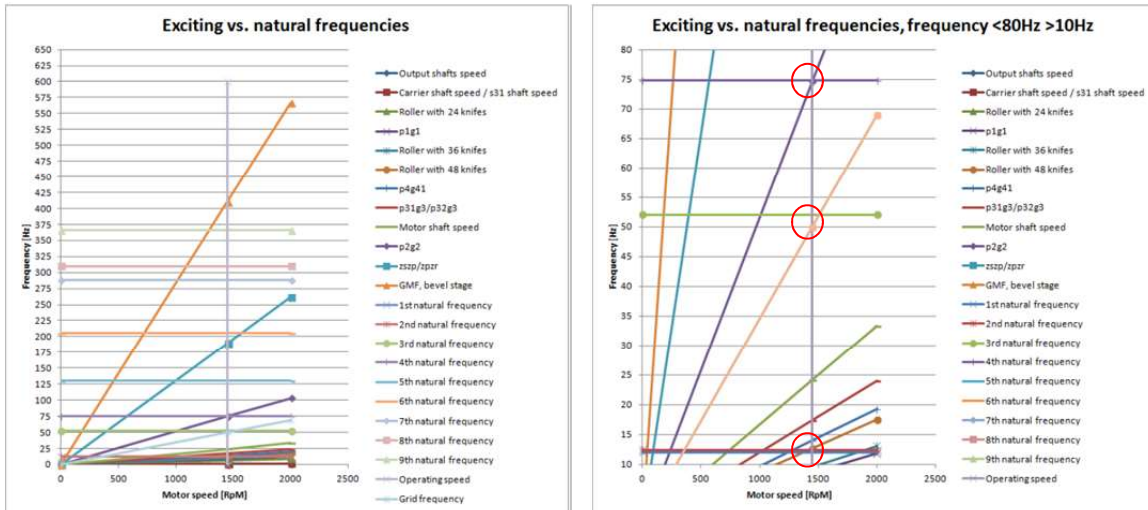


Bild 9 Vergleich der Eigenfrequenzen mit den erregenden Frequenzen.

Drei Stellen sind von besonderem Interesse (siehe Bild 9, rechts unten, rot markiert):

- 1) Zusammentreffen der zweiten Eigenfrequenz (12.47Hz) und erregende Frequenz „Roller with 48 knives“ im Nennbetrieb
- 2) Zusammentreffen dritte Eigenfrequenz (52.01Hz) und erregende Netzfrequenz (50Hz)
- 3) Zusammentreffen der vierten Eigenfrequenz (74.77Hz) und GMF „Planet stage, outside mesh“ (74.55Hz bei Motorendrehzahl 1450RpM) im Nennbetrieb

Treffen im Nennbetrieb erregende Frequenzen und Eigenfrequenzen aufeinander, ist es sinnvoll, das Getriebe zu verstimmen oder die Frequenz der Anregung zu ändern. D.h. die Steifigkeit und Trägheit der Teile wird verändert, um die Eigenfrequenzen zu verschieben oder aber z.B. die Zähnezahzahl wird verändert, um die erregende Frequenz von der Eigenfrequenz zu entfernen. Sinnvoll ist es hierbei, mittels einer Sensitivitätsuntersuchung festzustellen, welcher Parameter die Eigenfrequenzen wie stark beeinflusst [7]. Im Rahmen dieser Arbeit wird aber angenommen, dass der Triebstrang und sein Betrieb nicht verändert werden kann. Die Frage ist nun, wie stark das Getriebe bei Betrieb in Resonanz belastet wird; eine Frage, die in ähnlichen Untersuchungen gestellt, aber nicht beantwortet wird [5].

## 4 Harmonische Anregung des ersten Mode

### 4.1 Anregung

Messungen der Druckbelastung der Walzen zeigen den in Bild 11 gezeigten Verlauf „experimental“. Ebenso wird das Drehmoment an der Rolle proportional zur Druckkraft angenommen [6]. Bei der Verwendung von Messern, respektive Rollen mit einem kleineren und größeren Durchmesser wie in Bild 3 oben rechts gezeigten Rollen, variiert der Druck auf die Rollen mit dem Spaltmass „e“, Bild 4. Die Variation des Druckes kann als Dreiecksfunktion dargestellt werden, ab dem Eintreten eines Messers bei Winkel  $\beta$  (Bild 11) bis dass das Messer die 6 Uhr Position erreicht wird angenommen dass die Rollenbelastung

linear ansteigt und dann wieder abfällt. Je nach Anzahl der Messer auf der Rolle sind mehrere Messer im Eingriff, die Dreiecksfunktionen überlagern sich und die Variation der Rollenkraft nimmt ab, Bild 11. Die Variation der Rollenkraft für verschiedene Anzahl Messer wurde berechnet und ist in Tabelle 1 aufgeführt. Bei 48 Messern beträgt die Variation der Rollenkraft 12% der nominellen Last, bei 24 Messern ist sie 24%. Da das Drehmoment proportional zur Rollenkraft angenommen wird, ist damit die Variation des Drehmomentes als Amplitude der Anregung bekannt. Ebenso bekannt ist über die Anzahl der Messer und die Drehzahl der Walzen die Frequenz der Anregung. Vereinfachend wird die Anregung mit einer Sinusfunktion angenähert (da jede periodische Funktion als Summe von Sinusfunktionen unterschiedlicher harmonischer Ordnung dargestellt werden kann).

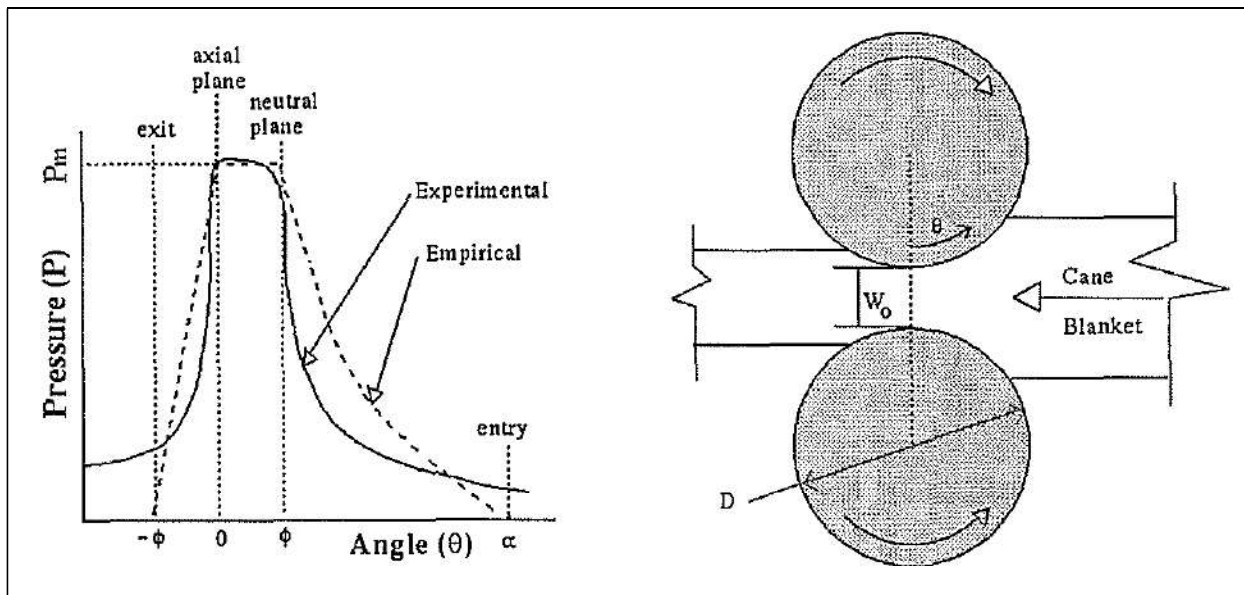


Bild 10 Verlauf der Rollenbelastung beim Eintritt einer Menge Zuckerrohr.



Bild 11 Berechnung der anregenden Frequenz und Abschätzung der Lastüberhöhung in Funktion der Anzahl Messer.

