



TU Clausthal

Clausthal University of Technology

Dehnungsänderung in Seilen bei der Umschlingung von Treibscheiben

**Lucy Kasüschke, Martin Schulze,
Armin Lohrengel**

Technical Report Series

Fac3-17-01



Faculty of
Mathematics/Computer Science
and Mechanical Engineering
Clausthal University of Technology

Impressum

Publisher: Fakultät für Mathematik/Informatik und Maschinenbau,
Technische Universität Clausthal
Am Regenbogen 15, 38678 Clausthal-Zellerfeld, Germany

Editor-in-chief: Alfons Esderts

Technical editor: Volker Wesling

Contact: martina.waechter@tu-clausthal.de

URL: <http://www.fakultaet3.tu-clausthal.de/forschung/technical-reports/>

ISSN: 1869-8018

The Faculty of Mathematics/Computer Science and Mechanical Engineering Review Board

Prof. Dr. Alfons Esderts

Prof. Dr. Stefan Hartmann

Prof. Dr. Olaf Ippisch

apl. Prof. Dr. Günter Kemnitz

Prof. Dr. Armin Lohrengel

Prof. Dr. Norbert Müller

Prof. Dr. Christian Rembe

Prof. Dr. Stefanie Retka

Prof. Dr. Hubert Schwarze

Prof. Dr. Volker Wesling

Dehnungsänderung in Seilen bei der Umschlingung von Treibscheiben

Lucy Kasüschke
Martin Schulze
Armin Lohrengel

TU Clausthal – Institut für Maschinenwesen
Robert-Koch-Str. 32
D-38678 Clausthal-Zellerfeld
+495323/72-2270

Zusammenfassung

Treibscheiben dienen dazu eine Antriebskraft mittels Reibung auf ein Seil zu übertragen. Da Treibscheiben häufig, wie zum Beispiel bei Aufzügen, die Seiltrommel ersetzen ist es wichtig, dass Treibscheibensysteme nicht versagen. Deswegen werden diese mit einer großen Sicherheit ausgelegt. Trotzdem kommt es bei der Verwendung von Treibscheiben immer wieder zu Seilbrüchen innerhalb des Systems. In dem vorliegenden Beitrag werden experimentelle Untersuchungen zur Dehnungsänderungen im Seil bei der Umschlingung von Treibscheiben vorgestellt. Die Experimente werden mithilfe eines faseroptischen Messsystems durchgeführt. Das Ziel dieser Untersuchungen ist es, die grundsätzlichen Effekte, die zu einem Seilbruch innerhalb eines Treibscheibensystems führen können, aufzuzeigen.

Abstract

Capstans are used to transfer a driving force via friction to a rope. Often the rope drum is replaced by a capstan, for example in elevators. In these cases it is essential that the capstan does not fail. To prevent from failure they are generally oversized. Despite this oversizing rope failure is common within the capstan system. In this report strain changes in the arc of contact of a capstan are experimentally investigated. The investigations are conducted with a fiberoptical measurement system. The aim of the investigation is to show the fundamental effects which lead to failure in a capstan system.

1 Grundlagen

Treibscheiben sind Maschinenelemente, die häufig auf Schiffen, im Bergbau oder in Aufzügen eingesetzt werden. Ihre grundsätzliche Aufgabe ist es die Kräfte eines Antriebs auf ein Tragmittel, ein Seil, zu übertragen [Rec72]. Die Kombination aus Treibscheibe und Seil wird als Treibscheibensystem bezeichnet. Obwohl Treibscheibensysteme für gewöhnlich aufgrund ihrer zeitfesten Auslegung überdimensioniert sind, kommt es bei ihrer Verwendung immer wieder zu unvorhergesehenen Seilbrüchen innerhalb des Systems. Die Ursache für dieses plötzliche Versagen der Seile wurde bisher nicht praktisch untersucht. Eine theoretische Betrachtung zu den Effekten, die zu einem Seilbruch innerhalb eines Treibscheibensystems führen, liefert [Ver], vergleiche Kapitel 1.3. Dabei beschreibt [Ver] unter anderem erhöhte Dehnungen im System, die sich nicht auf äußerlich angreifende Kräfte zurückführen lassen. In dem vorliegenden Artikel werden Dehnungsänderungen bei der Umschlingung von Treibscheiben experimentell untersucht. Das Ziel dieser Untersuchungen ist es die überhöhten Dehnungen im Treibscheibensystem nachzuweisen.

1.1 Verwendung und Aufbau von Treibscheiben

Treibscheiben sind angetriebene Scheiben, über die Seile geführt werden. Die Rillung der Treibscheibe dient der Seilführung und der Vergrößerung der Auflagefläche [Nen08]. Durch Treibscheiben werden die Umfangskräfte vom Antrieb durch Reibschluss auf ein bewegtes Seil übertragen [Sch94 und Rec72]. Gewöhnliche Treibscheiben sind auf der Hälfte ihres Umfangs von einem Seil umschlungen, welches auf dem Boden der gerillten Scheibe aufliegt, ohne eingeklemmt oder verkeilt zu sein [Heu43]. Grundsätzlich gibt es zwei verschiedene Ausführungen von Treibscheiben. Zum einen die einfache Treibscheibe, im englischen „single drum capstan“ oder „capstan“ genannt, zum anderen die doppelte Treibscheibe, im englischen „double drum capstan“ oder „traction winch“ genannt. Die einfache Treibscheibe hat einen großflächigen Einsatz auf Schiffen bei der Handhabung von Haltetauen. Da sich das Seil bei diesen Treibscheiben axial über der Scheibe bewegen kann, vergleiche Abbildung 1, tritt reibungsbedingter Abrieb auf und es kommt zu Verdrehungen des Seiles. Dies ist vor allem bei langen Seilen ein erheblicher Nachteil [Sta11].



Abbildung 1: Lauf des Seils über eine einfache Treibscheibe [Lan]

Bei langen Seillängen werden für gewöhnlich doppelte Treibscheiben verwendet. Diese bestehen aus zwei gerillten Scheiben, deren Achsen parallel oder nahezu parallel sind. Diese übertragen die Zugkraft auf das Seil, von dem sie elliptisch umschlungen sind [Sta11].

