

Kraftübertragung zwischen Lastkette (Flyerkette) und Umlenkrolle

Power transmission between load chain (leaf chain) and pulley

Artur Katkow
Karl-Heinz Wehking

Abteilung Maschinenentwicklung und Materialflussautomatisierung
Institut für Fördertechnik und Logistik
Universität Stuttgart

Ketten verschiedener Ausführungsformen werden in vielen Bereichen der Technik eingesetzt und haben eine dementsprechend lange Entwicklungsgeschichte. Die ersten Anwendungen der Kette als technisches Element zur Kraftübertragung wurde bereits im 1. Jahrhundert v. Chr. von den römischen Architekten und Ingenieur Marcus Vitruvius Pollio in Form einer geschmiedeten Gliederkette am Schöpfwerk angewendet. Weitere historische Abbildungen von Ketten finden sich in den Zeichnungen von Leonardo da Vinci (1452-1519), die der heute verbreiteten Block- und Flyerkette sehr ähnlich sind. In den vergangenen Jahrzehnten wurde die Kette immer wieder weiter entwickelt und optimiert. Die Hersteller bedienen sich der zur Verfügung stehenden Normen und ihren Erfahrungswerten und legen die Ketten entsprechend aus. Aufgrund der immer höheren Anforderungen seitens der Kunden an die Kette ist eine prognostizierte Lebensdauer aufgrund der vielen einflussnehmenden Parametern bzw. Faktoren nur bedingt möglich. Aus diesem Grund ist es wichtig diese Faktoren und ihren Einfluss auf die Lebensdauer zu kennen.

[Schlüsselwörter: Flyerkette, Mehrkörpersimulation, Umlenkrolle, Kraftübertragung, Kettenlebensdauer]

Chains of different embodiments are used in many areas of technology and have a correspondingly long history of development. The first application of the chain as a technical element for transmitting power was already in the 1st century B.C., used by the Roman architect and engineer Marcus Vitruvius Pollio in the form of a forged link chain on a bucket elevator. Other historical figures of chains can be found in the drawings of Leonardo da Vinci (1452-1519), which are very similar to the current standard block and leaf chain. In recent decades, the chain has evolved and was optimized repeatedly. The manufacturers make use of the available standards and their experience and dimension the chains accordingly. Due to the ever increasing demands from customers to the chain, a prediction of service life is limited due to the many influential parameters or factors.

For this reason it is important to know these factors and their influence on the service life.

[Keywords: leaf chain, multibody simulation, pulley, power transmission, chain service life]

1 EINLEITUNG

Ketten stellen unbestritten im Maschinen- und Anlagenbau ein wichtiges und häufig anzutreffendes Konstruktionselement dar. Die Einsatzmöglichkeiten sind dabei ebenso vielfältig wie der Markt an verfügbaren Ketten. Dem Einsatzzweck entsprechend ergeben sich diverse anwendungsspezifische Bauarten. Man unterscheidet generell zwischen Lastketten, Treibketten und Förderketten. Flyerketten, die den Lastketten zuzuordnen sind, werden im Allgemeinen bei Gabelstaplern und bei Werkzeugmaschinen eingesetzt. Im Bereich der Gabelstapler läuft die Flyerkette, die auf der einen Seite mittels Anker am Fahrzeug und auf der anderen Seite mit der Gabel verbunden ist, über eine Umlenkrolle. Die Umlenkrollen müssen an die Größe der verwendeten Flyerkette angepasst sein und entsprechend den Vorgaben der Norm DIN ISO 4347 bzw. Herstellerangaben gewählt werden. Diese erlauben oftmals eine Verkleinerung des Durchmessers. Jedoch muss hierbei bedacht werden, dass der Polygoneffekt umso mehr zum Tragen kommt, je kleiner der Durchmesser der Umlenkrolle ist. Das Auftreten des Polygoneffekts führt zudem zu einer Schwingungserregung innerhalb der Kette mit nicht vernachlässigbaren Schwingungsamplituden, die die Betriebssicherheit gefährden und die Lebensdauer der Kette herabsetzen kann.

2 ZIELE DER UNTERSUCHUNG

Ziel dieser Arbeit ist die Darstellung der Kontaktkraft sowie die aus dem Polygoneffekt resultierende Krafterhöhung mit Hilfe der Mehrkörpersimulation. Die Literaturtheorie des Polygoneffektes (Teilkreisgleichung) beschränkt sich auf ideale Geometrien und Kontakte zwischen den beiden Elementen, was den in der Realität auftretenden Kräften gegenübergestellt werden muss. Die

Ergebnisse dieser Untersuchung können im Weiteren zur Auslegung einer idealen Paarung bestehend aus Kettengeometrie und Umlenkrollendurchmesser genutzt werden, was letztlich die Lebensdauer der Kette erhöhen kann. Gleichzeitig lassen sich mit der Mehrkörpersimulation Fertigungstoleranzen, Betriebslängung und Betriebsverschleiß leichter nachbilden und analysieren. Bestehende Laschegeometrien und Kettengeometrien können zudem mit Hilfe der ermittelten Kontaktkräfte und der Finiten Elemente Methode (FEM) optimiert werden.

3 STAND DER FORSCHUNG

3.1 FLYERKETTEN

Die Flyerkette ist prinzipiell eine Lastkette. Sie dient in der Regel als Zugorgan zur Umlenkung von Kräften. Eingesetzt wird sie in Verbindung mit hydraulisch betätigten Zylindern oder als Gegengewichtskette. Die Flyerkette ist nicht geeignet, über verzahnte Kettenräder zu laufen und auf diese ein Drehmoment zu übertragen. Die weiteste Verwendung hat die Flyerkette in den Hubmasten von Gabelstaplern gefunden. Eine wichtige Funktion erfüllt sie auch als Gegengewichtskette bei Werkzeugmaschinen sowie als Hubkette in Containerhubwagen.

3.1.1 AUFBAU VON FLYERKETTEN

Die Flyerkette ist nach DIN ISO 4347 [DIN11] genormt. Sie besteht aus Kettenbolzen und Laschen, wie in Abbildung 1 dargestellt. Bei den Laschen unterscheidet man die Außen-, Zwischen- und Innenlaschen.

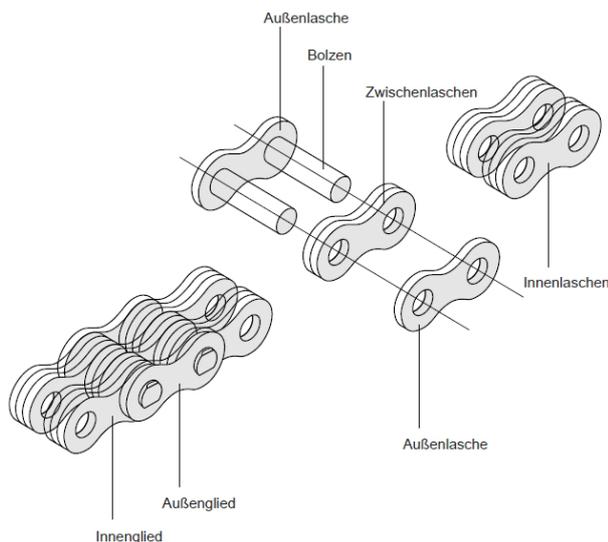


Abbildung 1. Aufbau von Flyerketten [Rex11]

Das Außenglied der Flyerkette besteht jeweils aus zwei Bolzen, den Zwischenlaschen und zwei Außenlaschen. Die Außenlaschen besitzen einen Presssitz gegenüber dem Kettenbolzen, der zusätzlich vernietet wird. Um die Montage zu ermöglichen, weisen die Zwischenlaschen einen Schiebesitz auf.