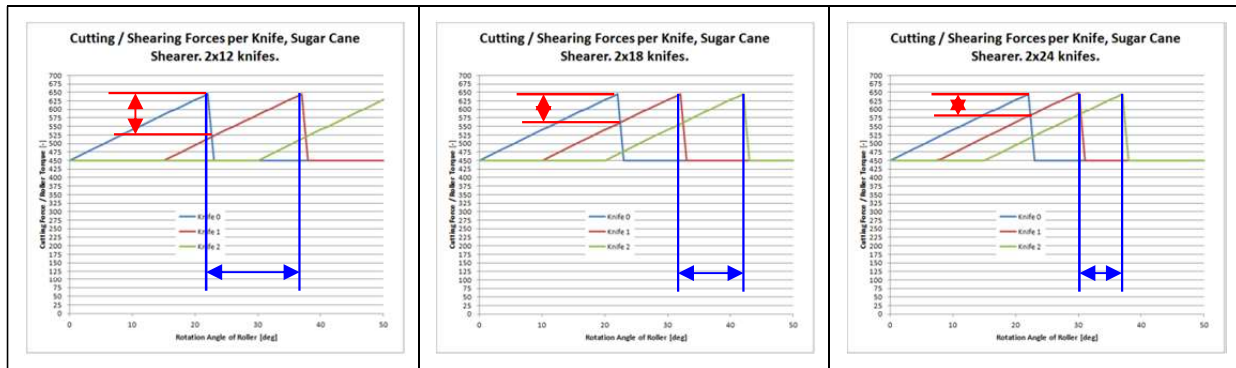


Bild 12 Periode (blau) und Lastüberhöhung (rot) in Funktion der Anzahl Messer

Anzahl Messer, beiden Walzen	Anregende Frequenz	Doppelamplitude (bezogen auf Nennlast) Anregung	Nennmoment pro Abtrieb	Amplitude der Anregung	Form der Anregung
48	12.68Hz	12%	400kNm	24kNm	Sinus
36	9.51Hz	16%	400kNm	32kNm	Sinus
24	6.34Hz	24%	400kNm	48kNm	Sinus

Tabelle 1 Harmonische Anregung

Es ist zu sehen, dass bei der Verwendung von 48 Messern die Eingriffsfrequenz der Messer mit 12.68Hz sehr nahe an der ersten (12.03Hz) und zweiten (12.47Hz) Eigenfrequenz des Systems liegt. Bei Verwendung von 36 oder 24 Messern ist der Abstand der erregenden Frequenz zu den ersten beiden Eigenfrequenzen grösser, die Amplitude der Anregung ist aber auch grösser. Bild 15 zeigt jedoch dass die Amplitude der Antwort (Zahnkraft) für die Anregung mit 12.68Hz und tiefster Amplitude der Anregung (Drehmoment) von 24kNm am höchsten ist. D.h. die Anregung nahe der Eigenfrequenz, wenn auch mit tieferer Amplitude ist dominant im Vergleich mit einer Anregung weiter weg von der Eigenfrequenz und grösserer Amplitude. Diese Aussage gilt für verschiedene Dämpfungsmasse.

#### 4.2 Resultierende Zahnkräfte bei harmonischer Anregung

Das System wird nun im dynamischen Modell an den Walzen mit einer normierten Amplitude von 1kNm erregt (die tatsächliche Amplitude beträgt 24kNm, siehe Tabelle 1, bei der interessanten Frequenz um 12Hz). Die Dämpfung wurde für die Berechnung auf 1% gesetzt. Die Amplitude der resultierenden Zahnkraft ist in Bild 13 gezeigt.

Die Lastüberhöhung wird nicht genau bei der erregenden Frequenz von 12.68Hz abgelesen, sondern es wird der höchste Wert verwendet. Dies, da angenommen werden muss dass die

Eigenfrequenzberechnung infolge Ungenauigkeiten des Modells nicht exakt ist (üblicherweise wird ein Resonanzabstand von 10% verlangt [8]).

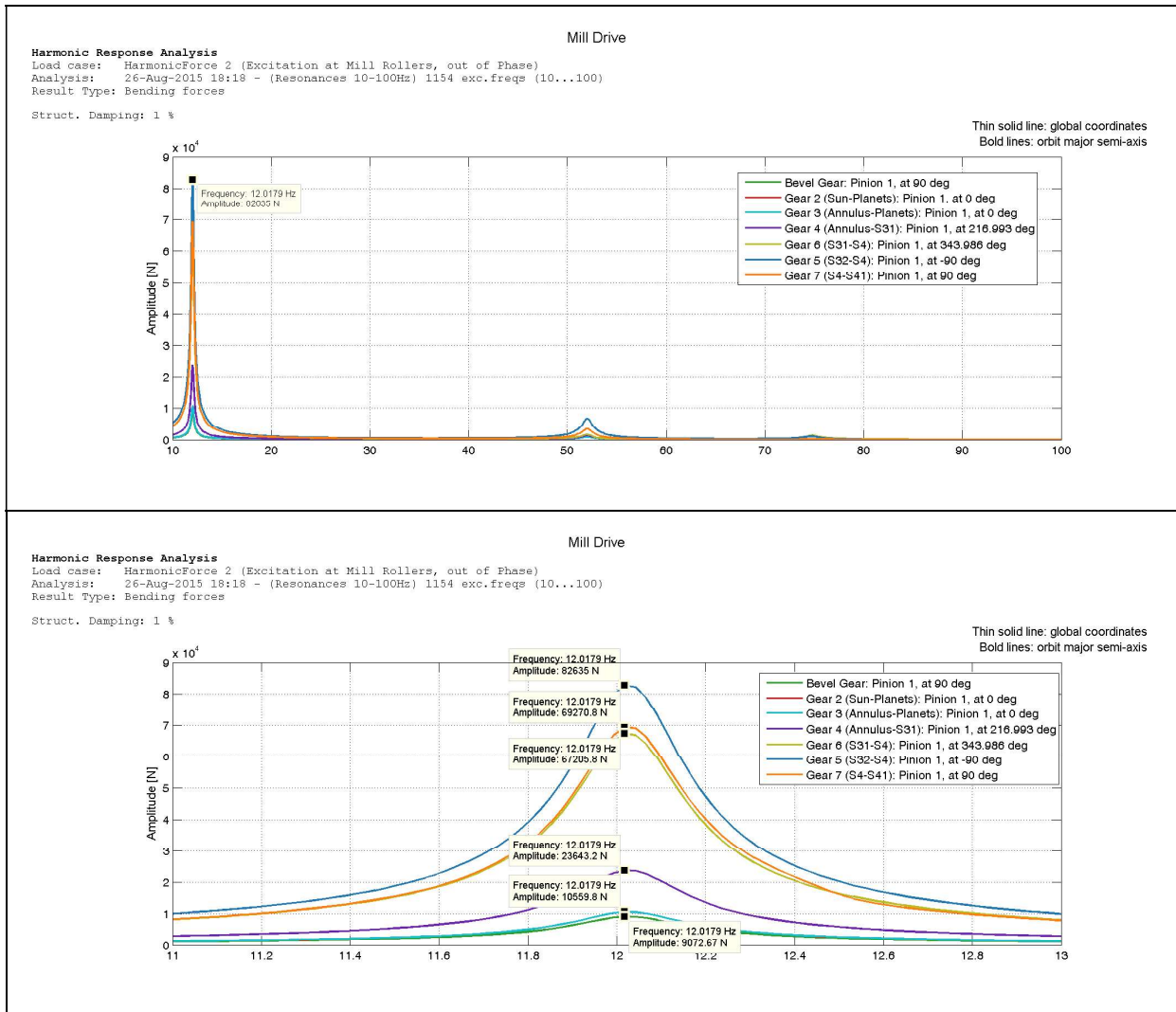


Bild 13 Amplitudengang der Zahnkraft für die verschiedenen Eingriffe bei einer Amplitude der Anregung von 1kNm und 1% Dämpfung. Oben: Darstellung über einen Frequenzbereich von 10Hz bis 100Hz. Unten: Darstellung um 12Hz.

Die Lastüberhöhung ist eine Funktion der Dämpfung (für die Berechnung wurde 1% Strukturdämpfung angesetzt). Im vorliegenden Fall ist die Erregung in den Walzen angesetzt, die Verwendung einer Dämpfung von 1% ist nicht realistisch, da in den Walzen durch das Zuckerrohr eine höhere Dämpfung vorhanden sein wird. Wie hoch die Dämpfung anzusetzen ist, ist leider nicht bekannt. Dies mindert den Wert der Aussagen natürlich erheblich, für die weitere Rechnung wurde die Dämpfung zu 4% angenommen. Dies ist eine willkürliche Annahme. Die in Bild 13 gezeigten Zahnkraftamplituden werden um Faktor 4 reduziert.

