Klaus Kaltofen:

Operation Schwingungsabwehr oder: Ermittelt wird in alle Richtungen

Der Fall Wefttronic

Die Suche nach Schwingungsursachen und die Behebung selbiger kann manchmal sehr spannend sein, sodass die Arbeit des Ingenieurs durchaus mit den Ermittlungen eines Kriminalkommissars oder einer nicht alltäglichen ärztlichen Diagnose und Therapie verglichen werden kann. Der Unterschied dazu ist lediglich, dass die Maschine bei ihren Untersuchungen kein Wort sagt …
Im konkreten Fall geht es um eine Kettenwirkmaschine, mit welcher technische Textilien hergestellt werden können. Für den textilen Laien ein Teufelszeug, mit dem 268 Zoll (ca. 6,8m) breite Stoffbahnen mit einer affenartigen Geschwindigkeit erzeugt werden. Dazu müssen pro Arbeitsstelle ca. ein halbes Dutzend Nadeln und Platinen mit unglaublicher Präzision miteinander kooperieren, damit am Ende auch nur eine Masche entsteht; und weit über 4000 solcher Maschen werden bei einem Arbeitsschritt über die gesamte Maschinenbreite hinweg gebildet.

Bild 1: Untersuchte Kettenwirkmaschine vom Typ Wefttronic (Abbildung aus https://www.karlmayer.com/de/produkte/technische-textilien/schusswirkmaschinen/)

Konzipiert wurde dieser Maschinentyp vom Weltmarktführer für eine Betriebsdrehzahl von 1600 U/min. Diese wurde jedoch nie erreicht, weil es bei ca. 1250 U/min regelmäßig zu derartigen Schwingungen kam (Ist ja kein Wunder bei dem über 8m breiten Exemplar.), dass die (für den textilen Prozess unverzichtbaren) Nadeln – vor allem in Maschinenmitte – miteinander kollidierten und somit ein Fall für die Schrottkiste wurden; auf Dauer eine ziemlich kostspielige Angelegenheit …
Somit war die Aufgabe klar umrissen: Detektieren der Schwingungsursachen und Beseitigung bzw. Verminderung der störenden Schwingungen. Gesagt, getan.
Man muss zunächst ein paar Worte zum grundsätzlichen Aufbau des Maschinengestells verlieren: Es besteht im Wesentlichen aus zwei recht massiven Seitenwänden, die durch zwei Riegel miteinander verbunden sind. Der untere Riegel heißt Rahmen (Bild 2, **rot**), in ihm sind die (parallel umlaufenden) Antriebe (Koppelgetriebe) für die einzelnen Werkzeuge (Nadelbarren und Platinen) untergebracht. Der obere Riegel, die Traverse (Bild 2, **blau**) dient

zur Stabilisierung des Gestells und außerdem zur Lagerung der Legeschienenwelle (Bild 2, **grün**), welche die Legebarren trägt, in denen sich wiederum die Lochnadeln befinden, welche unentbehrliche Werkzeuge für den Maschenbildungsprozess sind .