Das Innenglied der Flyerkette besteht jeweils aus den Innenlaschen. Um die Gelenkigkeit zu gewährleisten, werden die Innenlaschen ebenfalls mit einem Schiebesitz versehen. [Rex11]

3.1.2 UMLENKROLLEN

Die Umlenkrollen müssen an die Größe der verwendeten Flyerkette angepasst sein und entsprechend den Vorgaben der Norm DIN ISO 4347 [DIN11] bzw. nach Herstellerangaben gewählt werden. Der Durchmesser der zu verwendenden Umlenkrollen für den Einsatz von Flyerketten richtet sich nach der Teilung der Kette. Die DIN ISO 4347 schreibt dabei folgende Werte vor:

$$D_1 = 5 \cdot p$$

$$b_{15} = 1,05 \cdot \text{Breite über den genieteten Bolzen}$$

$$D_2 = D_1 + h_3$$

- D_1 minimaler Durchmesser der Umlenkrolle
- b_{15} Breite zwischen den Flanken der Umlenkrolle
- D_2 minimaler Flankendurchmesser
- h_3 Laschenhöhe
- p Kettenteilung

Herstellerspezifisch können abweichende Werte gelten. Umlenkrollen mit kleinerem Durchmesser können verwendet werden, sofern deren Tauglichkeit durch entsprechende Versuche verifiziert worden ist. Von vielen Herstellern wird der Wert $D_1 = 5 \cdot p$ als Standardwert empfohlen, und eine Verkleinerung des Durchmessers auf $D_1 = 3 \cdot p$ toleriert.

3.1.3 POLYGOEFFEKT

Eine Kette kann sich durch ihre endliche Teilung nicht in dem Maß an eine Umlenkrolle – oder im Falle einer Treibkette an ein Zahnrad – anpassen, wie es bei einem Riemen oder Seil der Fall ist. Die Kette nimmt dabei die Form eines Polygons an, weshalb das Phänomen Polygoneffekt genannt wird. Dieser Polygoneffekt hat zur Folge, dass beim Lauf einer Kette über eine Umlenkrolle oder Kettenrad die Drehzahl nicht konstant ist, sondern um ein gewisses Maß schwankt. Mit dieser Drehzahl-schwankung geht auch eine Änderung des Drehmoments oder der Kettengeschwindigkeit einher (siehe Abbildung 2). Dabei ist der Polygoneffekt vorwiegend von der Zähnezahl des Kettenrads bzw. dem Durchmesser der Umlenkrolle abhängig. Je kleiner diese gewählt werden, umso höher wird die Ungleichförmigkeit. [Rex11]

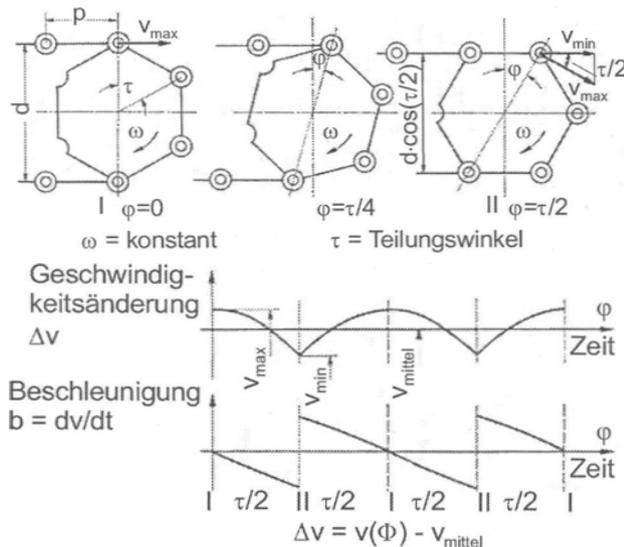


Abbildung 2. Polygoneffekt [Mat01]

Bei der Anwendung einer Flyerkette an einem Gabelstaplerhubgerüst hätte dies zur Folge, dass bei konstanter Aus- oder Einfahrtgeschwindigkeit des Hubzylinders die Geschwindigkeit der Kette schwankt und somit die Hubgeschwindigkeit der Last nicht konstant proportional zur Geschwindigkeit der Kolbenstange des Zylinders ist. Mit dem Einsatz von größeren Kettenrädern bzw. Umlenkrollen, kann der Polygoneffekt zwar minimiert, jedoch nicht gänzlich beseitigt werden. Entsprechend wird für die Anwendung im Bereich von Gabelstaplern empfohlen, für den Durchmesser mindestens das Vierfache der Kettenteilung zu wählen. [Rex11]

Bei Anwendungen, die eine höhere Gleichförmigkeit und Präzision erfordern, wie zum Beispiel im Bereich der Werkzeugmaschinen, ist ein Durchmesser der Umlenkrolle mit bis zum Siebenfachen der Kettenteilung üblich. Überschlägig beträgt die Ungleichförmigkeit und somit die Abweichung von einem konstanten Übersetzungsverhältnis ca. 4 % bei Verwendung einer Umlenkrolle mit $D_1 = 3 \cdot p$, während die Schwankung der Kettengeschwindigkeit nur noch ca. 1,1 % beträgt bei einer Umlenkrolle mit $D_1 = 5 \cdot p$. [Rex11]

3.1.4 REIBUNG UND VERSCHLEISS

Letztlich besteht auch ein Zusammenhang zwischen Polygoneffekt und Verschleißverhalten einer Kette. Hierfür muss man sich die Vorgänge beim Auf- und Ablaufen einer Kette von einem Kettenrad bzw. einer Umlenkrolle vergegenwärtigen. Jedes Kettenglied wird beim Auflaufen auf das Kettenrad bzw. die Umlenkrolle abgewinkelt. Wie stark die Glieder abgewinkelt werden, spricht der Winkel der Verdrehung von Bolzen zu Lasche, hängt vom Durchmesser des Kettenrads bzw. der Umlenkrolle ab. Je kleiner der Durchmesser, umso stärker werden die Kettenglieder abgewinkelt und die Gelenkbewegung ist größer, als bei einem entsprechend größeren Durchmesser. Somit ist es auch mit Blick auf den Gelenkverschleiß vor-

teilhaft, wenn immer es konstruktiv möglich ist, den Durchmesser der Kettenräder bzw. Umlenkrollen größer zu wählen als minimal zulässig wäre. Überschlägig kann man sagen, dass im Falle von Flyerketten die Gelenkbewegung bei einer Umlenkrolle mit $D_1 = 5 \cdot p$ ca. 50 % kleiner ist, als bei einer Umlenkrolle mit $D_1 = 3 \cdot p$ [Rex11]. Dementsprechend ergibt sich auch ein direkter Zusammenhang zwischen Polygoneffekt und Lebensdauer der Flyerkette. Je größer der Polygoneffekt, umso größer ist die Umlenkung und damit die Gelenkbewegung, woraus wiederum ein höherer Verschleiß resultiert.