Eingriff	Amplitude der Anregung in der Berechnung	Effektive Amplitude der Anregung	Amplitude der Zahnkraft in der Berechnung für 1% Dämpfung	Amplitude der Zahnkraft bei realer Anregung mit 4% Dämpfung	Nennzahnkraft	Lastüberhöhung, als Anwendungsfaktor KA
p1-g1	1kNm	24kNm	9'073N	54'438N	74'217N	1.73
zs-zp	1kNm	24kNm	10'560N	63'360N	82'271N	1.77
zp-zr	1kNm	24kNm	10'560N	63'360N	82'271N	1.77
p2g2	1kNm	24kNm	23'643N	141'858N	186'058N	1.76
p31-g3	1kNm	24kNm	67'206N	403'236N	527'626N	1.76
p32-g3	1kNm	24kNm	69'271N	415'626N	662'225N	1.63
p4-g41	1kNm	24kNm	82'635N	495'810N	529'179N	1.94

Tabelle 2 Lastüberhöhungs- oder Anwendungsfaktor in den einzelnen Stufen bei Betrieb in Resonanz.

### 4.3 Berechnung mit unterschiedlicher Messerzahl

Eine noch zu klärende Frage war ob eine Anregung mit 48 Messern, nahe der ersten und zweiten Eigenfrequenz, allerdings mit kleinerer Amplitude den schlimmsten Fall darstellt.

Die Berechnung wurde mit einer harmonischen Anregung von 1 kNm (Amplitude) für Dämpfungen von 1% bis 5% durchgeführt. Die Amplitude der Antwort wurde für verschiedene Anregungsfrequenzen (Messerzahlen) berechnet. Es zeigt sich für alle Dämpfungen dass eine Verdoppelung der Amplitude der Anregung (bei Verwendung von 24 Messern statt 48 Messern) nicht ausreicht, um den grösseren Abstand der erregenden Frequenz von der Eigenfrequenz zu kompensieren (Eigenfrequenz bei 12.47Hz, Anregungsfrequenz mit 24 Messern 6.34Hz, mit 36 Messern 9.51Hz, mit 48 Messern 12.68Hz), Bild 14 und Bild 15.

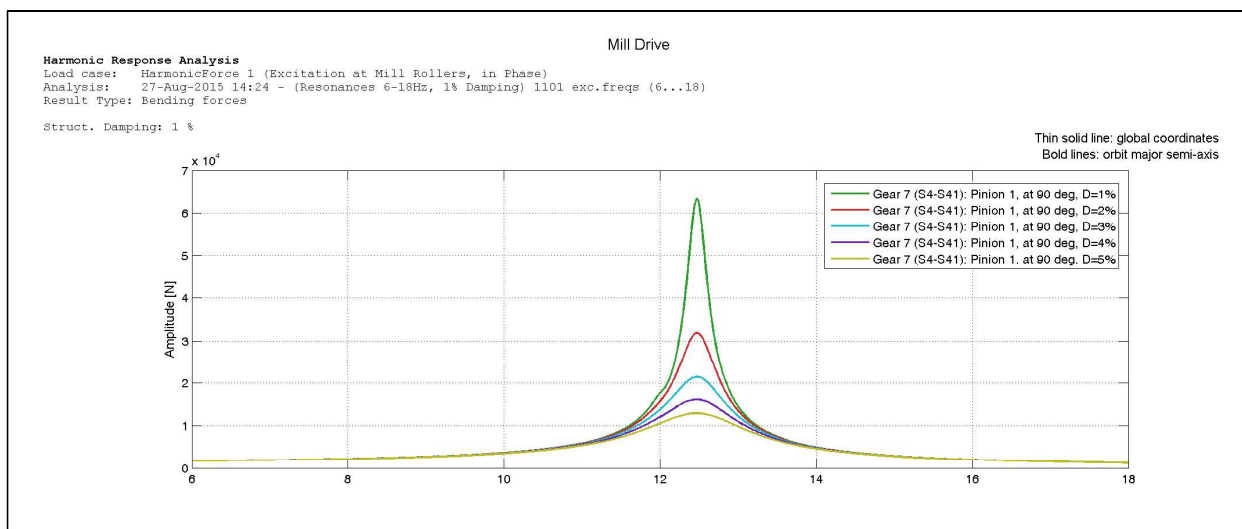


Bild 14 Lastüberhöhung (Zahnkraft) in Funktion der Strukturdämpfung

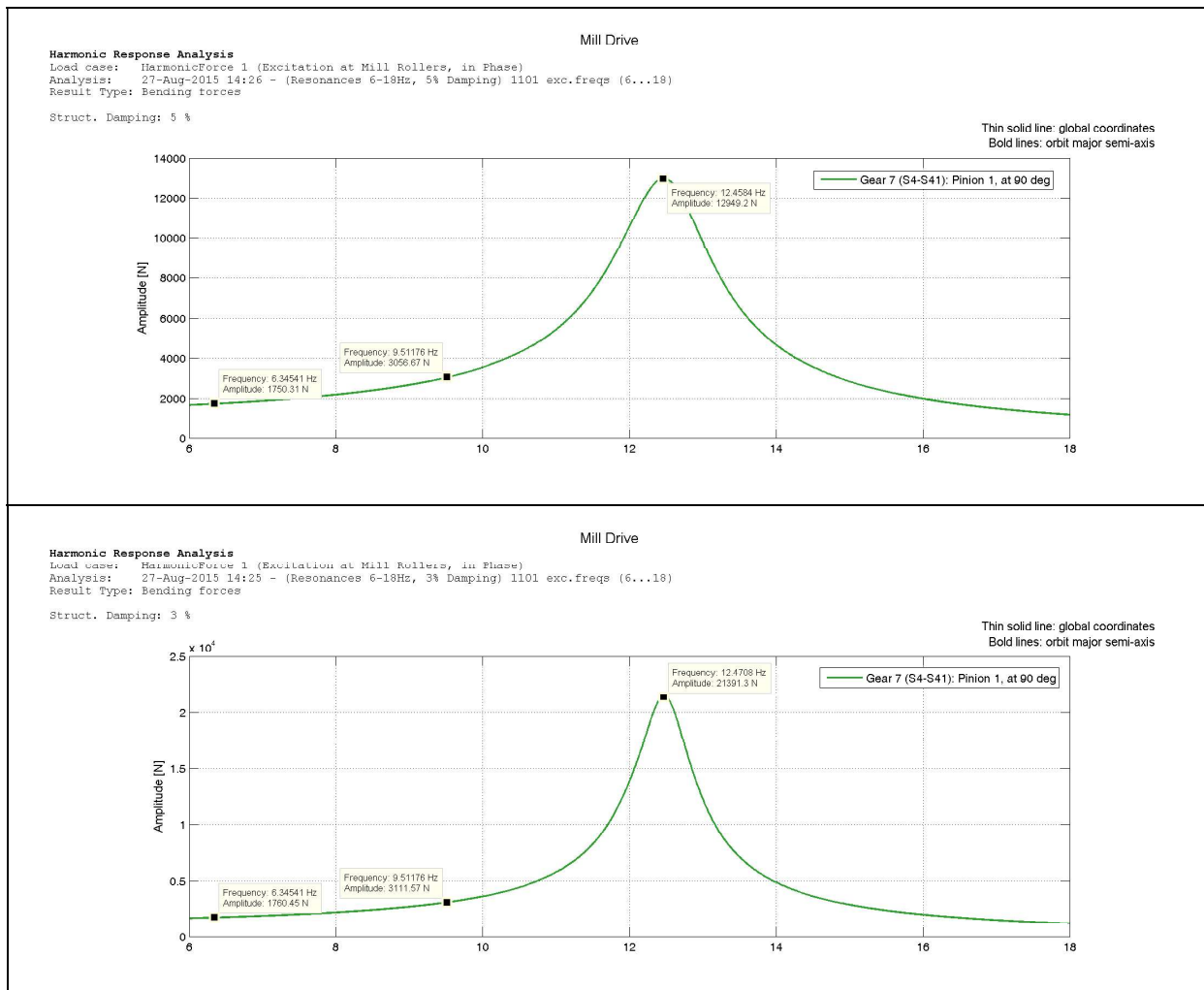


Bild 15 Lastamplitude (Zahnkraft) für 3% und 5% Strukturdämpfung und Anregungsfrequenzen bei Verwendung von 12, 18, 24 Messern pro Walze.