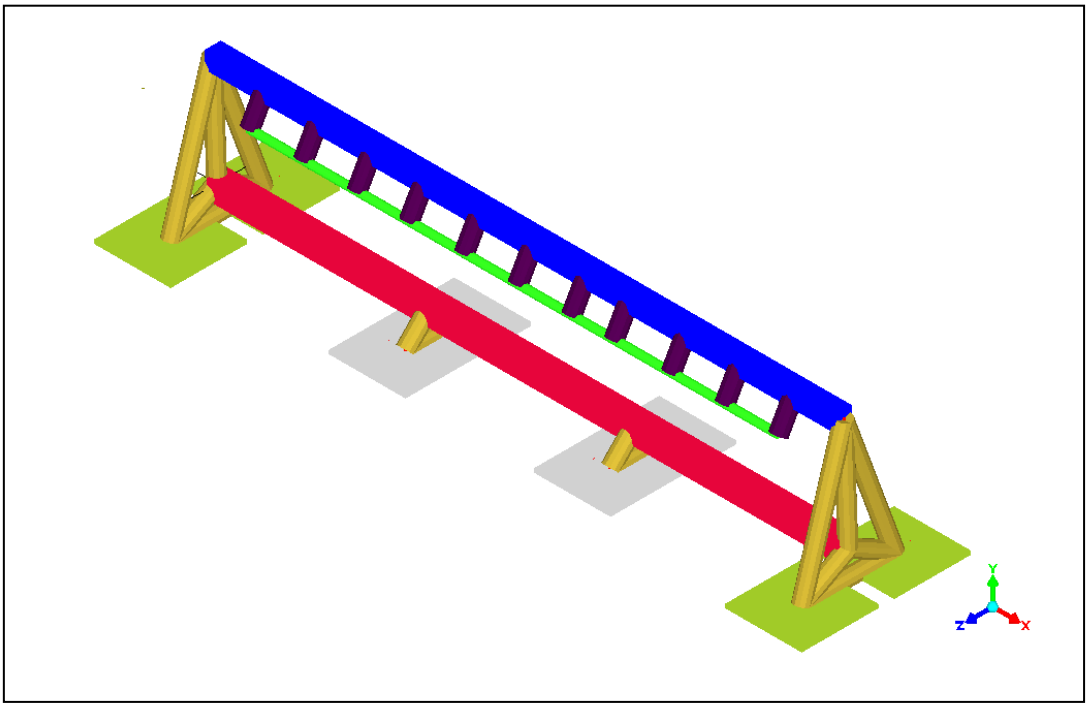

Bild 2: Skizze (Finite-Elemente-Dynamikmodell) des Maschinengestells

Ein dringend Verdächtiger ist gefunden.

Die Lösung der Angelegenheit schien auf der Hand zu liegen. Ein beidseitig gelagerter (bzw. eingespannter oder von beiden etwas) Biegebalken von über acht Meter Länge schwingt irgendwann, möge er auch noch so mächtig sein. Und die Bestätigung folgte auf dem Fuß: Betriebsschwingungsmessungen mittels Beschleunigungsaufnehmern, über die gesamte Maschinenbreite an der Traverse verteilt, ergaben ein schönes Ergebnis: Eine erste Resonanzstelle bei ca. 1250 U/min, sogar mit passender Schwingform (mit einem Schwingungsbauch in Maschinenmitte). Hurra, die Schwingungsursache war erstmal gefunden, jetzt ging es an die Beseitigung oder zumindest an eine Verminderung der störenden Schwingungen. Dazu sind im Prinzip zwei Methoden bekannt: Entweder man minimiert (oder beseitigt) die Erregung oder man verstimmt das Schwingungssystem oder man kombiniert beides.

Ohne Erregung keine Schwingung?

Zunächst wurde es mit der ersten Methode versucht, also die Schwingungserregung für die Traverse zu minimieren. Dazu erstmal zum Verständnis folgende Erläuterungen:
Von den vielen Antriebsmechanismen der Maschine hat genau ein Mechanismus, der Schwingantrieb der Legeschienenwelle, der in zweifacher Ausführung, am linken und am rechten Maschinenrand die Welle in die technologisch nötige Schwingbewegung versetzt, eines seiner Lager direkt an der Traverse platziert. Demzufolge – so die plausible Konsequenz – würde eine Schwingungserregung der Traverse durch das antreibende Koppelgetriebe

vermieden, wenn man für dieses eine Lager einen Gelenkkraftausgleich erreicht, also die dynamischen Anteile in der Gelenkkraft (hier die Lagerkraft) eliminiert bzw. minimiert.
Die Lösungsmethode für diese Aufgabe ist die kinetostatische Analyse des Antriebsmechanismus' mit anschließender (trial&error)- Masseparametervariation. Falls dann die einzelnen Getriebeglieder mit den vorausberechneten, veränderten Masseparametern auch noch gebaut und eingesetzt werden können, wäre die Aufgabe gelöst. Allerdings ist dabei stets zu beachten, dass die anderen Getriebeparameter wie restliche Gelenk- und Lagerkräfte, Antriebsmoment, resultierende Kräfte und Momente usw. nicht bzw. nur wenig nachteilig verändert werden.
Das kinematische Schema des Legeschienen(LS)-wellenantriebs ist in Bild 3 abgebildet. Es handelt sich um ein achtgliedriges Koppelgetriebe, das die drehende Antriebsbewegung in die Schwingbewegung der LS-Welle (Glied 8) transformiert.
Die Masseparameter von Glied 8 wurden so modifiziert, dass sich die in Bild 5 dargestellten Gelenkkraftverläufe am Lager {1; 8} ergeben. Die dazu erforderliche Zusatzunwucht (Bild 4) wurde „scheibchenweise" über die gesamte Maschinenbreite auf der LS-Welle verteilt, und es wurde anschließend eine erneute Probemessung gestartet.