3.2 UNTERSUCHUNGEN AM ELEKTROKETTENZUG

Im folgendem Kapitel werden die seitens der TU Graz unternommenen Optimierungen am Elektrokettenzug kurz erläutert. Hierbei soll vor allem gezeigt werden welche Herangehensweisen gewählt wurden, um das Ziel zu erreichen. Diese Arbeiten bilden mögliche Lösungsansätze für die hier beschriebene Problemstellung.

3.2.1 SCHWINGUNGSVERHALTEN AM KETTENZUG

Die Dissertation von Landschützer [Lan04] beschreibt die Schwingungsvorgänge, wie sie bei Elektrokettenzügen mit Rundstahlketten infolge des Polygoneffekts auftreten. Dabei wurden alle zur Beschreibung notwendigen Differentialgleichungen aufgestellt, um mittels unterschiedlicher numerischer Lösungsverfahren gelöst zu werden. Die mathematische Beschreibung bezieht neben den Komponenten des Kettenzugs wie Antriebsmotor, Getriebe und Kettennuss als Abtriebsglied zur viskoelastischen Rundstahlkette auch die mit dem Kettenzug unmittelbar verbundenen Systeme der Aufhängung und des Anschlags der Last mit ein. Dadurch entstehen mehrdimensionale Schwingssysteme, die aufgrund ihrer rheonomen Parameter keiner analytischen Lösung mehr zugänglich sind. Deshalb wurden die Simulationsprogramme ITI-Sim und MATLAB/Simulink zur Gleichungslösung verwendet und die mit den beiden Systemen parallel berechneten Ergebnisse exemplarisch miteinander verglichen.

Damit die Berechnung der Realität angenähert werden kann, wurden umfangreiche Parameterermittlungen durchgeführt, wobei einzelne relevante Parameter zur Verifikation mittels unterschiedlicher Analyseverfahren ermittelt wurden. Die Lösung der mit den ermittelten Parametern und Gleichungen beschriebenen mathematischen Berechnung wurde zur Verifikation mit umfangreichen Messungen des Gesamtsystemverhaltens am Kettenzug ST30 der Fa. STAHL verglichen. Aus den gewonnenen Berechnungserkenntnissen wurde eine analytische Abschätzungsberechnung für Anwender von Kettenzugsystemen abgeleitet, die mit einer Genauigkeit von fünf Prozent die Resonanzkettenlängen beim Betrieb eines Kettenzugs ausgibt. Damit ist es für den Anwender möglich, aus den unterschiedlichsten verfügbaren Kettenzugsystemen des Marktes das für ihren Lastfall geeignete

auszuwählen, um störende Resonanzeinflüsse im Betrieb zu vermeiden. Weiter kann mit den Modellen jede Art von Bewegungszustand eines Kettenzuges, wie beispielsweise Fahrt gegen Anschlag oder abruptes Aufsetzen am Boden, hinsichtlich der entstehenden Belastungen berechnet werden. Dadurch wird eine Lebensdauerabschätzung mittels Methoden der Dauerfestigkeitsbetrachtung möglich. Ein Untersuchungsaspekt ist auch die Erstellung eines Berechnungsprogramms von Kettenzügen mit den Polygoneffekt ausgleichenden unrunder Stirnradgetrieben. Dabei ist es mit den erstellten Modellen möglich, jedwede Geometrie dieser Getriebe mit unterschiedlichsten Konstruktionen der Kettennüsse gegenüberzustellen, um das Betriebsoptimum zu finden. [Lan04]

3.2.2 KRAFTÜBERTRAGUNG AM KETTENZUG

Die Arbeit von Moser [Mos07] befasste sich mit der Untersuchung der Kraftübertragung an Hebezeug-Kettentrieben. Im Gegensatz zu anderen Arbeiten, die sich mit Rundstahlkettentrieben aus dem Bergbaubereich befassen, wurde hier auf die Besonderheiten der Hebezeuge eingegangen. Im Abschnitt über die Abmessungen von Kette und Kettennuss wurden die Abweichungen der realen Maße von den idealen betrachtet. Der Herstellvorgang der Kettenglieder beinhaltet mehrere plastische Verformungen, die eine Verringerung der Fertigungstoleranzen nicht ohne weiteres ermöglichen. Die Untersuchungsergebnisse zeigen, dass die Toleranzen der Kettenteilung deutlich unter den geforderten liegen. Bei der Breite der Kettenglieder ist dagegen mit deutlich größeren Abweichungen zu rechnen. Eine Einhaltung der Toleranzen nach der Norm ist aber möglich. Die Kettennuss wird spanend aus dem Vollen gefertigt und anschließend einsatzgerecht. Die Maß- und Formabweichungen sind dementsprechend gering.

In dem erstellten Lageberechnungsprogramm wurde die Lage der Kettenglieder relativ zur Kettennuss ausgehend vom letzten kraftübertragenden Kettenglied berechnet. Durch Variation der Abmessungen konnte der Einfluss von Toleranzen und Verschleiß untersucht werden. Die Ausgangsgrößen der Lageberechnung sind die Lagekoordinaten, Kraftangriffswinkel und -punkt, die zugleich als Eingangsgrößen für die Kräfteberechnung dienen. Außerdem konnte auch eine Aussage über den Eingriffsfall getroffen werden. Beim Eingriffsfall „kurze Kette“ sind die Systemlängen der Kette, insbesondere die Teilung, zu kurz für die gewählte Kettennuss. Beim Eingriffsfall „lange Kette“ verhält es sich gerade umgekehrt. Der Eingriffsfall „passende Kette“ ist aufgrund der immer vorhandenen Toleranzen und elastischen Dehnungen sowie Verschleiß nur theoretisch möglich.

Die wichtigsten Unterschiede zu Kettentrieben im Bergbaubereich sind die geringen Taschenzahlen, die Unterstützung der stehenden Kettenglieder in der Kettennuss und das Fehlen der Vorspannkraft. Zur Visualisierung der

Ergebnisse wurden Diagramme erstellt, die die Kräfte zwischen den Kettengliedern und relativ zur Kettennuss in Abhängigkeit des Eingriffsfalls zeigen. Die Messung der Kräfte ist nur bei den stehenden Kettengliedern möglich und enthalten. Eine Simulation des Kettentriebs mithilfe eines Mehrkörpersimulationsprogrammes war ebenfalls Teil der Untersuchung. Die Wahl der Simulationsparameter ist schwierig und zeitaufwändig. Die erhaltenen Ergebnisse zeigten jedoch eine gute Übereinstimmung mit der analytischen Berechnung.

Die Berechnung der Spannungen im Kettenglied war nur durch Lösen des innerlich statisch unbestimmten Systems möglich. Im Vergleich zur Nennspannung, die dem Verhältnis von Zugkraft zu Schenkelquerschnittsfläche entspricht, treten an der Bugaußenseite und an der Schenkellinnenseite deutliche höhere Spannungen auf. Bei Kontakt des Kettengliedes mit der Kettennuss treten Zusatzbeanspruchungen auf, die möglichst minimiert werden sollen. Die Höhe der Zusatzbeanspruchungen ist weniger vom Eingriffsfall als von Konstruktionsdetails der Kettennuss abhängig. Neben den analytischen und numerischen Spannungsberechnungen wurden Messungen mittels Dehnungsmessstreifen durchgeführt. In den Messergebnissen ist deutlich die Veränderung der Spannung durch die exzentrische Lage infolge der Reibung zu sehen. Des Weiteren wurde gezeigt, wie groß die Spannungsüberhöhungen an der Oberseite des Schenkels des liegenden Kettengliedes durch ungünstige Wahl der Kettennussabmessungen sein könnten.