Anzahl Messer, beiden Walzen	Anregende Frequenz	Amplitude der Zahnkraft, bei 3% Strukturdä mpfung und Amplitude der Anregung von 1kNm	Amplitude der Zahnkraft, bei 5% Strukturdä mpfung und Amplitude der Anregung von 1kNm	Effektive Amplitude der Anregung	Effektive Amplitude der Zahnkraft, bei 3% Strukturdä mpfung	Effektive Amplitude der Zahnkraft, bei 5% Strukturdä mpfung
24	12.68Hz	21.4kN	12.9kN	24kNm	513.6kN	309.6kN
36	9.51Hz	3.1kN	3.1kN	32kNm	99.2kN	99.2kN
48	6.34Hz	1.8kN	1.8kN	48kNm	86.4kN	86.4kN

Tabelle 3 Zahnkraftamplitude im Eingriff der letzten Stufe, Nennzahnkraft  $F_n = 1'150'000\text{N}$ .

## 5 Harmonische Anregung des dritten Mode

### 5.1 Anregung aus Zahnkraft, Eingriff p2g2

Die Zähnezahl im Eingriff p2g2 ist 77:77, die Zahneingriffsfrequenz beträgt im Nennbetrieb 74.55Hz und sie liegt sehr nahe bei der vierten Eigenfrequenz (74.77Hz). Natürlich wäre es sinnvoll, die Zähnezahl zu ändern, im Rahmen dieser Untersuchung wollen wir dies aber nicht tun. Üblicherweise erfolgt die Anregung im Eingriff mit einer Amplitude von 1% des Nenndrehmomentes (96'750Nm), also mit 968Nm. Dieser Wert ist konservativ, aus einer Berechnung der Drehwegabweichung mit Teilungsfehler 25µm zeigt etwa 0.5% Amplitude, Bild 16). Da der Mode und die Anregung im Getriebeinneren stattfinden, wird mit einer tiefen Dämpfung von 1% gearbeitet.

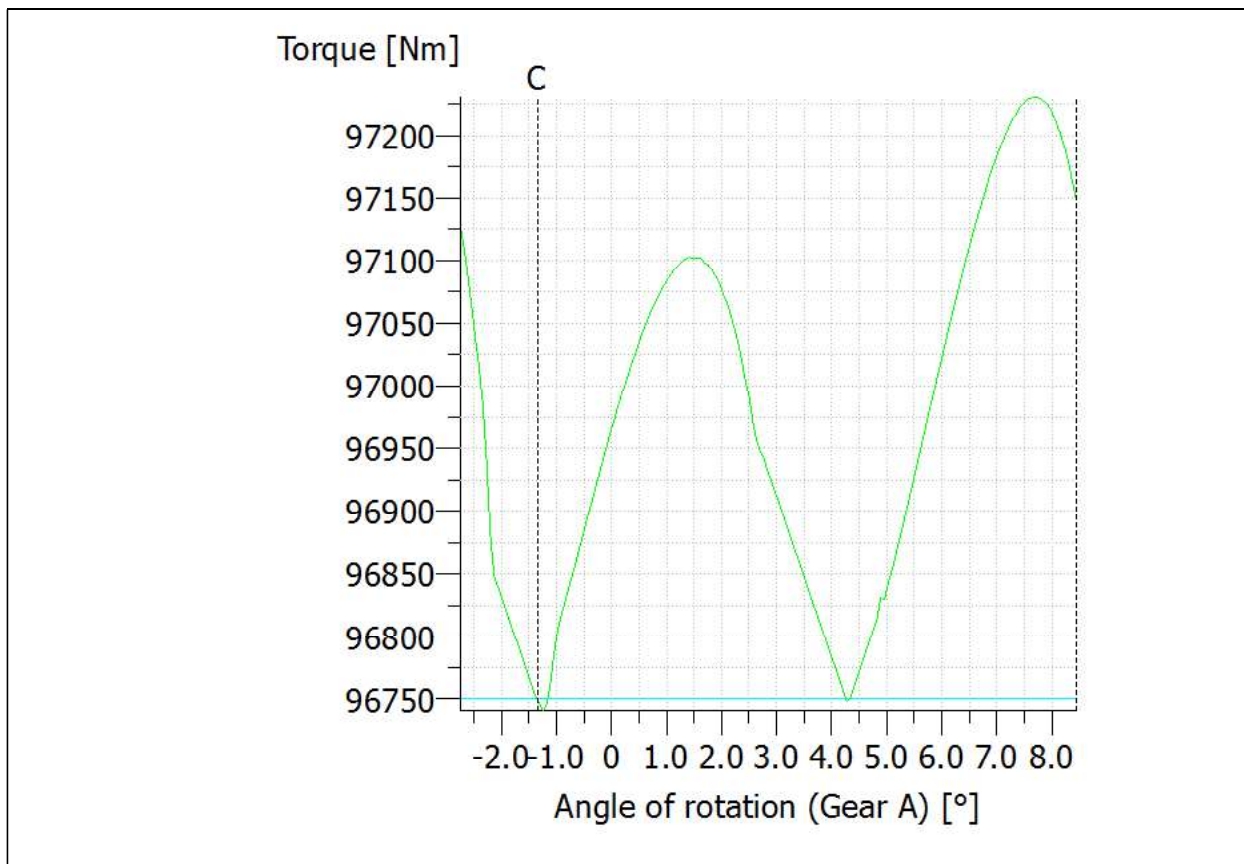


Bild 16 Drehwegabweichung mit 25µm Teilungsfehler im Eingriff p2g2, ausgedrückt als Drehmomentenverlauf am Rad, wenn am Ritzel ein konstantes Drehmoment anliegt.

### 5.2 Resultierende Zahnkräfte bei harmonischer Anregung

Das System wird nun im dynamischen Modell mit der o.g. Amplitude erregt. In Bild 17 sind die resultierenden Amplituden in den einzelnen Eingriffen gezeigt.