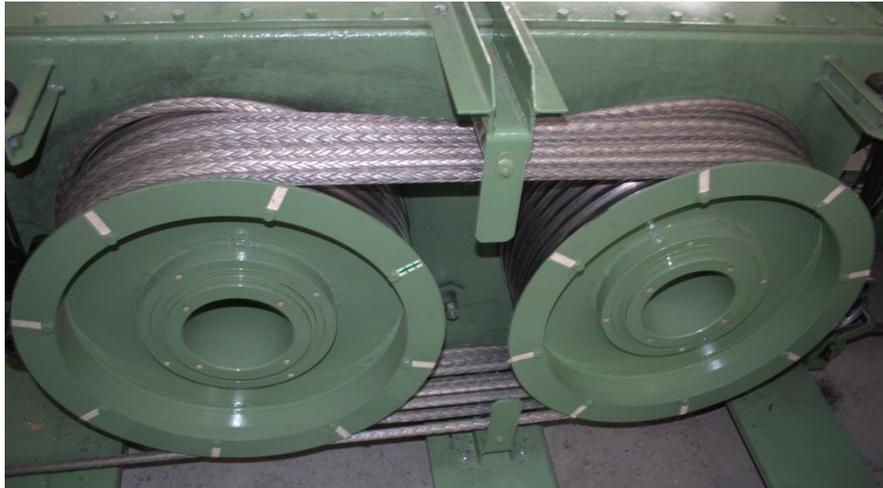


Abbildung 2: doppelte Treibscheibe

Durch die Rillung der Scheiben führt das Seil eine axiale Bewegung aus, ohne dass dabei axiale Reibung entsteht [Sta11]. Zwischen den beiden Scheiben besteht nur ein geringer Achsabstand. Für gewöhnlich sind beide Trommeln mechanisch gekoppelt, damit sie dieselbe Rotationsgeschwindigkeit haben. Das Seil ist jeweils mit einem Umschlingungswinkel von 180° mehrfach um beide Trommeln gewickelt [Cha03].

Bei der Verwendung doppelter Treibscheiben kommt es zu weniger Verdrehungen im Seil, als bei einfachen Treibscheiben, dafür ist die Anzahl der Biegewechsel, die das Seil durchläuft größer. Ein Biegewechsel im Seil bezeichnet entweder den Wechsel vom geraden Zustand des Seiles in den gebogenen Zustand und wieder zurück in den geraden Zustand oder den Wechsel vom gebogenen Zustand in den geraden und zurück in den, in die gleiche Richtung wie vorher, gebogenen Zustand [Ver17]. Die einfache Treibscheibe verursacht somit nur einen Biegewechsel, unabhängig von der Anzahl der Umschlingungen. Die doppelte Treibscheibe hingegen verursacht für jede Umschlingung von 180° einen Biegewechsel. Da Biegewechsel einen bedeutenden Einfluss auf die Schädigung von Seilen haben, ergibt sich durch ihre Anzahl ein wesentlicher Einfluss auf die Lebensdauer der Seile.

1.2 Berechnungsgrundlagen

Eine sehr anschauliche Darstellung für das Prinzip der Kraftübertragung auf einer Scheibe liefert [Hym27]: Durch die Kräfte S_1 und S_2 wird das Seil über der Scheibe gespannt. Dadurch werden die Oberflächenrauigkeiten von Seil und Scheibe in Eingriff gebracht. Durch diese Rauigkeiten ist es möglich, dass selbst bei einem bedeutenden Unterschied der Seilkräfte das Gleichgewicht nicht gestört wird.

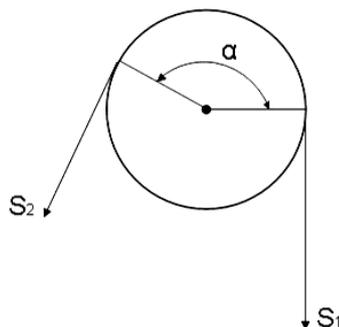


Abbildung 3: Seilkräfte und Umschlingungswinkel einer Scheibe

Die mathematische Lösung hierfür ergibt sich nach [Eyt08] zu

$$\frac{S_1}{S_2} = e^{\mu\alpha} \quad (1)$$

Dabei sind S_1 und S_2 die Seilkräfte, α ist der Umschlingungswinkel und μ ist der Reibkoeffizient zwischen Scheibe und Seil. Der Reibkoeffizient wird von unterschiedlichen Faktoren, wie zum Beispiel der

Werkstoffpaarung oder der Belastung beeinflusst und ist abhängig von den Oberflächenrauigkeiten zwischen Scheibe und Seil [Tri13].

Die Euler-Eytelwein Gleichung wird im englischsprachigen Raum häufig auch als „capstan formula“ oder „capstan equation“ bezeichnet [vgl. Usa08 und Cha03].

Es ist zu beachten, dass der Reibkoeffizient μ nicht konstant ist. Grundsätzlich gibt es einen Reibkoeffizient der Haft- und einen der Gleitreibung. Da der Reibkoeffizient der Haft- für gewöhnlich größer ist als jener der Gleitreibung gibt es eine Abhängigkeit der Reibung von der Gleitgeschwindigkeit. Somit muss der kleinere Reibkoeffizient der Gleitreibung der Berechnung zugrunde gelegt werden, obwohl das Seil im idealen Betrieb relativ zur Scheibe ruht [Don27].

Das Verhältnis der Seilkräfte S_1/S_2 wird auch als Spannungsverhältnis bezeichnet. Bei der maximal möglichen Differenz der Seilkräfte baut sich die Seilkraft über der ganzen Umschlingung logarithmisch ab.

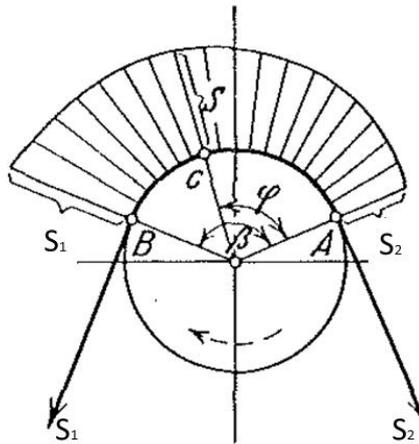


Abbildung 4: Spannungsdiagramm nach [Hym27]

Abbildung 4 zeigt die graphische Darstellung bei maximalem Spannungsverhältnis. Dabei ist die Spannungsverteilung über der Umschlingung unabhängig von der Drehrichtung der Treibscheibe [Don27]. Wenn ein kleineres als das maximale Spannungsverhältnis der Seile vorliegt lässt sich die Umschlingung einer Scheibe in einen Gleit- und einen Ruhebogen unterteilen [Hym27].

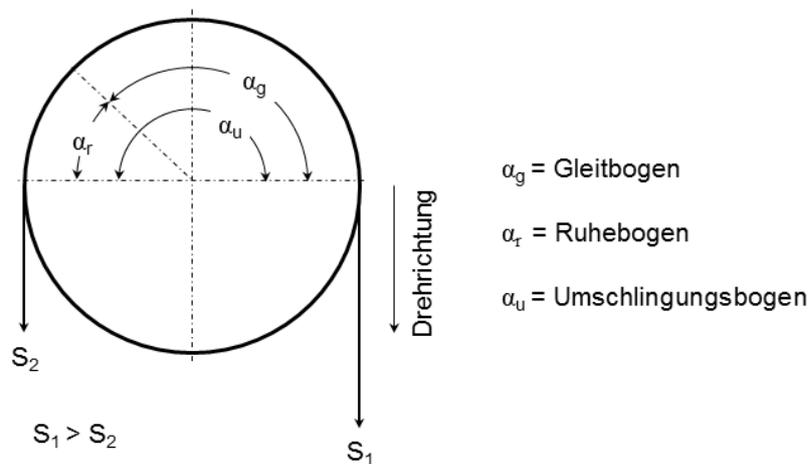


Abbildung 5: Umschlingung einer Seilscheibe nach [Atr60]

Im Gleitbogen gleichen sich die beiden unterschiedlichen Seilkräfte unter elastischer Längenänderung des Seiles einander an. Im Ruhebogen hingegen ist die Seilkraft konstant [Reck72]. Der Ruhebogen liegt immer auf der Seite, auf der das Seil auf die Scheibe aufläuft [Heu43 und Hym27].