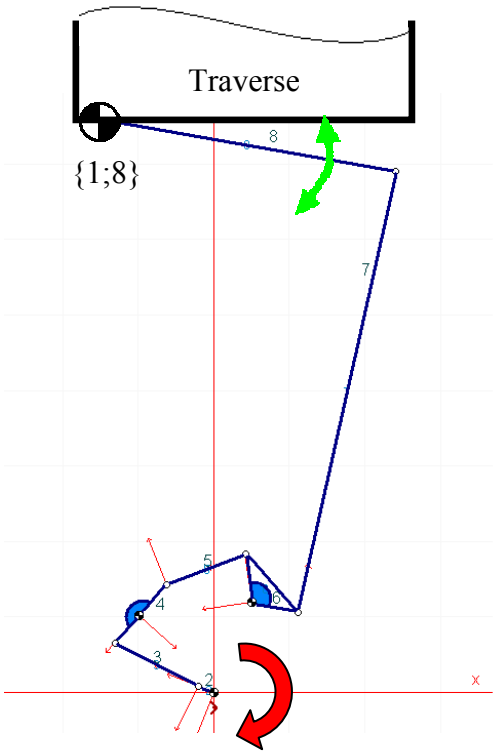

Bild 3: Kinematisches Schema des LS-Wellen-Antriebs

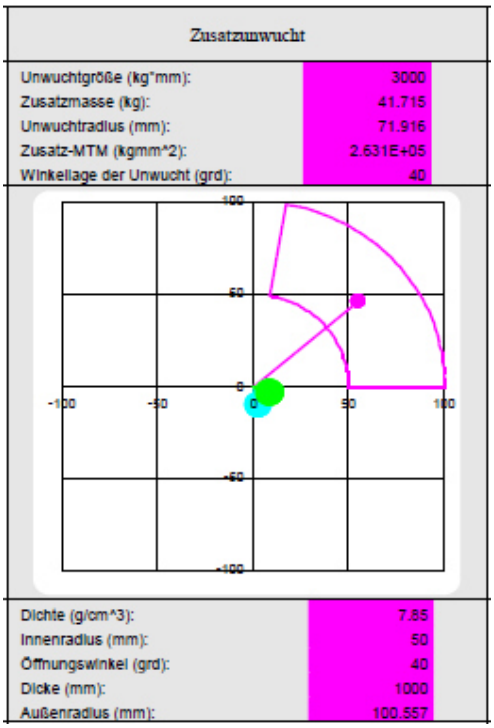

Bild 4: Parameter der vorgeschlagenen Zusatzunwucht.an der LS-Welle

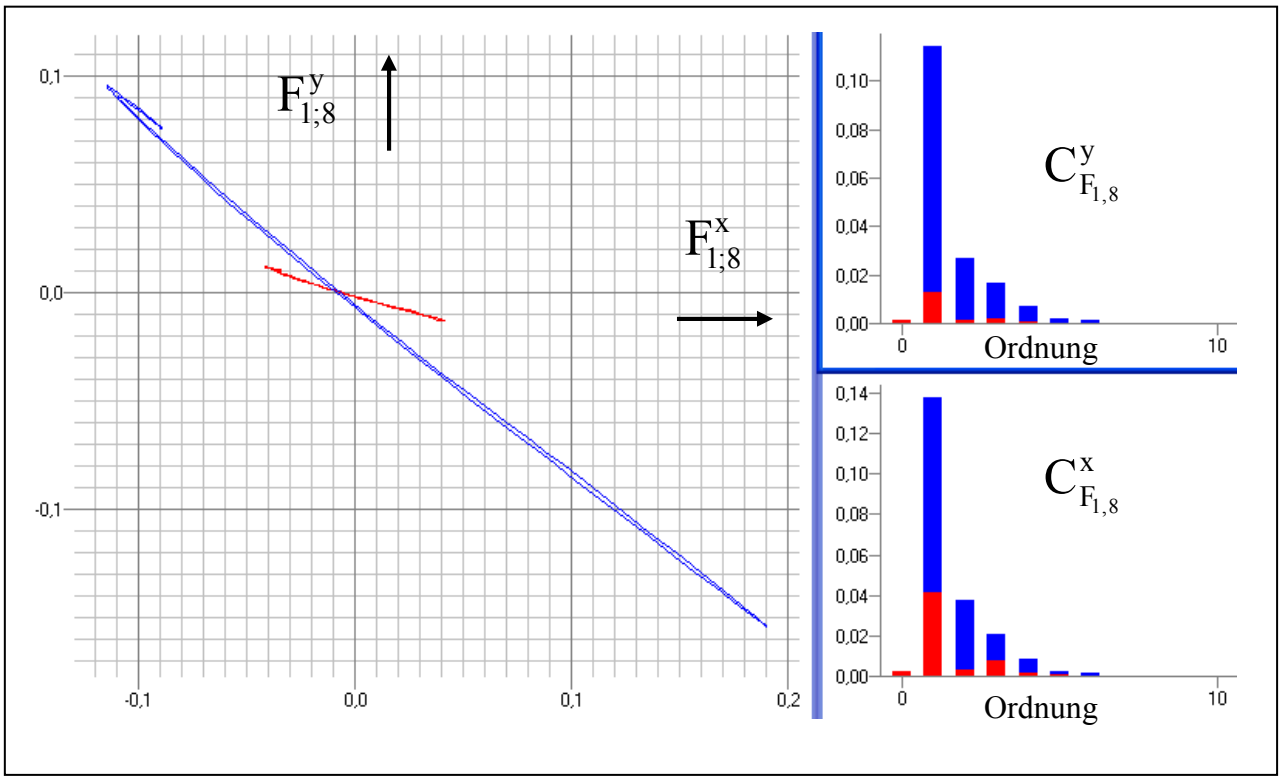

Bild 5: Lagerkraft F_{18} an der Traverse vor und nach dem Gelenkkraftausgleich
(rechts: Ergebnisse der harmonischen Analyse, Frequenzspektrum)

Das Ergebnis war niederschmetternd. Von Verbesserung des Schwingungsverhaltens keine Spur, im Gegenteil, die ominösen Schwingungen der Traverse erfreuten sich weiterhin großer Beliebtheit.

Nächster Versuch: Schwingungstilger

Neues Spiel, neues Glück. Wenn also die Verminderung der vermeintlichen Erregerkräfte zu keinem Erfolg führte (Über das „Warum“ wurde lange gegrübelt.) sollte wenigstens das Schwingungssystem „Maschinengestell-Traverse“ so verstimmt werden, dass dieser resonanzähnliche Zustand bei 1250U/min verschwindet bzw. nicht mehr so stört, wie am Anfang. Ein Schwingungstilger sollte es richten. Kurzer Ausflug dazu in die Theorie:

> Ein Schwingungstilger ist ein zusätzlich angebautes Feder-Masse-System, mit dem bei richtiger Dimensionierung z.B. eine störende Eigenfrequenz (wie diese hier bei 21 Hz) splittet in eine Eigenfrequenz, die oberhalb (z.B. über dem geforderten Drehzahlbereich) und eine, die unterhalb (und damit beim Hochlauf der Maschine schneller durchfahrbar) der ursprünglichen liegt. Soweit die Theorie.

Praktisch ergab sich ein Feder-Masse-System beträchtlichen Ausmaßes, das auf der Traverse in Maschinenmitte platziert wurde. In Bild 6 wird dazu eine Prinzipskizze (entspricht dem dafür benutzten Berechnungsmodell) gezeigt.