Im Abschnitt über die konstruktive Ausführung wurde ein Überblick über die Entwicklungen von Ketten und Kettennüssen, die in zahlreichen Patenten enthalten sind, gegeben. Das erstellte Auslegungsprogramm ermöglicht die Berechnung der Auflagehöhen und Taschenweiten in Abhängigkeit der Kettenabmessungen und der gewünschten Fußrundungsradien. Bei der auf diese Weise dimensionierten Kettennuss konnte mithilfe des Lage- und Kräfteberechnungsprogramms überprüft werden, ob auch die Ketten mit den größten und kleinsten anzunehmenden Abmessungen für den Betrieb geeignet sind. Eine durch Verschleiß um zwei Prozent gelängte Kette muss ebenso funktionsfähig sein. Die konstruktive Ausführung der Kettennuss wurde so gestaltet, um die Zusatzbeanspruchungen der Kettenglieder bei Kontakt mit der Kettennuss möglichst gering zu halten. Die wichtigsten Gestaltungsgrundsätze sind

- die stehenden Kettenglieder im Bereich des hinteren Bugs zu unterstützen und
- den Kontakt des Schenkels des liegenden Kettengliedes mit dem Taschenboden zu vermeiden.

Mehrere Tests der gefertigten Kettennüsse lieferten dabei den Erwartungen entsprechende Ergebnisse. [Mos07]

3.3 LÄNGENBEZOGENE ANPRESSKRAFT BEIM DRAHTSEIL

1965 konnte *Schmidt* mit seiner Arbeit [Sch65] erstmals den Bezug zwischen der Seilsteifigkeit und der Biegesteifigkeit des Seils herstellen. Dabei konnte festgestellt werden, dass sich die Seilbiegesteifigkeit am Auf- und Ablaufpunkt additiv aus einem elastischen Anteil und einem Anteil aus der inneren Reibung zusammensetzt. Aus dieser Annahme konnte das Momentengleichgewicht am Auf- bzw. Ablaufpunkt, welches bis auf das Vorzeichen identisch ist, gebildet werden (siehe Abbildung 3).

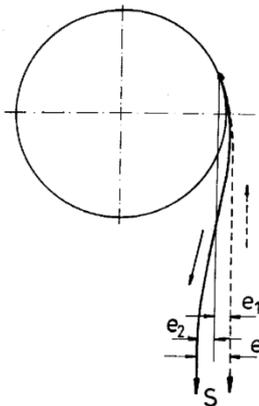


Abbildung 3. Auf- und Ablaufkurve bei Seilscheiben

Nach der Aufstellung der Momentengleichgewichte gilt folgende Beziehung für das Reibungsmoment:

$$M_r = \frac{S \cdot (e_1 + e_2)}{2} = \frac{S \cdot e}{2}$$

Durch mehrere Methoden konnte die Behauptung der Gleichheit des Reibungsmoments bei Auf- und Ablauf gestützt werden. Außerdem konnte festgestellt werden, dass der Ablauf stets später und der Ablauf stets früher stattfindet, als der eines biegeschlaffen Fadens. Der Auf- bzw. Ablaufwinkel ändert sich dabei kaum. Weiterhin wurden mittels direkt auf dem Seil angebrachten Dehnungsmessstreifen (DMS) die ersten Verformungsmessungen durchgeführt. Dabei konnte andeutungsweise eine Spannungsüberhöhung am Auf- und Ablaufpunkt festgestellt werden, die als sekundäre Zugspannungen definiert wurde. Da die Versuche mit den damals noch sehr großen DMS durchgeführt wurden und die Messungen mit den anderen Messungen nicht übereinstimmten, wurde die Methode als nicht zuverlässig eingestuft.

Acht Jahre später beschäftigen sich *Manchini* und *Rosetti* [MR73] sowie 1975 *Wiek* [Wie75] mit weiteren Spannungsmessungen. Abbildung 4 zeigt eine abgezeichnete neuere Messung nach *Schiffner* [Sch87]. Dabei wird der DMS direkt an einen Einzeldraht geklebt. Der Spannungsverlauf ist gekennzeichnet durch eine leichte Spannungsreduzierung, bevor die typische Spitze am Auf-

punkt erreicht wird. Nach dem Auflaufpunkt schließt sich ein „Tal“ an, woraufhin ein Abschnitt konstanter Spannung folgt. Anschließend erfolgt ein Anstieg der Spannung zur Ablaufspitze und im Weiteren in ein „tiefes Tal“. Es steigt auf den ursprünglichen Wert an und sinkt dann etwas ab, bevor sie endgültig wieder konstant wird.

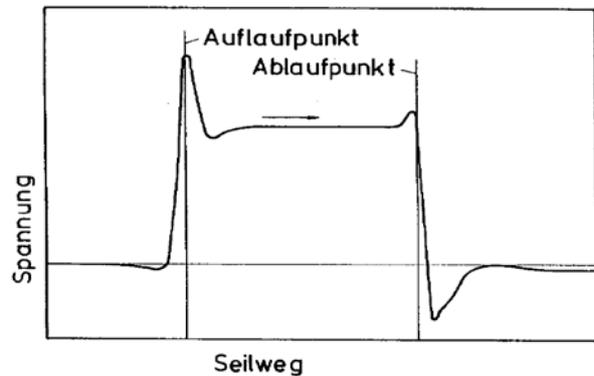


Abbildung 4. Längsspannungen beim Lauf eines Seils über die Seilscheibe [Sch87]

Die Berechnung der sekundären Zugspannung wurde 1975 durch *Leider* [Lei75] mittels numerischer Rechnung erweitert. Dabei wurde das Seil sehr vereinfacht als Linie eines biegeschlaffen Fadens angenommen. Dadurch konnte *Leider* [Lei75] den Verlauf der sekundären Zugspannung für einlagige Spiralseile simulieren.

In der Forschungsarbeit von *Häberle* [Häb95] wurde unter anderem an der Ermittlung der sekundären Zugspannung geforscht, die anhand der Versuche zur längenbezogenen Anpresskraft (LA) erweitert wurde. Die Messeinrichtung ist in Abbildung 5 dargestellt.