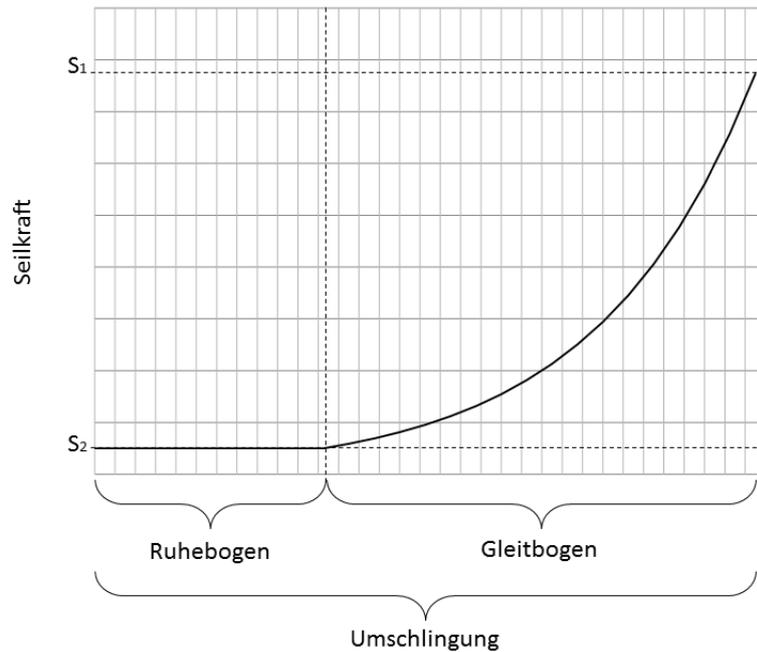


Abbildung 6: Ruhe- und Gleitbogen

Der Verlauf der Seilkraft über der Umschlingung der Seilscheibe ist in Abbildung 6 dargestellt.

1.3 Theoretische Überlegungen

Da das Rutschen der Seile im Treibscheibensystem unerwünscht ist, sind diese überdimensioniert. Es wird also immer ein kleineres, als das maximale Seilkraftverhältnis gewählt. Dadurch ist der Gleitbogen kleiner als der Umschlingungsbogen und das Seil rutscht nicht über die Scheibe.

$$\frac{S_1}{S_2} < e^{\mu\alpha} \quad (2)$$

Dadurch wird eine hohe Sicherheit gegen das Durchrutschen der Seile, beziehungsweise das Versagen des Treibscheibensystems gewährleistet. Trotzdem kommt es bei der Verwendung von Treibscheiben immer wieder zu Schädigungen des Seiles. Dazu hat [Ver] in seinem Artikel über die Probleme bei der Verwendung von Treibscheiben die nachfolgenden Überlegungen angestellt.

Laut [Ver] führt die Überdimensionierung von Treibscheibensystemen zu vier Problemen. Das erste Problem ist die erhöhte Anzahl an Biegewechseln des Seiles. Diese resultieren aus überzähligen Umschlingungen, die das Seil innerhalb des Treibscheibensystems durchläuft. Da Biegewechsel das Seil schädigen, können sie zu einem vorzeitigen Versagen des Seiles führen. Mit der erhöhten Anzahl an Biegewechseln einher geht das zweite Problem, das der Wärmeentwicklung im System.

[Ver] geht allgemein davon aus, dass sich auch bei doppelten Treibscheibensystemen ein Ruhe- und Gleitbogen ausbildet. Diese erstrecken sich dann über mehrere Umschlingungen des Systems. Ein Beispiel hierfür ist in der nachfolgenden Abbildung 7 dargestellt.

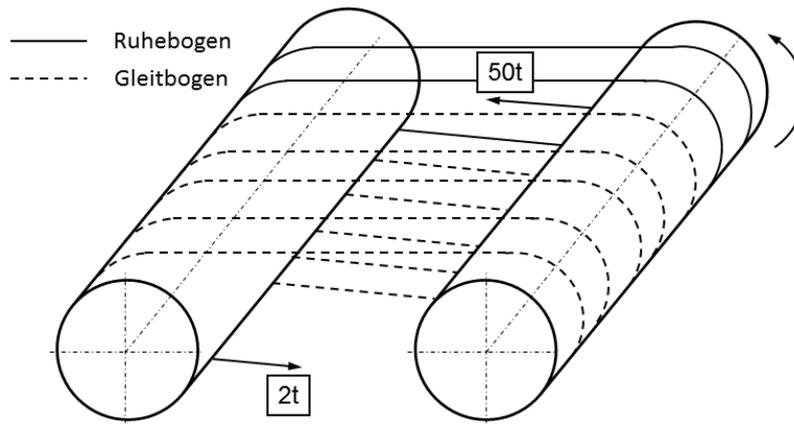


Abbildung 7: Verteilung Ruhe- und Gleitbogen im doppelten Treibscheibensystem

Dabei ist zu beachten, dass die Bereiche zwischen den beiden Scheiben nicht zur Änderung der Seilkräfte beitragen. Aus dieser Überlegung, dass sich Ruhe- und Gleitbogen über mehrere Umschlingungen erstrecken können, ergibt sich das dritte von [Ver] aufgeführte Problem, die Sprünge in der Seilbelastung. Diese resultieren daraus, dass der Ruhebogen immer auf der Seite liegt, an der das Seil auf die Scheibe aufläuft [Heu43 und Hym27]. Somit baut sich die Seilkraft von unterschiedlichen Seiten der Treibscheibe aus ab, je nachdem ob eine Last gehoben oder gesenkt wird. Der Verlauf der Seilkraft ist in Abbildung 8 dargestellt. Dabei sind nur die Umschlingungsbereiche dargestellt.