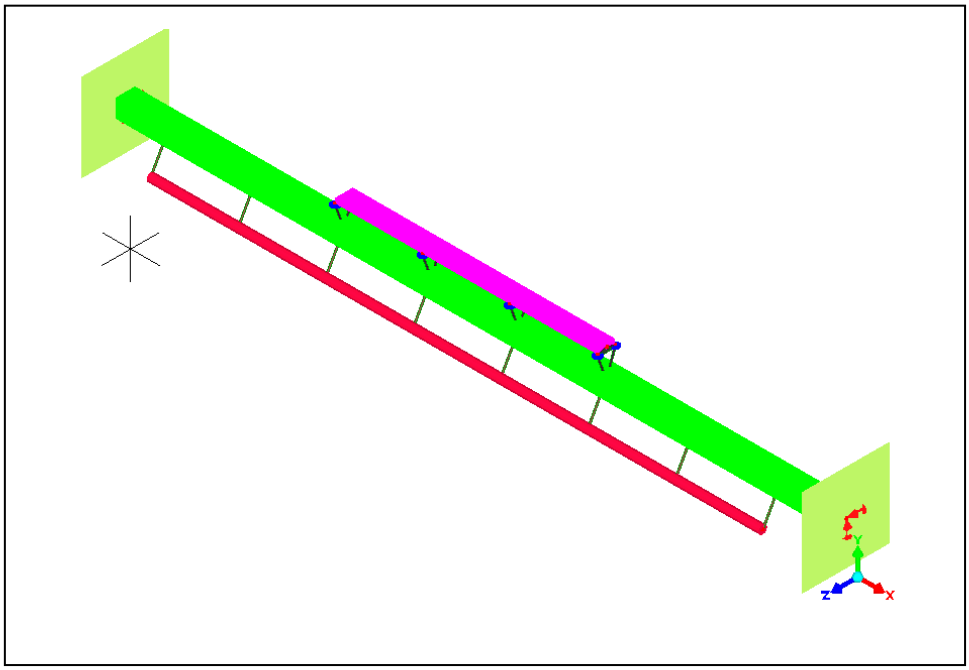

Bild 6: Berechnungsmodell: Traverse mit LS-Schwingwelle und Tilger bei beidseitig elastischer Lagerung

Die Messungen begannen vielversprechend. Der resonanzartige Zustand bei 1 250 U/min war tatsächlich so gut wie verschwunden. Der Tilger war demzufolge exakt bemessen worden und hat seine Aufgaben einwandfrei erfüllt.
Aber die Kuh war damit noch nicht vom Eis: Als der große Premierenlauf erfolgen sollte, alle Nadelbarren und sonstige Werkzeuge waren wieder angebaut, passierte er, der berühmt-berüchtigte „Vorführeffekt“. Exakt bei 1250 U/min kam es zum großen Crash. Die Nadeln kollidierten infolge der Schwingungen wieder mit- und untereinander, und man stand nach über einem halben Jahr Bearbeitungszeit vor einem Scherbenhaufen, im wahrsten Sinne des Wortes….

Der rettende Einfall

Jetzt war guter Rat teuer. Irgendwas hatte man übersehen, aber was?
Insbesondere die Tatsache, dass der Biegebalken „Traverse“ nach dem Tilgereinbau bei 1250U/min so gut wie keine Schwingungen ausführte, die Nadeln aber trotzdem kollidierten, legte den Schluss nahe, dass die an der Traverse befestigte Legeschienenwelle mit all ihren Anbauten, den Werkzeugträgern Legebarren mit den Lochnadeln ein Eigenleben führten, das bis dahin nicht untersucht wurde.
Eine Überschlagsrechnung ergab zum Erstaunen, dass die erste Torsionseigenfrequenz der zwar 70 mm dicken, aber auch über acht Meter langen, und mit vielen Zusatzmassen „behangenen“, beiderseits eingespannten LS-Welle bei ca. 85 Hz lag. Das war die Grundlage für eine neue Arbeitshypothese:

> Die erste Torsionseigenfrequenz der Legeschienenwelle (mit sämtlichen Anbauten) gerät bei ca. 1250 U/min in eine höherharmonische Resonanz mit der vierten Harmonischen der Übertragungsfunktion des Legeschienenantriebs (Bild 3).