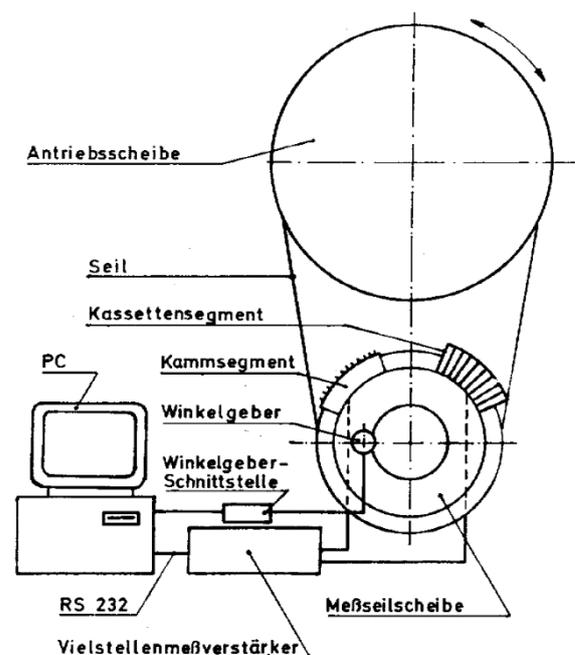


Abbildung 5. Messeinrichtung [Häb95]

Das Kammsegment besteht aus 2 kammartigen Segmenten, die 35 Messlamellen aufnehmen, von denen die mittleren neun zur Ermittlung der LA dienen. Auf den Messlamellen sind vier DMS mit je einem Längs- und Quergitter, zu einer Vollbrücke geschaltet, angebracht. Dies dient der ausschließlichen Messung der Druckspannung, da die Biegespannungen in beiden Biegerichtungen aufgrund der Beschaltung kompensiert werden. Die Messungen erfolgten mit unterschiedlichen Seilen und unterschiedlichen Zugkräften.

Häberle hat zur Berechnung der Überhöhung der Anpresskraft beim Auflauf des Seils über die Seilscheibe mit Hilfe einer Regression eine Formel aufgestellt, die den Einfluss auf die Seillebensdauer beschreibt.

4 HERLEITUNG DER THEMENSTELLUNG

Aus dem hier zusammengestellten Stand der Technik wird ersichtlich, dass im Bereich von Flyerketten wenig bis gar keine grundlegende Untersuchungen basierend auf analytischen Ansätzen zu finden sind. Zur Auslegung von Kettenkonstruktionen im jeweiligen Einsatzfall werden zumeist herstellereigene Daten herangezogen, die auf jahrelangen Erfahrungswerten basieren. Die Norm DIN ISO 4347 bildet die Grundlage für die Dimensionierung der Kettengeometrie. Herstellerbedingt werden Optimierungen bei der Herstellung von Einzelteilen durchgeführt, um die Grenzwerte der Norm einzuhalten. Die Wahl der Umlenkrolle, die aufgrund ihrer Dimensionierung ein relevantes Bauteil hinsichtlich der Kettenlebensdauer bildet, ist von fundamentaler Bedeutung. Laut Norm ist ein Umlenkdurchmesser zu wählen, der das Fünffache der Kettenteilung beträgt. Dieser Wert ist jedoch nur eine Empfehlung seitens der Norm. In der Realität werden bei der Wahl des Umlenkrollendurchmessers Erfahrungswerte zugrunde gelegt, die auf empirischen Untersuchungen im Labor oder Feldversuchen basieren. So werden beispielsweise für Gabelstapler mindestens die vierfache und bei Werkzeugmaschinen bis zur siebenfachen Kettenteilung für den Umlenkrollendurchmesser empfohlen. Es gibt jedoch auch Fälle, in denen der Kunde aufgrund des ihm zur Verfügung stehenden Bauraums zu einer anderen Kombination zwischen den beiden Komponenten zurückgreifen muss. Dies kann unter Umständen einen negativen Einfluss auf die Kettenlebensdauer haben.

Wie bereits im Stand der Technik beschrieben, hat der Polygoneffekt und die daraus resultierende Krafterhöhung bzw. Geschwindigkeitsschwankung beim Lauf der Kette über die Umlenkrolle den wichtigsten Einfluss auf die Kraftübertragung zwischen den beiden Komponenten. Aus dieser Kraftübertragung folgen letztlich die Pressung zwischen den beiden Reibpartnern und der daraus resultierende Verschleiß. Diese Kräfte sind nach intensiver Literaturrecherche nicht beschrieben und somit unbekannt. Lediglich die Kettenzugkräfte können mittels Dehnungsmessstreifen erfasst und ausgewertet werden. Diese Vor-

gehensweise beschränkt sich jedoch nur auf die beiden Außenlaschen der Kette, da der Bauraum im Bereich des Innenglieds nur beschränkt zur Applikation von Dehnungsmessstreifen zur Verfügung steht. Bei einer Kettenkonstruktion 2x2 oder 2x3 bestehend aus zwei Außenlaschen und zwei bzw. drei Innenlaschen kann die Kettenzugkraft über die Außenlaschen bestimmt werden, da hier die komplette Kraft übertragen wird. Sobald eine Innenlasche die Kraft überträgt wie beispielsweise bei einer 3x4 Anordnung ist die Kraftverteilung nur über eine Schätzung möglich, da hier die Erfassung nur bedingt möglich ist. Es ist jedoch von fundamentaler Bedeutung die Kraftübertragung und die Kraftverteilung innerhalb der Reibpaare zu kennen, die die Kettenlebensdauer sowohl in positive als auch in negative Richtung beeinflussen kann.

Bei Elektrokettenzügen werden Rundstahlketten verwendet, die entgegen der Flyerkette ein zusätzliches Moment übertragen müssen. In Kapitel 3.2 wurden die gewonnenen Erkenntnisse sowie die umgesetzten Optimierungen kurz erläutert. Die gewählte Vorgehensweise bei der Untersuchung von Moser hinsichtlich der Kraftübertragung zwischen Kette und Kettennuss kann nach Anpassung an den vorliegenden Lastfall übernommen werden. Mit Hilfe der Mehrkörpersimulationssoftware MSC.ADAMS wurde ein numerisches Ersatzmodell erstellt. Damit konnte der Kontaktverlauf zwischen der Kette und Kettennuss entgegen der Literaturtheorie, die sich auf ideale Geometrien und Kontakte zwischen den beiden Elementen beschränkt, erstmals realistisch dargestellt werden. Außerdem wurde der Einfluss von Maßtoleranzen und Formabweichungen untersucht. Der Einfluss des Polygoneffektes und die daraus resultierende Schwingungen wurden von Landschützer im Rahmen seiner Dissertation ausgiebig behandelt. Die Erkenntnisse aus den beiden Arbeiten zeigen offensichtliche Parallelen zu den Problemstellungen hinsichtlich der Flyerkette und Umlenkrolle. Vor allem die in der Literatur nicht bekannte Lage der Kontaktkraft sowie deren Verteilung muss hinsichtlich der Kettenlebensdauer weiter untersucht werden. Ein weiterer nicht zu vernachlässigbarer Einfluss des Polygoneffektes mit seiner Krafterhöhung und der letztlich verursachten Schwingung, kann sich ebenso nach erfolgter Untersuchung positiv auf die Kettenlebensdauer auswirken. Zuletzt müssen die Geometrie der Kette und die nach Norm begrenzenden Toleranzmaße sowie die durch den Verschleiß resultierende Geometrieänderung (Betriebslängung) untersucht werden. Hier hat sich in der Arbeit von Moser [Mos07] gezeigt, dass hier herstellungsbedingt ein großer Unterschied in der Kettenlebensdauer entstehen kann.