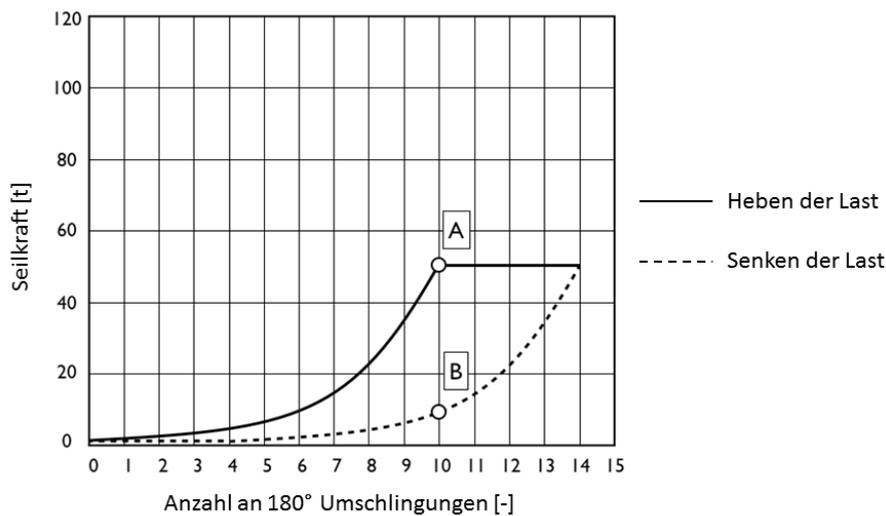


Abbildung 8: Kraftverläufe mit Seilkraftsprung im doppelten Treibscheibensystem nach [Ver]

Je nach Drehrichtung liegt der Ruhebogen auf unterschiedlichen Seiten des Treibscheibensystems. Bei dem Verlauf, der als Volllinie dargestellt ist, liegt der Ruhebogen zwischen den Umschlingungen 10 und 14. Somit liegt die in Abbildung 7 dargestellte Verteilung der Seilkräfte im Treibscheibensystem vor. Wird die Drehrichtung umgekehrt folgt die Seilkraft dem gestrichelten Verlauf. Hierbei liegt der Ruhebogen zwischen den Umschlingungen 0 und 4. Die Seilkraft folgt also, je nach Drehrichtung der Treibscheibe, entweder dem durchgezogenen oder dem gestrichelten Verlauf. Bei Umkehr der Drehrichtung springt die Seilkraft zwischen diesen beiden Verläufen. Somit liegt nach [Ver] ein maximaler Seilkraftsprung zwischen den Punkten A und B vor.

Es ist jedoch auch denkbar, dass sich bei doppelten Treibscheibensystemen kein Ruhe- und Gleitbogen ausbildet. Diese Möglichkeit beschreibt [Ver] als das vierte Problem, das der auftretenden Spitzenbelastungen.

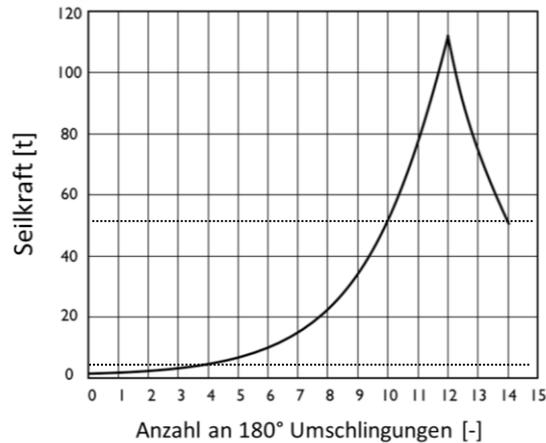


Abbildung 9: Spitzenbelastungen in doppelten Treibscheibensystemen nach [Ver]

Die Verdeutlichung dieses Problems ist in Abbildung 9 dargestellt. Sie zeigt den Verlauf der Seilkraft in einem doppelten Treibscheibensystem, wenn davon ausgegangen wird, dass sich kein Ruhe- und Gleitbogen ausbildet. Dabei betragen die anliegenden Seilkräfte, ebenso wie in Abbildung 8, 2 t und 50 t. Die Seilkräfte werden über den Umschlingungen der Treibscheibe nicht nur, der Euler-Eytelwein Formel folgend, ab-, sondern von beiden Seiten einer e-Funktion folgend, aufgebaut. [Ver] geht davon aus, dass sich nicht immer ein Ruhe- und Gleitbogen ausbildet. Abbildung 9 zeigt, dass dies zu Spannungsspitzen im Treibscheibensystem führt. In diesem Fall ist das Maximum bei der 12. Umschlingung erreicht und ist mehr als doppelt so groß, als die anliegende Seilkraft von 50 t. Diese auftretenden Spitzenbelastungen können höher als die maximale Bruchkraft des Seils ausfallen. Unter Umständen führen sie somit zu einem Versagen des Seils.

Laut [Ver] treten diese vier Probleme bei der Verwendung von Treibscheiben auf. Es werden jedoch keine Aussagen darüber getroffen unter welchen Umständen die Seilkraftsprünge und die Spannungsspitzen vorkommen.

2 Versuche

Bisher gibt es keine praktischen Untersuchungen dazu, wie die Dehnungsänderungen in Seilen bei dem durchlaufen von Treibscheibensystemen aussehen. Um die von [Ver] beschriebenen Effekte aufzuzeigen, wurden unterschiedliche Versuche durchgeführt. Diese und die zugehörige Messtechnik sind nachfolgend beschrieben.

2.1 Messtechnik

Die auftretenden Effekte in Treibscheibensystemen werden mittels eines faseroptischen Messsystems untersucht. Faseroptische Messsysteme bestehen im Allgemeinen aus einer Ausleseeinheit und einer passiven Sensorfaser [Sam11]. Die Ausleseeinheit sendet Licht durch die Faser, welches in Abhängigkeit von der Temperatur und Dehnung der Faser modifiziert wird. Das zurückgestreute Licht wird anschließend in der Ausleseeinheit detektiert und analysiert [Sam11]. Die Ausleseeinheit gibt die Signale an einen Computer weiter, mit dem sie verarbeitet werden können.

Bei dem verwendeten System handelt es sich um das faseroptische Auslesesystem ODiSI B 5.0 der Polytec GmbH. Dieses wurde für die Messungen von der Polytec GmbH als Leihgabe zur Verfügung gestellt. Die räumliche Auflösung der Messpunkte in der Glasfaser beträgt bei den Versuchen 0,654 mm. Die Ausleserate beträgt für alle Versuche 5 Hz.

2.2 Versuchsprüfstände

Zur Reduzierung des Aufwandes der Versuche wurde auf die Verwendung eines Seils mit integrierter Glasfaser verzichtet und die Glasfaser als solches wie ein Seil verwendet. Aufgrund des geringen Durchmessers des Glasfasersensors wird die Baugröße der Versuchsprüfstände klein gehalten. Für die Versuche werden zwei unterschiedliche Prüfstände verwendet. Grundsätzlich unterscheiden sie sich dadurch, ob eine Kopplung zwischen den beiden Scheiben des Treibscheibensystems besteht oder nicht.

Der erste Prüfstand besteht aus zwei Wellen, die mittig gelagert sind und jeweils per Hand angetrieben werden. Dabei wird die Glasfaser um den vorderen Teil der Wellen gewickelt.

Bei dem zweiten Prüfstand sind die beiden Wellen über Zahnräder derart gekoppelt, dass sie mit derselben Geschwindigkeit in die gleiche Richtung drehen, wenn die Kurbel angetrieben wird. Auf jeder Welle befinden sich fünf Seilscheiben um welche die Glasfaser gewickelt wird.

Um das Verhalten der Glasfaser zu verifizieren, wird ein Vorversuch an den Prüfständen durchgeführt. Der Vorversuch dient dazu, die von [Atr60] erstmals nachgewiesene Existenz eines Ruhe- und eines Gleitbogens mithilfe des faseroptischen Messsystems darzustellen. Dadurch wird gezeigt, dass der Versuch mit dem Glasfasersensor anstelle eines Seiles, plausibel ist und grundsätzlich das gleiche Verhalten zeigt wie ein Seil auf einer Scheibe.