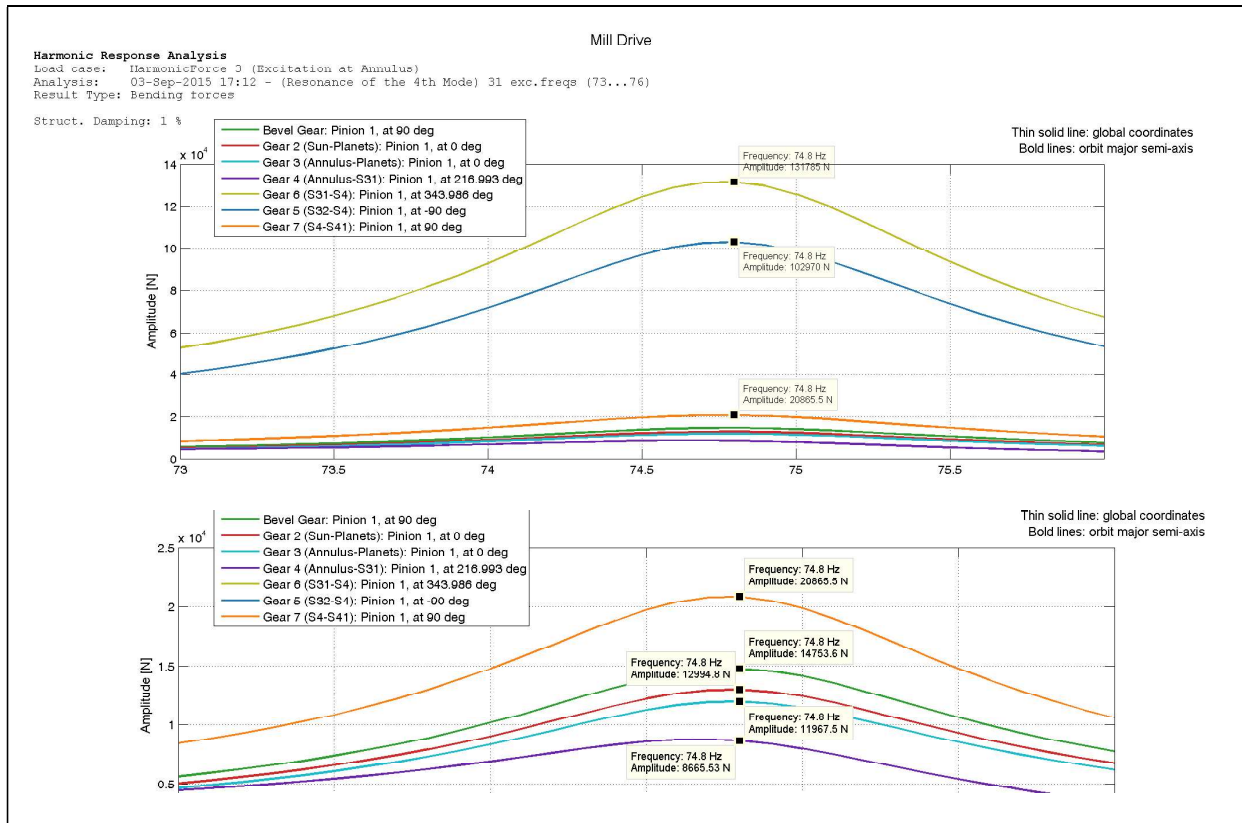


Bild 17 Lastamplitude (Zahnkraft), in den einzelnen Eingriffen bei Erregung im Eingriff p2g2

Eingriff	Zahnkraft im Nennbetrieb	Amplitude aus Anregung	Überhöhungsfaktor	Bemerkung
p1g1	73'793N	14'754N	1.20	
p2g2	180'839N	8'666N	1.05	
zszp	81'798N	12'995N	1.16	Nur ein Eingriff betrachtet
zp zr	81'798N	12'995N	1.16	Nur ein Eingriff betrachtet
p31g3	507'792N	131'785N	1.26	
p32g3	638'677N	102'970N	1.16	
p4g41	514'811N	20'866N	1.04	

Tabelle 4 Überhöhungsfaktoren der Last bei harmonischer Anregung im Eingriff p2g2.

## 6 Anregung bei Motorkurzschluss

### 6.1 Anregung

Bei einem 2-poligen Motorkurzschluss erfolgt die Anregung mit der einfachen und der doppelten Netzfrequenz. Die Netzfrequenz (50Hz) liegt in der Nähe der dritten Eigenfrequenz (52.01Hz), eine Anregung des Mode ist also zu erwarten. Das anregende Luftspaltmoment als Vielfaches des Nennmomentes ist in Bild 18 gezeigt. Mittels einer transienten Analyse im Zeitbereich wurden die in Bild 19 gezeigten Verzahnungskräfte berechnet.

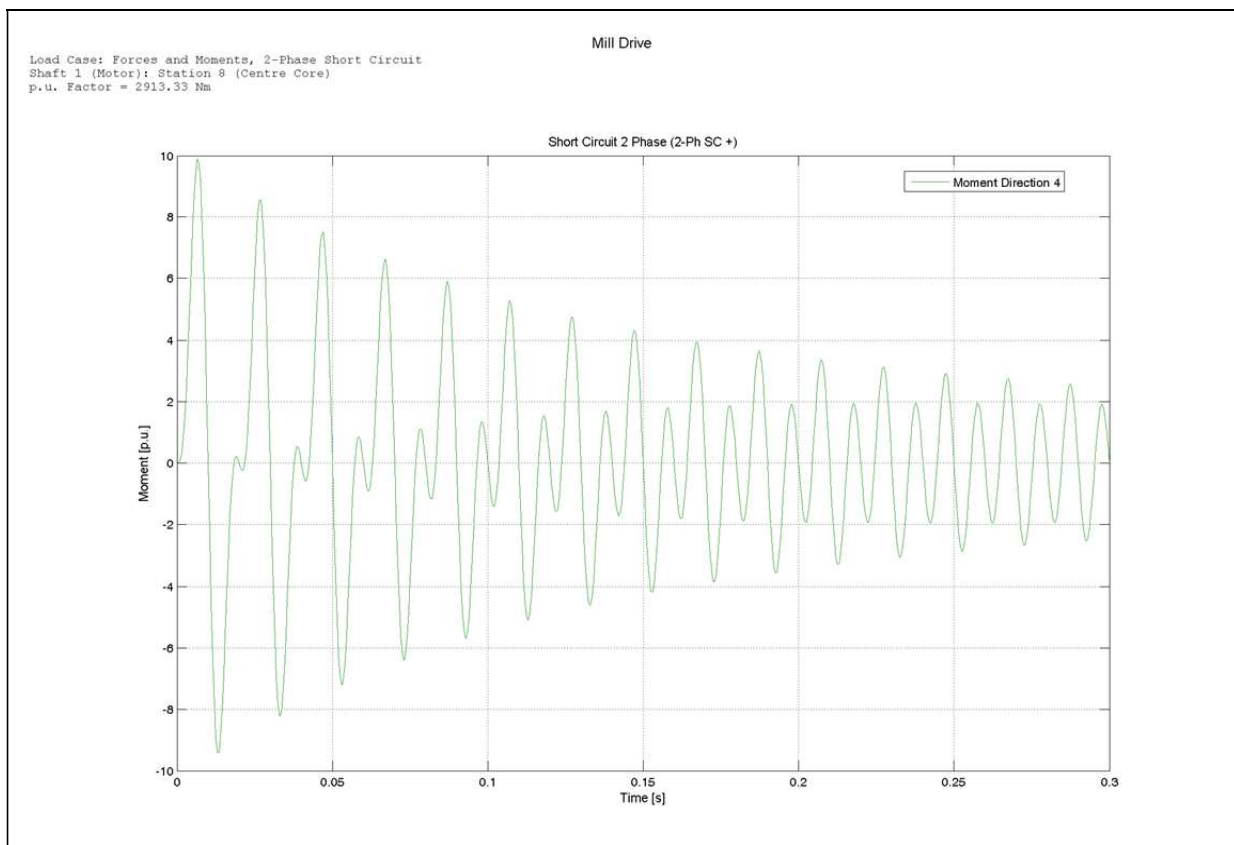


Bild 18 Anregung, Motorenkurzschluss

### 6.2 Resultierende Zahnkräfte bei Kurzschluss

Die Netzfrequenz (50.00Hz), mit der die Anregung im Kurzschlussfall erfolgt, ist im vorliegenden Beispiel nahe an der dritten Eigenfrequenz (52.01Hz). D.h. dass im Kurzschlussfall mit einer Anregung des dritten Eigenmode zu rechnen ist. Die resultierenden Zahnkräfte in den einzelnen Eingriffen sind in Bild 19 sichtbar. Zum Zeitpunkt Null liegen die Nennlasten (entsprechend den 400kNm Abtriebsmoment an den zwei Ausgangswellen) an, innerhalb des betrachteten Zeitfensters von 0.3sec erhöhen sich diese. Die Überhöhung der Lasten (höchste Zahnkraft im betrachteten Zeitfenster / Zahnkraft zum Zeitpunkt Null) ist in Tabelle 5 aufgelistet.