Bei Betrachtung eines Drahtseils, welches über eine Umlenkscheibe läuft, können Analogien zum Lastfall einer Flyerkette hergestellt werden. Wie auch bei der Flyerkette fungiert die Umlenkscheibe des Drahtseils als Führungshilfe der zu hebenden Last. Ein Moment wird nicht

übertragen. Aufgrund der Biegesteifigkeit des Drahtseils beim Lauf über die Umlenkscheibe entsteht eine Art Zwangsauslenkung des Drahtseils im Auf- sowie im Abaufpunkt des Drahtseils. Hierbei entsteht ein gewisser Hebelarm, der dafür sorgt, dass eine Überhöhung der Spannung bzw. Kraft entsteht. Die längenbezogene Anpresskraft beschreibt dabei die maximale Erhöhung der Kraft beim Auflauf sowie den darauf folgenden konstanten Kraftverlauf zwischen Drahtseil und Umlenkscheibe. Kuczera [Kuc12] konnte in seiner Arbeit die zu dem Zeitpunkt unbekanntes Kräfte zwischen Drahtseil und Umlenkscheibe mit Hilfe eines numerischen Modells berechnen, die die Lebensdauer des Drahtseils beeinflusst. Der Polygoneffekt bei Ketten, der eine Geschwindigkeitsschwankung hervorruft ist bei Drahtseilen nicht existent, da hier eine homogene „Masse“ bewegt wird. Bei genauer Betrachtung der Flyerkette beim Auflauf (siehe Kapitel 5) findet analog zum Drahtseil eine radiale Auslenkung der Lasche bzw. des Bolzens statt, was einen gewissen Hebelarm darstellt. Dieser Hebelarm und das daraus resultierende Moment, welches letztlich die Krafterhöhung erzeugt, kann analytisch berechnet werden.

Zusammenfassend lässt sich ein großes Optimierungspotenzial in den vielen unerforschten Gebieten der Flyerkette erahnen. Neben dem Umlenkrollendurchmesser, der den Polygoneffekt beeinflusst, kann der Einfluss der Formänderung sowie der Betriebslängung mit Hilfe des numerischen Modells untersucht werden. Im folgenden Kapitel werden erste vielversprechende Erkenntnisse vorgestellt.

5 ERSTE ERKENNTNISSE

Im Rahmen einer ersten Untersuchung mittels der Mehrkörpersimulation (MSC.ADAMS) konnte ein numerisches Ersatzmodell in Anlehnung an den Lastfall eines Gabelstaplers erstellt werden. Hierzu wurde aufwandsbedingt die einfachste Kettenkonstruktion (2x2 BL622) mit einer Teilung von dreiviertel Zoll (19,05 mm) zugrunde gelegt.

5.1 NUMERISCHES ERSATZMODELL

Für das numerische Ersatzmodell wurden zunächst die Einzelteile der Flyerkette mit Hilfe eines CAD-Programms und die Umlenkrolle nach Norm erstellt. Im nächsten Schritt wurden die Elemente in der Mehrkörpersimulationssoftware MSC.ADAMS zu einer Kette verknüpft. Dazu wurde eine kleine Software geschrieben, die die Einzelteile automatisch an die richtige Position verschiebt und somit eine Kette entsteht. Anschließend wurden sämtliche Gelenk- sowie Kontakteigenschaften zwischen den einzelnen Teilen definiert. Das fertige MKS-Modell zeigt Abbildung 6.

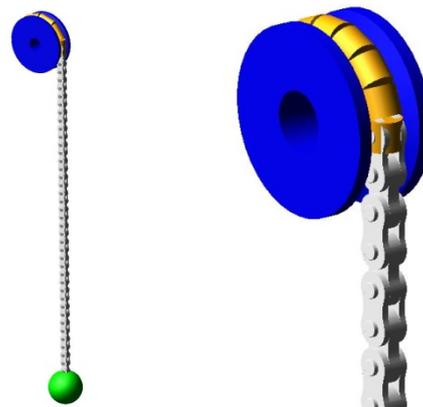


Abbildung 6. Numerisches Ersatzmodell

Als Last fungiert eine Kugel (grün), die über die Dichte eine beliebige Last darstellen kann. Die Umlenkrolle (blau) wird in Ihrem Schwerpunkt über ein Gelenk an die Umgebung des Raumes befestigt und mit einer definierten Rollreibung versehen. Die gelben Zylinder, die um die Umlenkrolle gelegt sind, dienen als Hilfselemente um die Kette auf die Umlenkrolle zu führen. Die direkte Positionierung der Kette um die Umlenkrolle ist aufgrund der vordefinierten Kontakteigenschaften nicht möglich, da eine gewisse Eindringtiefe mittels Feder-Dämpfer Elementen vorhanden ist. Diese kann aufgrund der Dynamik des Systems nicht für jede Kontaktkraft ermittelt werden. Aus diesem Grund wird eine Einführhilfe benötigt.

5.2 RANDBEDINGUNGEN

Ziel dieser ersten Voruntersuchung war der Einfluss des Umlenkrollendurchmessers auf die Kraftübertragung zwischen Flyerkette und Umlenkrolle. Außerdem sollte festgestellt werden, welche Auslenkung die Flyerkette beim Auflaufen erfährt, um den daraus resultierenden Polygoneffekt und Krafterhöhung zu ermitteln.

Dazu wurden drei Umlenkrollendurchmesser definiert, die das Dreifache, Vierfache und Fünffache der Teilung darstellen. Die Flyerkette hat eine einheitliche Länge von $L = 42 \cdot p = 800 \text{ mm}$, um mehrere Umläufe realisieren zu können. Die Last von 300 kg wird mit einer Hubgeschwindigkeit von 50 mm/s gehoben.

5.3 AUSWERTUNG UND ERGEBNISSE

Abbildung 7 zeigt in Form von Kraftvektoren (rote Pfeile) den Betrag der Kraftübertragung zwischen den Laschen und der Umlenkrolle vom Durchmesser $D_1 = 3 \cdot p$. Dabei fällt auf, dass die Beträge (Länge der Pfeile) unterschiedlich sind, was auf eine ungleichmäßige Verteilung unter den Laschen zurückzuführen ist.

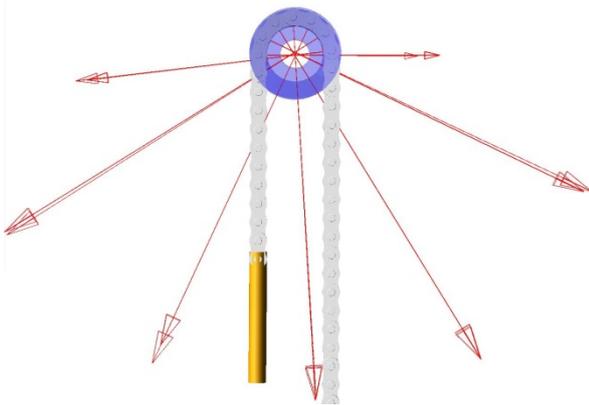


Abbildung 7. Kontaktkraftverlauf bei $D_1 = 3 \cdot p$

Die Auswertungen der Kontaktkräfte der jeweiligen Umlenkrollendurchmesser sind in Abbildung 8 ersichtlich. Um einen direkten Vergleich zwischen den drei unterschiedlichen Durchmessern zu ermöglichen wurde immer die gleiche Laschenkontaktkraft (Contact_81) zugrunde gelegt.