2.3 Versuchsdurchführung

In den Versuchen werden jeweils drei unterschiedliche Gewichtsverhältnisse der angehängten Massen berücksichtigt, um Unterschiede, die auf den verschiedenen Seilkraftverhältnissen beruhen, zu erkennen. Dabei ist Die Masse 1 immer größer als die Masse 2. Der Umschlingungswinkel beträgt jeweils $7 \times 180^\circ$. Abbildung 10 zeigt die Prinzipskizze der Versuche mit doppelter Treibscheibe.

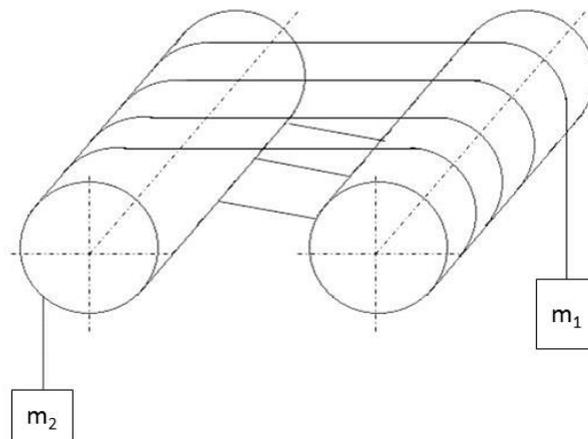


Abbildung 10: Prinzipskizze doppelte Treibscheibe

An beide, von der Treibscheibe herabhängenden Enden der Glasfaser werden Gewichte angehängt. Anschließend wird das schwerere Gewicht m_1 angehoben und wieder abgesenkt. Diese Hub- und Senkbewegung wird dadurch erzeugt, dass die Scheiben erst gegen und anschließend im Uhrzeigersinn angetrieben werden. Dieser Vorgang wird für die drei unterschiedlichen Gewichtsverhältnisse durchgeführt. Die Versuche werden sowohl am Prüfstand ohne -, als auch an dem mit mechanischer Kopplung durchgeführt.

Um herauszufinden, inwieweit die gemachten Beobachtungen durch die doppelte Ausführung der Treibscheibe bedingt sind, werden die gleichen Versuche noch einmal an einer einfachen Treibscheibe durchgeführt.

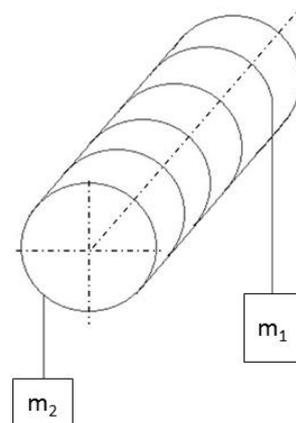


Abbildung 11: Prinzipskizze einfache Treibscheibe

3 Versuchsergebnisse

Da sich bei den Versuchen an dem Prüfstand mit mechanischer Kopplung und an dem ohne mechanische Kopplung keine wesentlichen Unterschiede gezeigt haben, wird bei den Versuchsergebnissen nicht weiter darauf eingegangen, an welchem Prüfstand die gezeigten Ergebnisse aufgenommen wurden. Bei den Versuchsergebnissen wird nicht von Seilkräften, sondern von Dehnungen gesprochen, da das verwendete faseroptische Messsystem die Dehnungen der Glasfaser aufnimmt. Diese Dehnungswerte sind proportional zu den Seilkräften.

In den nachfolgenden Diagrammen ist jeweils die Seildehnung, bezogen auf die Dehnung ϵ_1 , welche durch die schwerere angehängte Masse 1 verursacht wird, über dem Ort, an dem der Messwert aufgenommen wurde, dargestellt. Alle nachfolgenden Diagramme sind Versuchen mit dem größten der drei Massenverhältnissen entnommen, da hierbei die auftretenden Effekte am deutlichsten erkennbar sind.

Als Dehnungsmaxima werden Dehnungswerte bezeichnet, die größer sind als die Dehnung, die durch die größere angehängte Masse in der Glasfaser verursacht wird. Diese treten immer an der Seite des Treibscheibensystems auf, an der die größere Masse anliegt. Dabei sind die Maximalwerte bei den Versuchen am Prüfstand ohne mechanische Kopplung etwas höher als jene der Versuche am Prüfstand mit mechanischer Kopplung. Als mögliche Erklärung hierfür können die minimal unterschiedlichen Drehgeschwindigkeiten der beiden Scheiben in den Versuchen ohne mechanische Kopplung genannt werden. Das höchste Dehnungsmaximum wird am Prüfstand ohne mechanische Kopplung, bei erhöhtem Reibkoeffizient, aufgezeichnet.

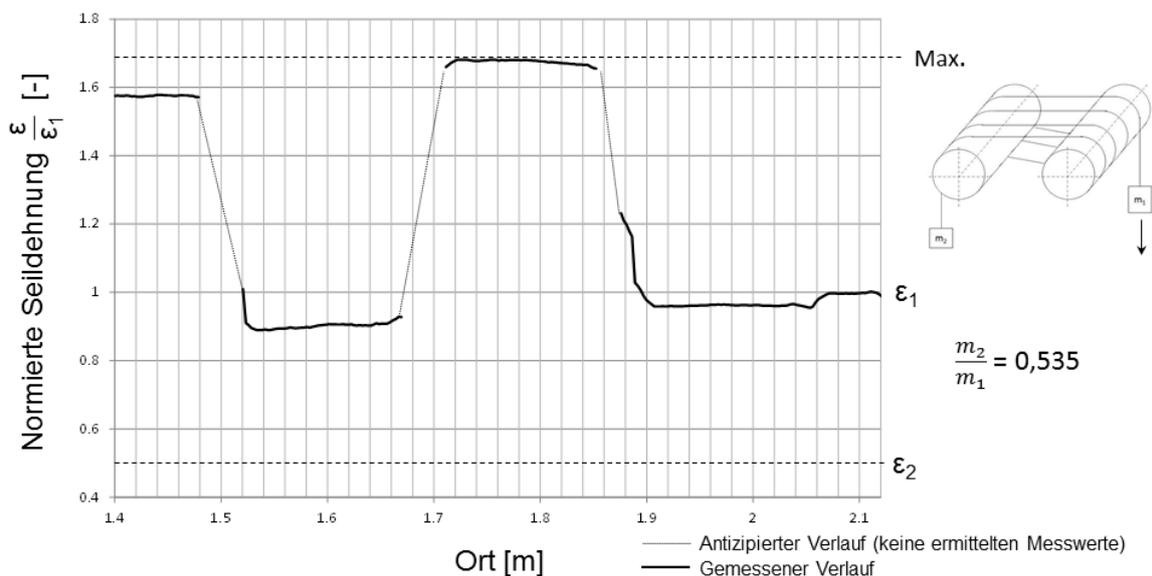


Abbildung 12: höchstes Dehnungsmaximum

Dabei tritt das 1,7 fache der Dehnung, welche durch die größere Masse verursacht wird, auf. Das Maximum ist in Abbildung 12 dargestellt. Grundsätzlich zeigt sich, dass die Dehnungsmaxima größer sind, je geringer das Massenverhältnis m_2/m_1 ist. Somit ist bei einem größeren Ruhebogen, nach Abbildung 7 auch das Dehnungsmaximum größer. Mit Hilfe der durchgeführten Versuche lässt sich keine Erklärung dafür finden, wann und warum diese Maxima auftreten. Die Dehnungsmaxima treten sowohl während der Hub- als auch während der Senkbewegung auf. Inwieweit es einen Zusammenhang zwischen den Dehnungsmaxima und der Drehgeschwindigkeit gibt, kann in den vorliegenden Versuchen nicht geklärt werden, da die Drehgeschwindigkeit der Scheiben nicht aufgenommen wird.