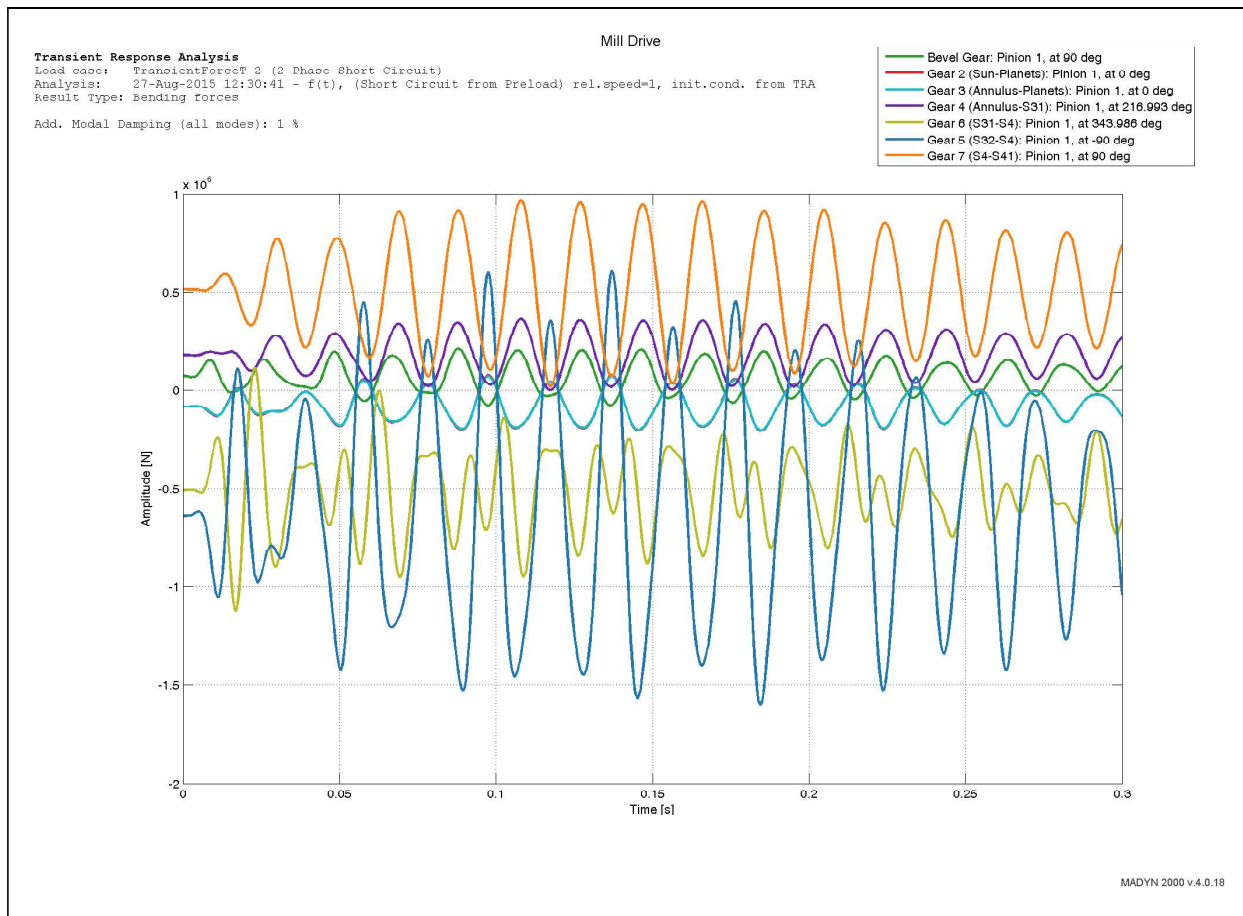


Bild 19 Zahnkraftverlauf in den verschiedenen Eingriffen im Kurzschlussfall (Kräfte wurden mit linearem Kontaktmodell gerechnet, ein Abheben der Zahnflanken ist nicht berücksichtigt).

Eingriff	Zahnkraft im Nennbetrieb	Höchste Zahnkraft im Kurzschlussfall	Überhöhungsfaktor	Bemerkung
p1g1	73'793N	212'827N	2.88	
p2g2	180'839N	364'989N	2.02	
zsyp	81'798N	205'021N	2.51	Nur ein Eingriff betrachtet
zpze	81'798N	201'392N	2.46	Nur ein Eingriff betrachtet
p31g3	507'792N	1'123'400N	2.21	
p32g3	638'677N	1'599'920N	2.51	Hier steigt die Überhöhung an da an diese Stelle der Eigenmode mit Eigenfrequenz 52.01Hz liegt
p4g41	514'811N	970'873N	1.89	

Tabelle 5 Zahnkraft im Nennbetrieb, höchste Zahnkraft im Kurzschlussfall, für die einzelnen Stufen

## 7 Resultierendes Lastkollektiv

Die oben bestimmten Überhöhungsfaktoren werden nun zu Lastkollektiven zusammengefasst. Dabei werden die folgenden Erfahrungen aus dem Betrieb berücksichtigt

- ca. 1/3 der Zeit wird mit Walzen mit 48 Messern gefahren
- Kurzschlüsse treten wegen unzureichender Elektroinstallationen und Netzstabilität etwa einmal pro Tag auf, der Zeitanteil im LDD wird auf 1% gesetzt
- 

Zeitanteil und KA	Betrieb mit 48 Messer auf der Walze	Kurzschlüsse	Normalbetrieb	Bemerkung
p1g1	0.33 / 1.73	0.01 / 2.88	0.66 / 1.20	Nennbetrieb: im aktuellen Projekt KA=1.25 gesetzt
p2g2	0.33 / 1.77	0.01 / 2.02	0.66 / 1.05	Nennbetrieb: im aktuellen Projekt KA=1.25 gesetzt
zszp	0.33 / 1.77	0.01 / 2.51	0.66 / 1.16	Nennbetrieb: im aktuellen Projekt KA=1.25 gesetzt
zpZR	0.33 / 1.76	0.01 / 2.46	0.66 / 1.16	Nennbetrieb: im aktuellen Projekt KA=1.25 gesetzt
p31g3	0.33 / 1.76	0.01 / 2.21	0.66 / 1.26	
p32g3	0.33 / 1.63	0.01 / 2.51	0.66 / 1.16	Nennbetrieb: im aktuellen Projekt KA=1.25 gesetzt
p4g41	0.33 / 1.94	0.01 / 1.89	0.66 / 1.04	Nennbetrieb: im aktuellen Projekt KA=1.25 gesetzt

Tabelle 6 Zahnkraft im Nennbetrieb, höchste Zahnkraft im Kurzschlussfall, für die einzelnen Stufen

## 8 Verzahnungsnachweise im Vergleich

### 8.1 Vergleich der Sicherheitsfaktoren

Der Verzahnungsnachweis wurde nun auf zwei Arten nach ISO 6336 / ISO 10300 geführt, einmal mit einem KA=2.50 und einmal mit den oben gezeigten Kollektiven. Die resultierenden Sicherheitsfaktoren wurden normiert.

Als zusätzliche Berechnung wurde ein Nachweis gegen Fresser geführt, dabei wurden jeweils das Maximum aus den Lastüberhöhungsfaktoren gemäße Tabelle 6, mindestens aber KA=2.50, verwendet.

Es zeigt sich dass – ausser bei der Kegelradstufe – die Zahnräder bei Verwendung der Lasten aus einer Dynamikrechnung, im Vergleich zur Verwendung von KA=2.50, alle überdimensioniert sind.