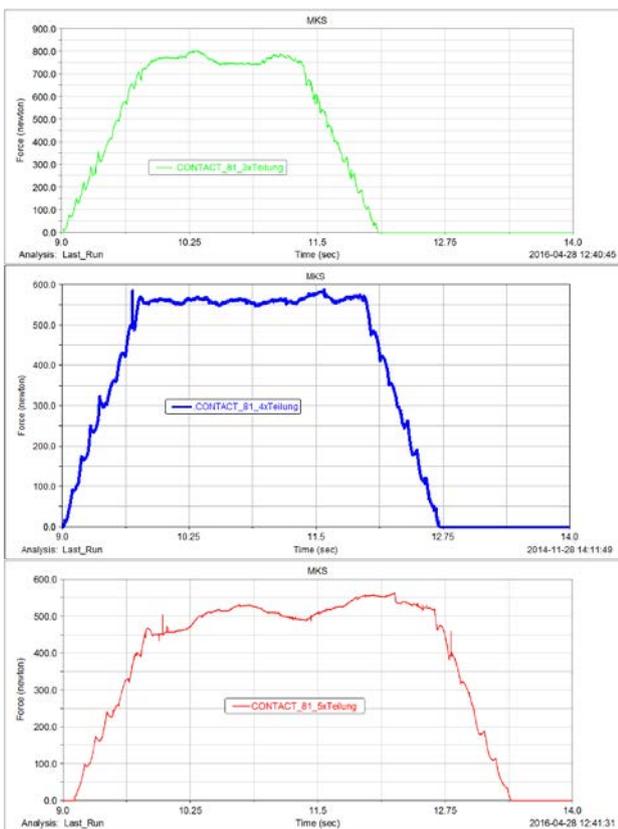


Abbildung 8. Kraftverläufe unterschiedlicher Umlenkrollendurchmesser bei gleichem Laschenkontakt

Wie zu erwarten, bewegen sich die Kontaktkräfte in unterschiedlichen Bereichen, wenn die mittlere Kraft über den Verlauf bestimmt wird. Dies resultiert aus der immer geringeren Anzahl an Auflagenflächen bei gleichzeitiger Reduzierung des Umlenkrollendurchmessers. Dadurch müssen die verbliebenen Laschen mehr Kraft aufnehmen.

Der Verlauf der Kräfte ist jedoch nicht konstant. Vor allem bei der drei- bzw. fünffachen Teilung für den Umlenkrollendurchmesser ist eine hohe Schwankung der Kraft ersichtlich, die sich im Bereich von 50 bis 100 N bewegt. Bei der vierfachen Teilung des Durchmessers ist eine geringere Schwankung klar ersichtlich (siehe Abbildung 9). Die Schwankungen bewegen sich im Bereich von 10-20 N.

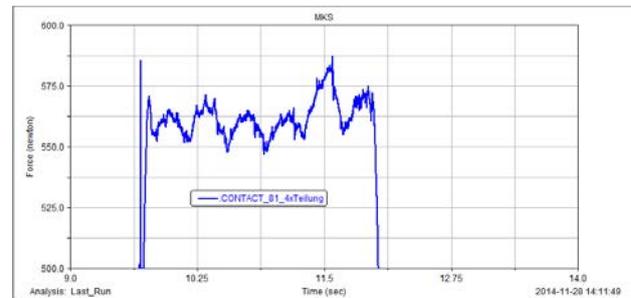


Abbildung 9. Ausschnitt Contact_81_4xTeilung

Die Ursache hierfür muss im nächsten Schritt analysiert werden. Eine erste Vermutung basiert auf dem unterschiedlichen Ablauf- bzw. Ablaufverhalten der jeweiligen Simulationen. Es konnte festgestellt werden, dass bei der fünf- bzw. dreifachen Teilung des Durchmessers eine Überschneidung beim Ablauf und Auflauf einer Laschenreihe stattfindet. Das bedeutet, dass beim Ablauf einer Laschenreihe, die noch auf der Umlenkrolle aufliegt, bereits die nächste Laschenreihe aufläuft, siehe Abbildung 10 (gelbe Markierung).

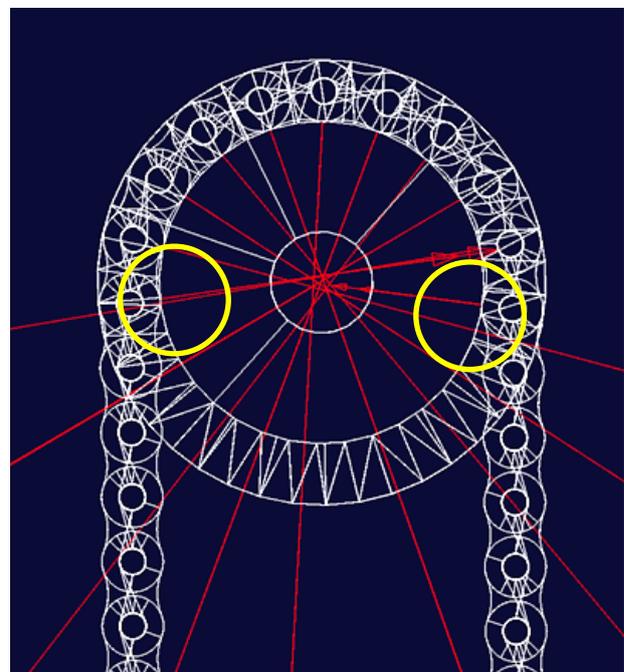


Abbildung 10. Kraftüberschneidung bei $D_1 = 5 \cdot p$

Bei einer vierfachen Teilung des Durchmessers ist ein anderes Phänomen zu beobachten. Hier läuft eine La-

schenreihe zunächst vollständig ab bevor eine neue Laschenreihe aufläuft. Diese Kraftüberschneidung ist möglicherweise für eine Verstärkung des Polygoneffekts verantwortlich und somit zu einer unkontrollierten Kraftschwankung im System. Denn auf beiden Seiten wird zum gleichen Zeitpunkt die Kette ausgelenkt, was bei der vierfachen Teilung des Durchmessers nur einseitig passiert. Die Auslenkung eines Bolzens, der am unteren Ende der Last hängt ist in Abbildung 11 dargestellt. In der

Anfangsphase ist nur eine geringe Auslenkung des Bolzens zu verzeichnen, was sich kurz vor dem Auflauf deutlich erhöht. Das lässt sich auf die Abnahme der Auslenkung zum Lastaufhängepunkt hin zurückführen, da die Lasche beim Auflaufen stets dieselbe Auslenkung erzeugt. Die Abbildung zeigt zudem eine eindeutige Schwingung des Systems mit einer konstanten Frequenz bei größer werdender Amplitude.