Neben den Dehnungsmaxima treten innerhalb des Treibscheibensystems auch Minima auf. Diese weisen eine kleinere Dehnung auf als jene, die durch die geringere angehängte Masse verursacht wird. Wenn ein solches Minimum gleichzeitig mit einem Maximum auftritt, weisen die Dehnungen innerhalb des Treibscheibensystems eine viel höhere Differenz auf, als die Dehnungen durch die angehängten Massen. Ein Beispiel für diese Dehnungsdifferenz ist in Abbildung 13 dargestellt.

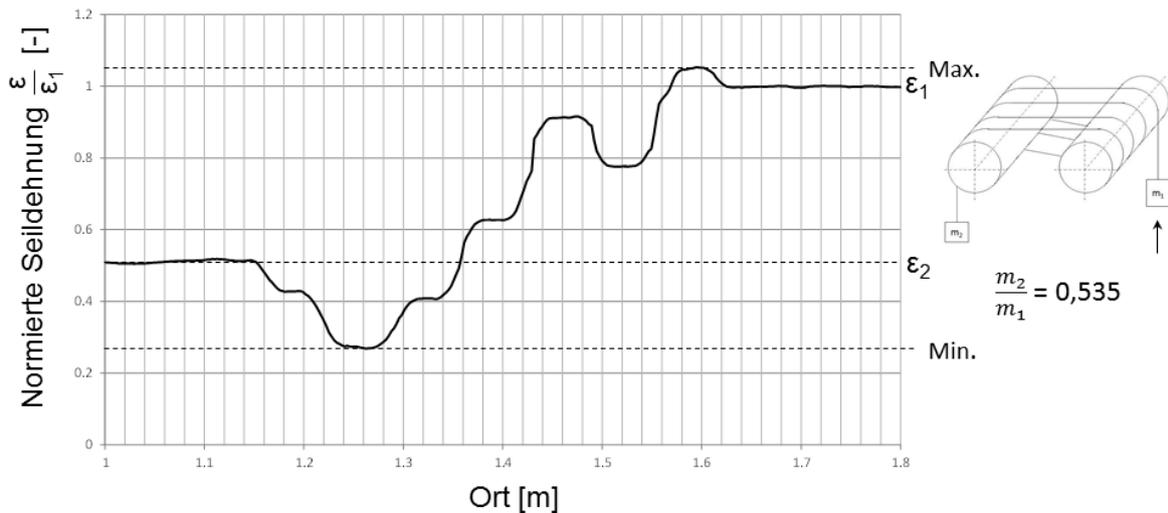


Abbildung 13: Dehnungsdifferenz im doppelten Treibscheibensystem

Neben diesen Minima und Maxima treten während der Versuche lokale Maxima innerhalb des Treibscheibensystems auf, welche die größere äußere Dehnung nicht übersteigen. Diese werden als Peaks bezeichnet. Derartige Peaks treten in allen Versuchen mit doppelter Treibscheibe auf, sowohl am Prüfstand mit als auch ohne mechanische Kopplung. Dabei lässt sich nicht voraussagen, wann und an welcher Position innerhalb des Systems sie vorkommen.

In allen Versuchen am doppelten Treibscheibensystem kommt es immer wieder dazu, dass die Dehnung innerhalb einer Umschlingung der Scheibe sowohl zu- als auch abnimmt. Zum Teil tritt dieser Effekt auch dann auf, wenn beide, an diese Umschlingung angrenzenden Bereiche die gleiche Dehnung aufweisen.

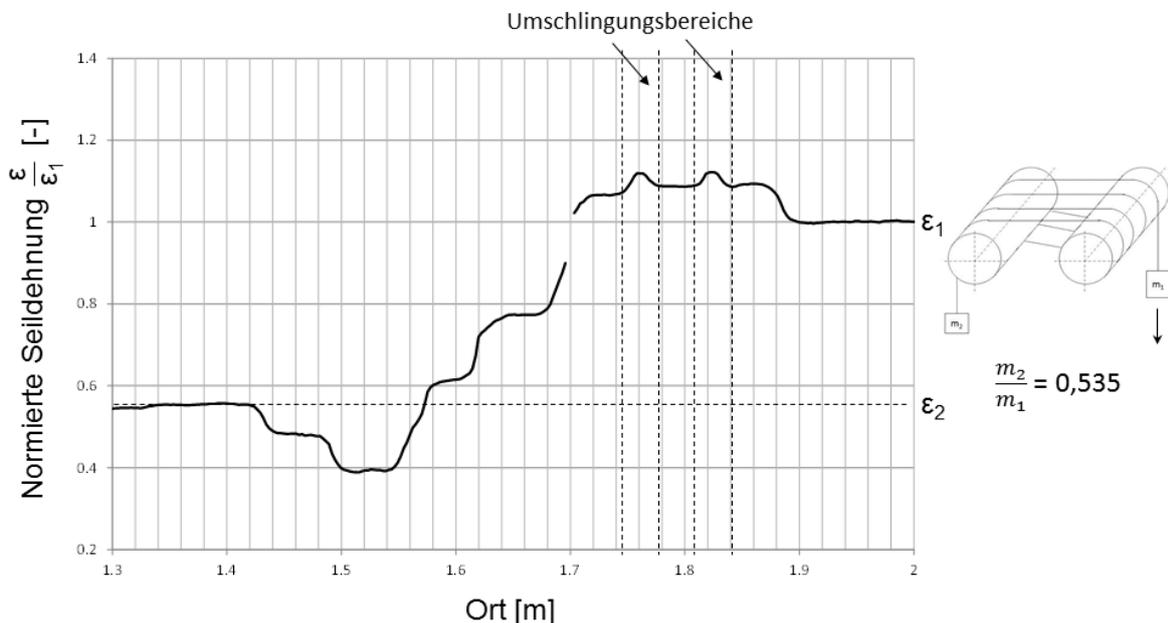


Abbildung 14: Dehnungszu- und Dehnungsabnahme in einer Umschlingung

Dieser Effekt ist in Abbildung 14 sehr deutlich zu erkennen. Daraus lässt sich der Schluss ziehen, dass sich in den Umschlingungen des doppelten Treibscheibensystems kein Ruhebogen ausbildet.