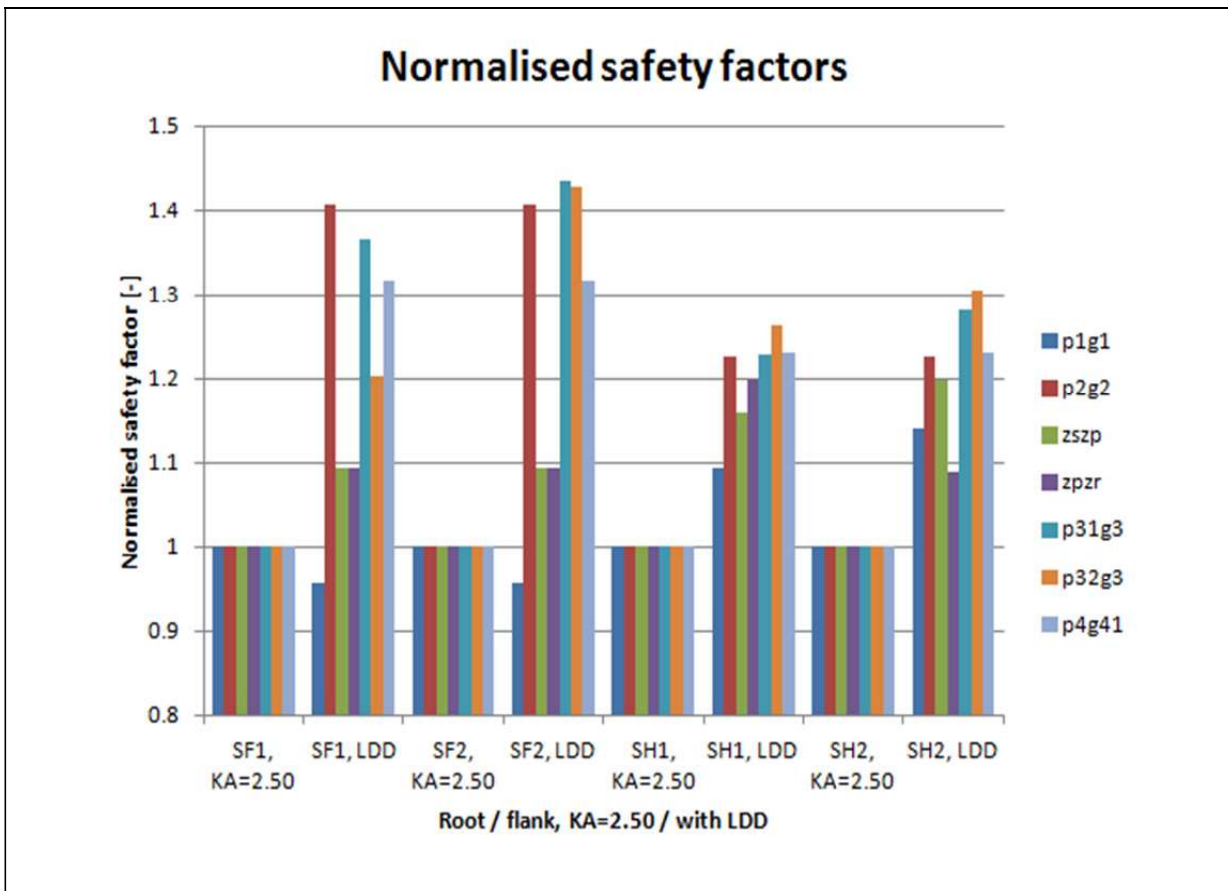


Bild 20 Vergleich der Sicherheitsfaktoren bei Verwendung von KA=2.5 und Nennlast (Werte zu 1.00 gesetzt) und bei Verwendung des Lastkollektivs (Werte normiert).

## 8.2 Schädigungsverteilung in der Kegelradstufe

Interessant ist die Verteilung der Einzelschädigungen bei der Kegelradstufe. Es zeigt sich dass die Schädigung komplett aus der Belastung infolge Kurzschluss folgt. D.h. dass die Auslegung der Verzahnung für diesen Lastfall alleine erfolgen kann oder muss.

Schädigungsverteilung bezogen auf geforderte Lebensdauer						Schädigungsverteilung bezogen auf rechnerische Lebensdauer der Stufe						Schädigungsverteilung bezogen auf rechnerische Lebensdauer der einzelnen Räder (Fuss und Flanke getrennt)																																																																																																																							
<table border="1"> <thead> <tr> <th>Damage (%) [H] (</th> <th colspan="2">40000.0 h</th> <th colspan="2"></th> <th></th> </tr> <tr> <th>No.</th> <th>F1%</th> <th>F2%</th> <th>H1%</th> <th>H2%</th> <th></th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>1641.76</td> <td>196.22</td> <td>2.22</td> <td>0.79</td> <td></td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> </tr> <tr> <td>Σ</td> <td>1641.76</td> <td>196.22</td> <td>2.22</td> <td>0.79</td> <td></td> </tr> </tbody> </table>						Damage (%) [H] (	40000.0 h					No.	F1%	F2%	H1%	H2%		1	0	0	0	0	0	2	1641.76	196.22	2.22	0.79		3	0	0	0	0	0	Σ	1641.76	196.22	2.22	0.79		<table border="1"> <thead> <tr> <th>Damage (%) [Hatt] (</th> <th colspan="2">2436.4 h</th> <th colspan="2"></th> <th></th> </tr> <tr> <th>No.</th> <th>F1%</th> <th>F2%</th> <th>H1%</th> <th>H2%</th> <th></th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>100</td> <td>11.95</td> <td>0.14</td> <td>0.05</td> <td></td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> </tr> <tr> <td>Σ</td> <td>100</td> <td>11.95</td> <td>0.14</td> <td>0.05</td> <td></td> </tr> </tbody> </table>						Damage (%) [Hatt] (	2436.4 h					No.	F1%	F2%	H1%	H2%		1	0	0	0	0	0	2	100	11.95	0.14	0.05		3	0	0	0	0	0	Σ	100	11.95	0.14	0.05		<table border="1"> <thead> <tr> <th>Damage (%) HFatt &amp; HHatt</th> <th colspan="2">HFatt</th> <th colspan="2">HHatt</th> <th></th> </tr> <tr> <th>(h)</th> <th>HFatt1</th> <th>HFatt2</th> <th>HHatt1</th> <th>HHatt2</th> <th></th> </tr> <tr> <th>No.</th> <th>F1%</th> <th>F2%</th> <th>H1%</th> <th>H2%</th> <th></th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>100</td> <td>100</td> <td>100</td> <td>100</td> <td>100</td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> </tr> <tr> <td>Σ</td> <td>100</td> <td>100</td> <td>100</td> <td>100</td> <td>100</td> </tr> </tbody> </table>						Damage (%) HFatt & HHatt	HFatt		HHatt			(h)	HFatt1	HFatt2	HHatt1	HHatt2		No.	F1%	F2%	H1%	H2%		1	0	0	0	0	0	2	100	100	100	100	100	3	0	0	0	0	0	Σ	100	100	100	100	100
Damage (%) [H] (	40000.0 h																																																																																																																																		
No.	F1%	F2%	H1%	H2%																																																																																																																															
1	0	0	0	0	0																																																																																																																														
2	1641.76	196.22	2.22	0.79																																																																																																																															
3	0	0	0	0	0																																																																																																																														
Σ	1641.76	196.22	2.22	0.79																																																																																																																															
Damage (%) [Hatt] (	2436.4 h																																																																																																																																		
No.	F1%	F2%	H1%	H2%																																																																																																																															
1	0	0	0	0	0																																																																																																																														
2	100	11.95	0.14	0.05																																																																																																																															
3	0	0	0	0	0																																																																																																																														
Σ	100	11.95	0.14	0.05																																																																																																																															
Damage (%) HFatt & HHatt	HFatt		HHatt																																																																																																																																
(h)	HFatt1	HFatt2	HHatt1	HHatt2																																																																																																																															
No.	F1%	F2%	H1%	H2%																																																																																																																															
1	0	0	0	0	0																																																																																																																														
2	100	100	100	100	100																																																																																																																														
3	0	0	0	0	0																																																																																																																														
Σ	100	100	100	100	100																																																																																																																														

Tabelle 7 Schädigungsverteilung, Kegelradstufe. Nur im Bin 2 (Kurzschluss) ist eine Schädigung sichtbar, die anderen zwei Betriebszustände tragen nichts zur Schädigung bei.

### 8.3 Modifikationen in der Kegelradstufe

Die Modifikationen an der Kegelradstufe (Breiten- und Höhenballigkeit) wurden für die drei Lastniveaus überprüft. Vereinfachend wurden die aus der Torsionsanalyse berechneten Lastüberhöhungsfaktoren für die statische Berechnung der Deformation der Wellen und Lager verwendet. Wenn die Wellen- und Lagerdeformation nicht berücksichtigt wurde, konnten für alle drei Lastniveaus gute Tragbilder nachgewiesen werden, siehe Bild 21, obere Reihe. Wenn aber die Wellen- und Lagerdeformationen mit berücksichtigt wurden, zeigte sich für den Normalbetrieb (Lastfall mit  $KA=1.20$ ) ebenfalls ein gutes Tragbild. Beim Betrieb in Resonanz ( $KA=1.73$ ) und im Kurzschlussfall ( $KA=2.88$ ) zeigte sich jedoch ein ungeeignetes Tragbild und die Modifikationsbeträge mussten erhöht werden, Bild 21, untere Reihe, linkes und rechtes Bild.