Dieser Idee sollte nun nachgegangen werden, indem ein neuer Antriebsmechanismus für den Legeschienenantrieb entwickelt wird, der im Idealfall keine, in der Realität jedoch eine möglichst kleine vierte Harmonische im Übertragungsverhalten aufweist, dabei die engen

Grenzen der technologisch geforderten Abtriebsbewegung einhält und auch sonst noch möglichst keine schlechteren Eigenschaften (Maximalbeschleunigungen, Gelenkkräfte, Antriebsmoment) als die bisherige Lösung hat.
Und das war die nächste Herausforderung, denn die Lage sämtlicher Lagerpunkte musste außerdem noch erhalten bleiben, insbesondere auch die von An- und Abtrieb.
Unter Zuhilfenahme der Mechanismen-Analyse-Software ***winDAM 2.7*** (http://www.kaltofen-engineering.de/data/_uploaded/file/pdf/winDAM-Doc.pdf) - welche bereits beim oben dargestellten Gelenkkraftausgleich geholfen hatte - wurde aber schneller eine brauchbare Lösung gefunden als erwartet. Allerdings benötigte man dazu einen „Fahrplan“, wie man Koppelgetriebe mit möglichst kleinen höherharmonischen Anteilen in der Übertragungsfunktion erzeugt.

> Die Höherharmonischen werden i. d. R. vermieden bzw. vermindert, wenn möglichst kleine Koppeldrehungen generiert werden können. Das heißt auch, dass für die minimalen und die maximalen (Alt'schen) Übertragungswinkel in jeder Masche des Getriebes Werte möglichst nahe 90° angestrebt werden sollten.

Nach dieser Devise wurde der in Bild 7 dargestellte Legeschienen-Antriebsmechanismus (Bild 7, links unten) entwickelt, der bei weitgehender Beibehaltung der technologisch erforderlichen Übertragungsfunktion und der anderen o.g. Parameter im Spektrum der Abtriebsbewegung eine – gegenüber der Ausgangsvariante – um **89%** verminderte vierte Harmonische enthält.