Bei Verringerung der Anzahl der Umschlingungen zeigen sich keine wesentlichen Unterschiede zu den Versuchen mit mehr Umschlingungen. Nach [Ver] müsste dies jedoch die Belastungen des Treibscheibensystems reduzieren. Möglicherweise spielt die Verringerung der Umschlingungen bei den vorliegenden Versuchen kaum eine Rolle, da die angehängten Massen nur sehr gering sind.

Eine mögliche Ursache für die auftretenden Maxima und die sprunghaften Veränderungen der Dehnungen im doppelten Treibscheibensystem könnten Stick-Slip Effekte zwischen der Glasfaser und der Scheibe sein. Aufgrund dieser Effekte durchläuft das Seil das System mit einer ungleichmäßigen Bewegung. Durch diese hohe Dynamik kann eine Ausbildung des Ruhe- und Gleitbogens bei doppelten Treibscheiben nicht

erfolgen. Einige Versuche deuten auf die Existenz dieser Stick-Slip Effekte hin, sie konnten aber noch nicht eindeutig nachgewiesen werden.

Die Versuche an einfachen Treibscheiben zeigen, dass alle vorher beschriebenen Effekte nur bei doppelten Treibscheiben auftreten. Bei der Umschlingung von nur einer Scheibe kommt es nur nach dem Einhängen der Massen zu einem Dehnungsminimum im System. Während der Bewegung geht dieses zurück, da sich Ruhe- und Gleitbogen ausbilden.

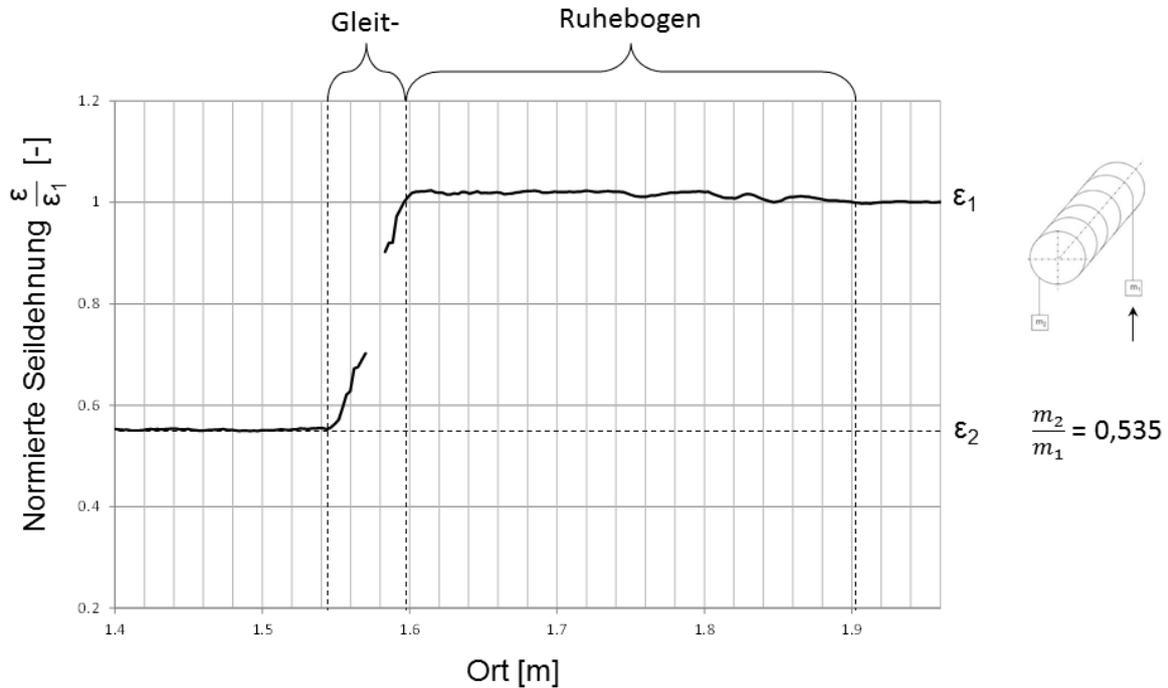


Abbildung 15: Dehnungsdiagramm einfache Treibscheibe

Die Versuche zeigen, dass der Ruhebogen immer auf der Seite liegt, auf der die Glasfaser in das System einläuft. Bei einer Umkehr der Drehrichtung ändert sich folglich auch die Position des Ruhe- und des Gleitbogens. Dabei findet diese Änderung nicht schlagartig, sondern kontinuierlich mit der Bewegung statt. Nach der Umkehr der Drehrichtung ändert zwar der Ruhe- und Gleitbogen seine Position, die Seildehnungen bleiben dabei jedoch nahezu konstant, da sich das gesamte entstandene Dehnungsprofil durch das Treibscheibensystem bewegt. Dies ist in Abbildung 16 dargestellt.

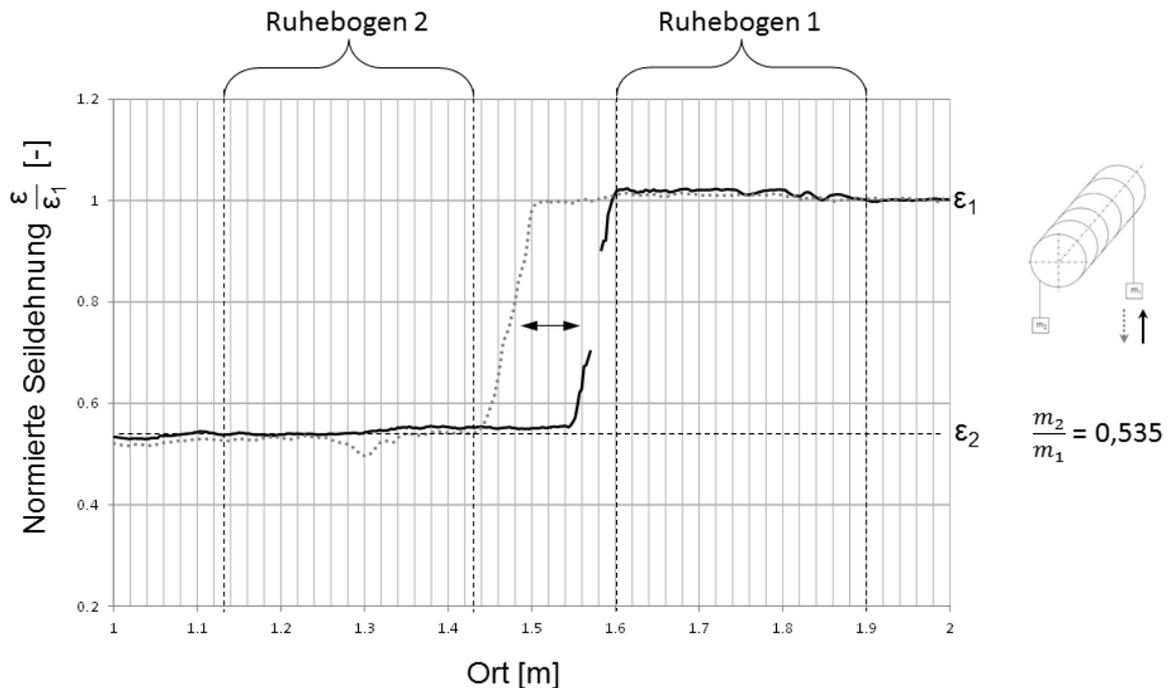


Abbildung 16: Verschiebung Ruhe- und Gleitbogen einfache Treibscheibe

Der durchgezogene Verlauf beschreibt dabei die Seildehnungen am Ende der Hubbewegung von Masse 1, während der gestrichelte Verlauf die Seildehnungen am Ende der Senkbewegung von Masse 1 zeigt. Dabei ist zu beachten, dass sich die Seildehnungen nach der Umkehr der Drehrichtung erst dann ändern, wenn der Ruhebogen wieder auf der Seite des Treibscheibensystems ist, auf dem das Seil einläuft.