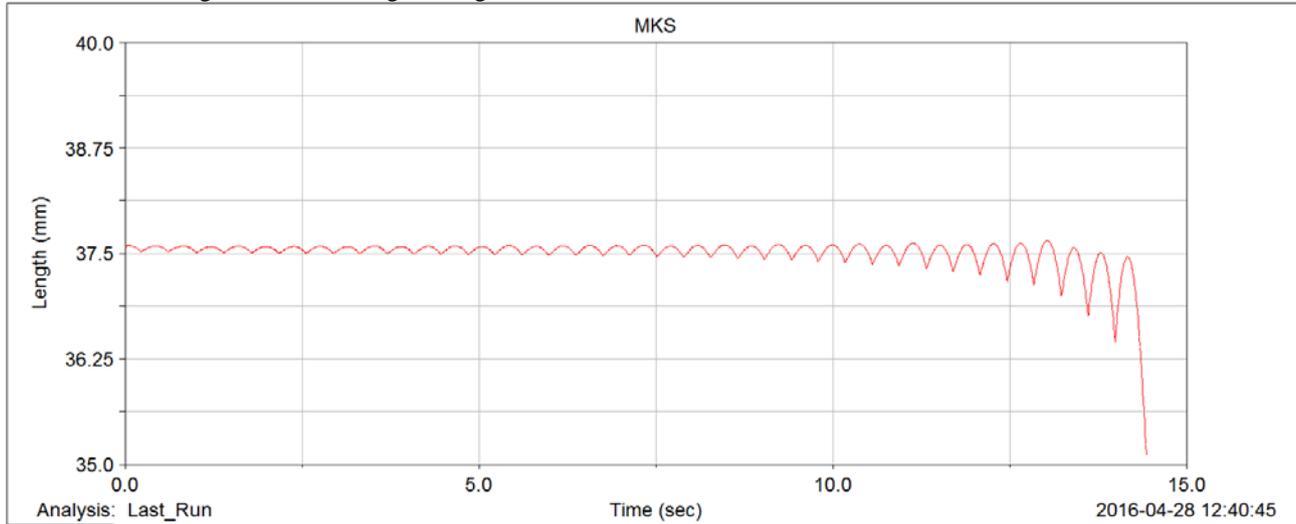


Abbildung 11. Auslenkung des Bolzens

6 ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

Mit dem Stand der Technik konnte gezeigt werden, dass Optimierungen an Flyerketten überwiegend auf empirischen Untersuchungen basieren. Analytische Ansätze sind kaum bis gar nicht zu finden. Die Wahl des Umlenkrollendurchmessers nach Herstellerangaben ist nicht einheitlich und führt zuletzt zu unterschiedlichen Ergebnissen hinsichtlich der Lebensdauer. Eine mögliche Herangehensweise der beschriebenen Problemstellung könnte sich an die Arbeiten von *Landschützer* und *Moser*, die anhand analytischer und numerischer Ansätze neue Erkenntnisse am Elektrokettenszug gesammelt haben, anlehnen.

In der ersten Voruntersuchung konnte festgestellt werden, dass die Änderung des Umlenkrollendurchmessers zu einer Kraftänderung aber auch Kraftschwankung innerhalb des Systems führt. Die Kraftschwankung konnte mit einer ersten Theorie erklärt werden. Diese Annahme könnte das Problem näherungsweise erklären, was in den nächsten Schritten weiter untersucht werden muss. Die durch den Polygoneffekt erzeugten Krafterhöhungen sind in dieser Untersuchung nur qualitativ dargestellt, da die Kontakteigenschaften (Steifigkeit, Dämpfung usw.) anhand analytischer und experimenteller Untersuchungen zunächst kalibriert werden müssen. Ein möglicher Ansatz zur Verifizierung des numerischen Modells könnte eine Modifikation der Messeinrichtung von *Häberle* darstellen.

Für eine Voruntersuchung könnten Druckmessfolien herangezogen werden, die ein optisches Abbild der Spannungsverteilung erzeugen. Dadurch könnte die Kraft- bzw. Spannungsverteilung der Kette gegenüber der Umlenkrolle erfasst und ausgewertet werden. Die Methode beschränkt sich jedoch nur auf eine statische Betrachtung des Systems. Für die dynamische Untersuchung ist eine Echtzeit-Messeinrichtung erforderlich.

Die ersten Untersuchungen beschränkten sich auf Lastfälle mit einer BL622-Flyerkette, die eine einfache Kettenkonstruktion darstellt. Aufgrund der Kraftverteilung ist es jedoch notwendig, Kettenkonstruktion komplexerer Bauweise (3x4, 4x4, usw.) zu untersuchen. Die gewählten Umlenkrollendurchmesser sollten in erster Linie den Unterschied der Kraftübertragung zeigen. Mit Hilfe einer Parameterstudie des Umlenkrollendurchmessers könnte für jeden Lastfall ein optimales Verhältnis zwischen der Kettenteilung und dem Umlenkrollendurchmesser erzielt werden.

Eine eindeutige Schwingung der Kette konnte mittels der Auslenkung eines Bolzens dargestellt werden. Mit einer Geschwindigkeits- sowie Beschleunigungsvariation kann der Einfluss auf das Schwingungsverhalten des Systems näher untersucht werden. Daraus könnte ein optimaler Betriebspunkt für gewählte Parameter definiert werden, der die Lebensdauer der Kette erhöhen und benachbarte Bauteile schonen kann.

LITERATUR

- [Rex11] Rexnord Kette GmbH : *Die Technik der Flyerkette*. 2011
- [DIN11] Deutsches Institut für Normung e.V.: *DIN EN 4347 Flyerketten, Anschlussstücke und Umlenkrollen – Abmessungen, Messkräfte und Zugfestigkeiten*. Berlin: Beuth Verlag GmbH ; 2011
- [Mat01] Matek, W. ; Muhs, D. ; Wittel, H. ; Becker, M. ; Jannasch, D.: *Roloff/Matek Maschinenelemente*. Braunschweig/Wiesbaden: Vieweg Verlag ; 15. Auflage 2001
- [Lan04] Landschützer, C.: *Analyse von Schwingungen an einsträngigen Elektrokettensystemen*. TU Graz, Diss., 2004
- [Mos07] Moser, C.: *Kraftübertragung an Hebezeugkettentrieben*. TU Graz, Diss., 2007
- [Sch65] Schmidt, Karl: *Die sekundäre Zugbeanspruchung der Drahtseile bei Biegung*. Karlsruhe: Universität, Diss. In: Fortschritt-Berichte der VDI Zeitschrift, Reihe 13, Nr. 2, 1965
- [MR73] Mancini, G., Rosetti, U.: *Sur l'analyse des contraintes et des déformations des câbles fléchis*. Milano, Italie : OIPEEC table ronde sur les tendances actuelles dans l'étude de l'endurance des câbles, Septembre 1973
- [Wie75] Wiek, Lorious: *Tatsachen und ziffernmäßige Darstellung der Spannungen in Drahtseilen (Teil 1-3)*. In: *Draht* 26 (1975) Nr. 6, S283-286, Nr. 8 S. 387-389, Nr. 10, S. 4-9
- [Sch87] Schiffner, Gerhard: *Spannungen in laufenden Drahtseilen*. Stuttgart: Universität, Diss., 1987
- [Lei75] Leider, Martin G.: *Die Bestimmung der Zusatzspannungen bei der Biegung von Drahtseilen und ihr Einfluss auf die Seillebensdauer*. Karlsruhe: Technische Hochschule, Diss., 1975
- [Häb95] Häberle, Bernd: *Pressung zwischen Drahtseil und Seilscheibe*. Stuttgart: Universität, Diss., 1995, S. 11-49
- [Kuc12] Kuczera, T.: *Ermittlung der Beanspruchung großer Seilscheiben*. Stuttgart: Universität Diss., 2012

Dipl.-Ing. Artur Katkow, wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Fördertechnik und Logistik der Universität Stuttgart.

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Karl-Heinz Wehking, Institutsleitung am Institut für Fördertechnik und Logistik der Universität Stuttgart.

Adresse: Universität Stuttgart
Institut für Fördertechnik und Logistik
Holzgartenstraße 15 B, 70174 Stuttgart

Telefon: +49 711 685-83779, Fax: +49 711 685-83769
E-Mail: artur.katkov@ift.uni-stuttgart.de