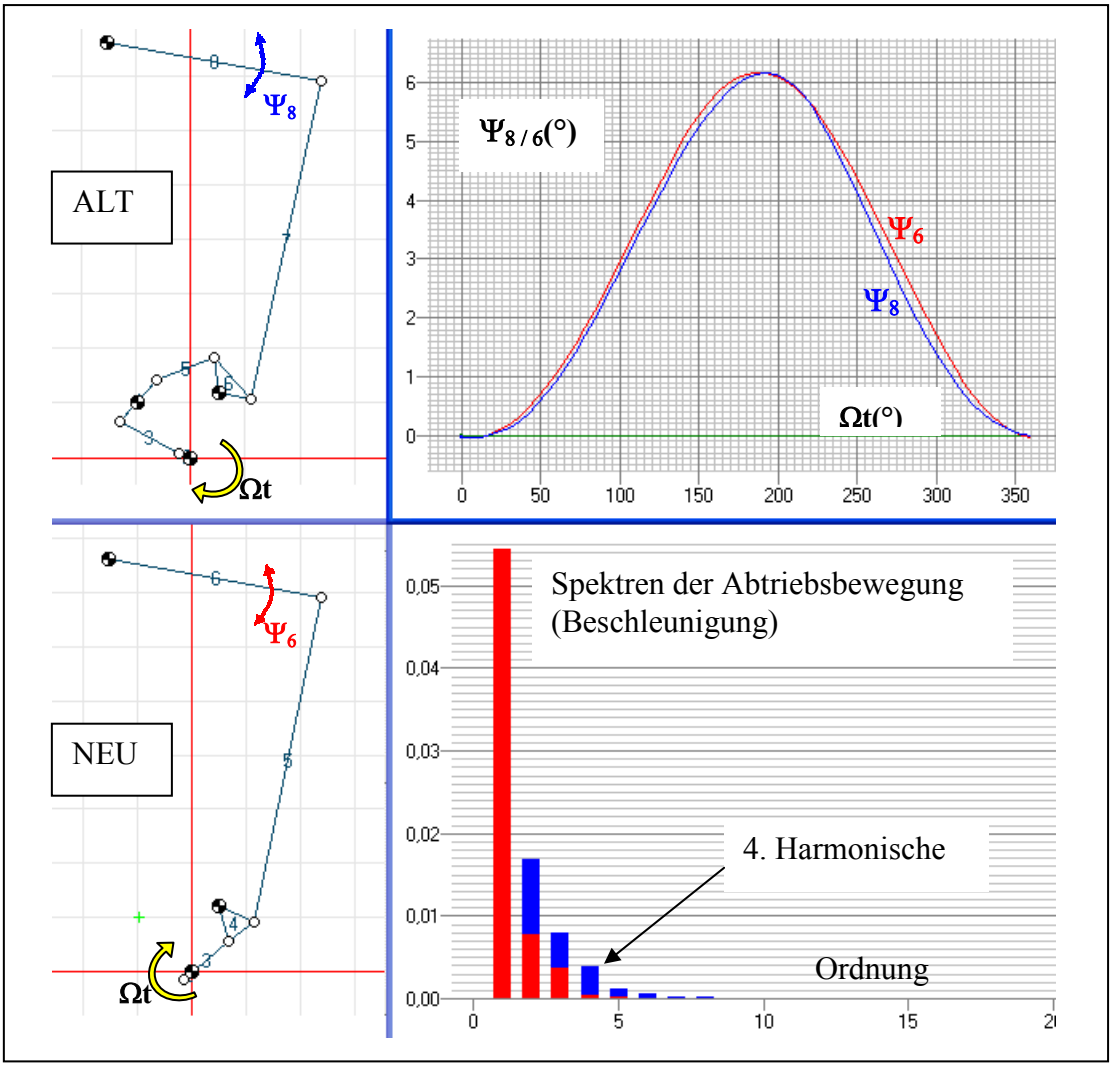

Bild 7: Vergleich von altem und neuem Legeschienenantrieb

Das war letztlich der Durchbruch bei diesem Projekt. Das Getriebe wurde konstruiert, gebaut und montiert, und die (insbesondere durch ihre Ausmaße und ihre Arbeitsgeschwindigkeit) beeindruckende Maschine läuft (vermutlich) heute noch und das hoffentlich ganz ohne Nadelbruch …

Nachlese

Im Nachhinein muss man sagen, dass das Ermittlerteam von der Maschine mehrmals aufs Glatteis geführt wurde. Die größte Gemeinheit war die, dass sie (die Maschine) sich genau an die Stelle, an der das Unglück passierte - bei diesen 1250 U/min – eine Biegeeigenfrequenz (noch dazu mit der passenden Schwingform) der Traverse hingelegt hatte.
Aber auch das Ermittlerteam hat einige Nachlässigkeiten begangen, die beim nächsten Mal nicht mehr passieren sollten. Da wäre in erster Linie zu nennen, dass die Messstellen nicht dort waren, wo sie hingehört hätten. Was nützt einem der Beschleunigungsaufnehmer an der Traverse, wenn er doch besser an die Legebarre oder zumindest in deren unmittelbare Nähe gehört hätte.
Als Erkenntnis aus diesem Projekt kann man mitnehmen, dass bei Maschinen, in denen sich ungleichmäßig übersetzende Mechanismen bewegen, die höherharmonischen Resonanzen auch weiterhin beliebte Schwingungserscheinungen sind und, dass es jetzt eine pragmatische Methode gibt, Koppelgetriebe mit wenigen Höherharmonischen zu erzeugen, ohne dass man auf Kurvengetriebe oder Kurven-Koppelgetriebe ausweichen muss, für die es solche Verfahren schon seit einigen Jahren gibt (Stichwort: HS-Bewegungsgesetze).
Insgesamt war es jedoch eine sehr spannende und interessante Angelegenheit und ein ziemlich steiniger Weg zur Erkenntnis, aber Beharrlichkeit und die ewige Neugier führten letztendlich zum Ziel.