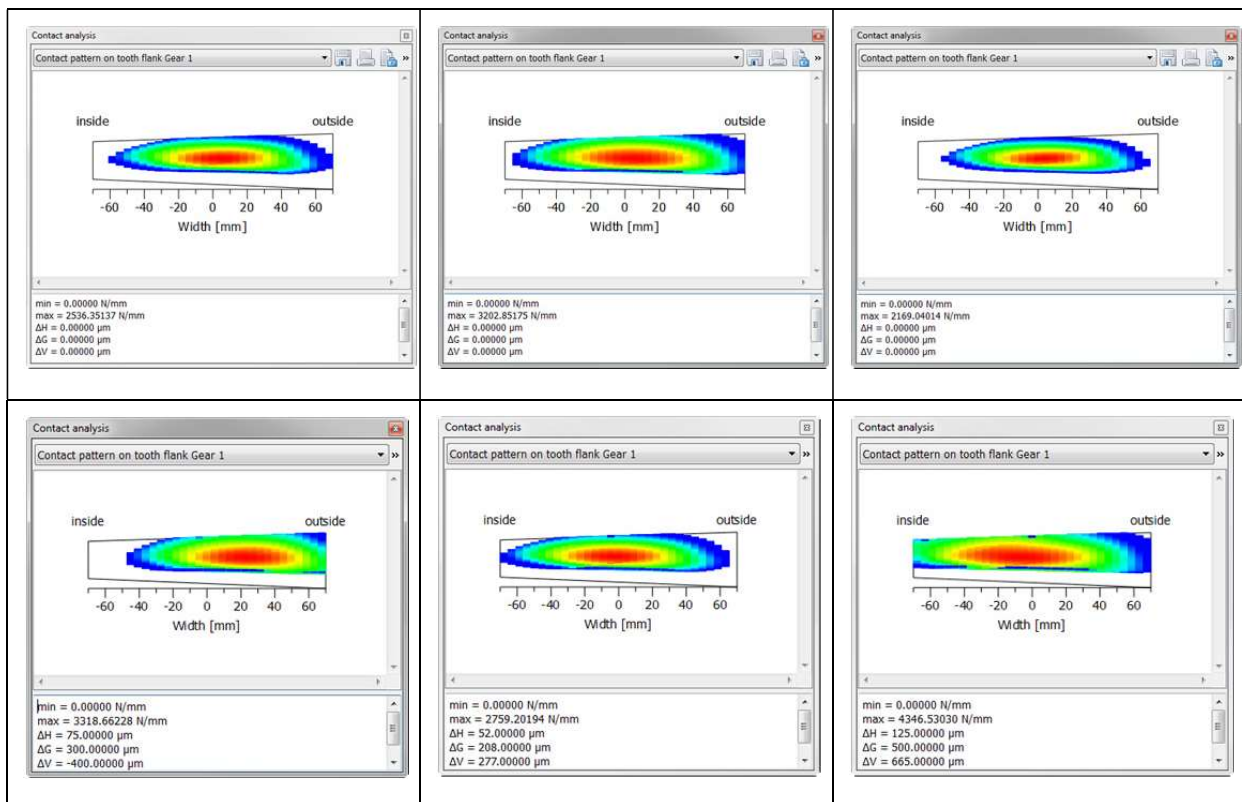


Bild 21 Obere Reihe: Tragbilder, Kegelradstufe p1g1 für  $KA=1.73$ ,  $KA=2.88$   $KA=1.20$ . Berechnung ohne Wellen-/Lagerdeformation. Untere Reihe: Tragbilder, Kegelradstufe p1g1 für  $KA=1.73$ ,  $KA=2.88$   $KA=1.20$ . Berechnung mit Wellen-/Lagerdeformation (VGH Verlagerung).

### 9 Ausblick

Die gezeigten dynamischen Berechnungen sind auf den Torsionsfreiheitsgrad beschränkt, die Betrachtung der Verzahnung ist auf eine Festigkeitsberechnung beschränkt. Ziel ist es, in zukünftigen Projekten Lateralschwingungen und deren Einfluss auf die Auslegung der Verzahnungskorrekturen zu betrachten. Trotz dieser Einschränkung konnte gezeigt werden, dass MADYN 2000 und KISSsoft mit wenig Aufwand und im Sinne des Projektes einfach und effektiv kombiniert werden können.

## 10 Literatur

- [1] D. Mackintosh, Sugar Milling, 2000
- [2] <http://davidbrownbharatforge.com/images/pdf/david-brown-bharat-forge-sugar-catalogue.pdf>
- [3] [www.KISSsoft.ch](http://www.KISSsoft.ch)
- [4] [www.deltajs.ch](http://www.deltajs.ch)
- [5] J.G. Loughran, Torsional Vibration of Sugar Mill Gear Systems, Proceedings of Australian Society of Sugar Cane Technologists, 1983
- [6] S.I. Anderson, J.G. Loughran, Finite element and durability modelling of roller shells and shafts, Sugar Research Australia, 1998
- [7] M. Hajzman, P. Polach, Sensitivity Analysis of Gearbox Torsional Vibrations, Engineering Mechanics, Vol. 19, 2012, No 2/3
- [8] API Recommended Practice 684: API Standard Paragraphs Rotordynamic Tutorial: Lateral Critical Speeds, Unbalance Response, Stability, Train Torsionals, and Rotor Balancing. 2nd edition, 2005.

# Messtechnische und simulative Auslegung und Analyse von Antriebssystemen bei Straßenbaumaschinen unter dynamischer und stoßartiger Anwendungsbelastung

Dipl.-Ing. M. Reuter, BOMAG GmbH, Boppard

## Zusammenfassung

Straßenbaumaschinen beschreiben eine Maschinengruppe der Baumaschinen, die dem Zweck des Infrastrukturausbaus dienen. Diese umfassen, beginnend mit der Bodenstabilisierung sogenannte Bodenstabilisierer, gefolgt von Erdverdichtungsgeräten, über den Einbau des Asphalts durch Schwarzdeckenfertiger, hin zu Asphaltverdichtungsmaschinen, sowie Kaltfräsen zum Recycling der Straße. BOMAG bzw. die gesamte Fayat Gruppe deckt hier als Weltmarktführer in der Verdichtungstechnik und renommierter Hersteller von Baumaschinen die gesamte Produktpalette der Straßenbaumaschinen ab.

Der vorliegende Beitrag gibt einen umfassenden Überblick über Auslegung und Analyse von Antriebssystemen bei Straßenbaumaschinen mit dem Fokus auf Kaltfräsen sowie Stabilisierer / Recycler unter Berücksichtigung der dynamischen und stoßartigen Anwendungsbelastung.

Nachdem sich die Produkte der Kaltfräsen von BOMAG weiter am Markt etablieren und die Einbindung der Erkenntnisse aus der bereits beim DMK 2013 präsentierten Messkampagne in den Entwicklungsprozess als sehr erfolgsversprechend darstellen, wurden nachfolgend die Antriebssysteme der neusten Generationen von Maschinen nach der Auslegung umfassend untersucht und analysiert. Neben der bisherigen messtechnischen Untersuchung der vorwiegend hydrostatischen Antriebssysteme mit Aufnahme von Drücken, Durchflussmengen, Temperaturen und Drehzahlen sowie gravimetrischen und visuellen Beurteilungen, wurden darüber hinaus umfassende Messungen der mechanischen Antriebssysteme durchgeführt, die hinsichtlich Drehmoment und dessen Änderungen betrachtet wurden. Darüber hinaus wurde neben der vorgelagerten Drehschwingungsberechnung und zur Validierung dienlichen Drehschwingungsmessung aus der Drehmomentermittlung heraus, eine umfassendere Betrachtung unter zu Hilfenahme einer Mehrkörpersimulation mit Abgleich durch Anwendungsmessungen herangezogen.

Diese Untersuchungen und Analysen, sowie deren Abgleich mit der Auslegung und den Anwendungsergebnissen, werden im Folgenden detailliert beschrieben. Die gewonnenen Erkenntnisse dienen schließlich zur Optimierung zukünftiger Entwicklungen und Prozesse.

## 1 Einleitung und Problemstellung

BOMAG ist Weltmarktführer auf dem Sektor der Verdichtungstechnik und stellt Maschinen für die Erd-, Asphalt- und Müllverdichtung, Stabilisierer / Recycler sowie Fräsen und Fertiger her.

Der Hauptsitz von BOMAG befindet sich in Boppard, ca. 20 km südlich von Koblenz.

Verdichtungsgeräte von BOMAG werden vom Garten- und Landschaftsbau über den kompletten Verkehrswegebau bis zum schweren Dammbau eingesetzt. BOMAG liefert weiterhin spe-