Das von [Ver] beschriebene Problem der Seilkraftsprünge lässt sich an einfachen Treibscheiben nicht durch einen sprunghaften Wechsel der Position von Ruhe- und Gleitbogen begründen. Da eine Ausbildung des Ruhe- und Gleitbogens an doppelten Treibscheibensystemen nicht beobachtet wurde, konnten keine Seilkraftsprünge festgehalten werden, welche direkt aus der Änderung der Drehrichtung resultieren. Somit ist die Ursache der vielfach beobachteten Dehnungssprünge bisher noch unklar.

4 Schlussbemerkung

Bei der Verwendung von Treibscheiben kommt es immer wieder zu Seilbrüchen, die nicht auf äußere Lasten zurückzuführen sind. Um die Belastungen innerhalb des Treibscheibensystems zu untersuchen, wurden die Dehnungen des Seils beim Lauf durch das System betrachtet. Bei den Versuchen an einfachen Treibscheiben lassen sich keine Seilkraftsprünge oder andere dynamische Effekte beobachten. An doppelten Treibscheibensystemen hingegen zeigen sich sehr unterschiedliche Dehnungseffekte in den einzelnen Bereichen des Treibscheibensystems. Dabei ist es nicht möglich vorherzusagen, an welchem Ort welche Dehnung auftritt und wodurch das Auftreten bedingt ist.

Außerdem werden Dehnungsmaxima innerhalb des Treibscheibensystems beobachtet, die höher als die Dehnungen ausfallen, die durch die angehängten Massen hervorgerufen werden. Das größte gemessene Maximum übersteigt die Dehnung der größeren angehängten Masse um das 1,7 fache.

Um in Zukunft bessere Treibscheiben zu entwickeln ist es nötig alle Einflussfaktoren der Seildehnung so gut wie möglich zu kennen und die Ursachen für die gezeigten Effekte zu verstehen.

Dazu müssen die Einflüsse und Ursachen für die ermittelten dynamischen Effekte mit gezielten Versuchen genauer untersucht und analysiert werden. Hierfür muss ein geeigneter Prüfstand entwickelt werden. Mit diesem muss es möglich sein, unterschiedliche Einflüsse, wie zum Beispiel die Drehgeschwindigkeit der Scheiben oder deren Reibkoeffizient gezielt zu untersuchen. Durch die Identifizierung der einzelnen Ursachen und Einflüsse auf die Dehnungen in einem Treibscheibensystem können dann Vorschriften abgeleitet und Verbesserungen herausgearbeitet werden, welche helfen können, Seilbrüche in realen Anwendungen zu verhindern. Es besteht so die Möglichkeit, durch weitere theoretische und praktische Untersuchungen ein erhöhtes Maß an Sicherheit in der Auslegung von Treibscheibensystemen zu gewährleisten.

Literaturverzeichnis

- [Atr60] Atrops, Gerhard: Kraftverlauf und Dehnung im Umschlingungsbogen eines Treibseils auf einer Treibscheibe und ihre Einpassung in den Verlauf nach der Eytelweinschen Gleichung. Aachen, RWTH, Fakultät für Bergbau und Hüttenwesen, Diss., 1960
- [Cha03] Chaplin, C. R.: Rope tension in double drum traction winches. In: OIPEEC technical Meeting (September 2003), P. 201 – 210
- [Don27] Donandt, Hermann: Über die Berechnung von Treibscheiben im Aufzugbau. Karlsruhe, Technische Hochschule, Fachbereich Maschinenwesen, Diss., 1927
- [Eyt08] Eytelwein, J. A. : Handbuch der Statik fester Körper, zweiter Band. 1.Aufl. Berlin, Realschulbuchhandlung, 1808
- [Heu43] Heumann, Hermann: Die Mitnahmefähigkeit gewöhnlicher Drahtseil-Treibscheiben. In: Glückauf Berg- und Hüttenmännische Zeitschrift (22.05.1943), Heft 20/21, S. 273 - 280
- [Hym27] Hymans, F. ; Hellborn, A. F.: Der neuzeitliche Aufzug mit Treibscheibenantrieb. 1. Aufl. Berlin : Springer, 1927
- [Lan] Bildquelle: <http://www.lancier-cable.com/lc/products/cable-winch/cabling-winch-single-capstan-head.html>, Abruf am 05.09.16
- [Nen08] Nendel, K. ; Michael, M. ; Risch, T.: Untersuchung der Treibfähigkeit von hochfesten Faserseilen an Treibscheiben. In: 4. Fachkolloquium der Wissenschaftlichen Gesellschaft für Technische Logistik (Oktober 2008) S.1 – 8
- [Rec72] Recknagel, Gerhard: Untersuchungen an Aufzugtreibscheiben mit Sitzrillen unter Verwendung von Drahtseilen verschiedener Litzenzahl. Karlsruhe, Universität (TH), Fachbereich Maschinenbau, Diss., 1972
- [Sam11] Samiec, Dirk: Verteilte faseroptische Temperatur- und Dehnungsmessung mit sehr hoher Ortsauflösung. In: Photonik, 6/2011, S. 34 – 37
- [Sch94] Scheffler, Martin: Grundlagen der Fördertechnik – Elemente und Triebwerke. 1.Aufl. Wiesbaden : Vieweg, 1994
- [Tri13] Institut für Tribologie und Energiewandlungsmaschinen: Vorlesung Tribologie. Skript, Sommersemester 2013
- [Usa08] Usabiaga, H. ; Ezkurra, M. ; Madoz, M. A. ; Pagalday, J. M.: Experimental Test für measuring the normal and tangential line contact pressure between wire rope and sheaves. In: Experimental techniques (September/October 2008) P. 34 – 43
- [Ver17] Verreet, Roland: Die Berechnung der Lebensdauer von laufenden Drahtseilen, unter: http://www.ropetechnology.com/bro_dt/casar_lebensdauer.pdf, Abruf am 06.02.17
- [Ver] Verreet; Roland: How to optimize the rope force distribution in a capstan. nicht veröffentlicht, Diskussionspapier