



Lehrstuhl für Fördertechnik und Konstruktionslehre

Masterarbeit



Evaluierung des Bolzensternantriebs als  
Zwischenantrieb von Stetigförderern

Jürgen Pfoser, BSc

März 2019



## EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG

Ich erkläre an Eides statt, dass ich diese Arbeit selbständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen und Hilfsmittel nicht benutzt, und mich auch sonst keiner unerlaubten Hilfsmittel bedient habe.

Ich erkläre, dass ich die Richtlinien des Senats der Montanuniversität Leoben zu "Gute wissenschaftliche Praxis" gelesen, verstanden und befolgt habe.

Weiters erkläre ich, dass die elektronische und gedruckte Version der eingereichten wissenschaftlichen Abschlussarbeit formal und inhaltlich identisch sind.

Datum 22.02.2019

Unterschrift Verfasser/in  
Jürgen, Pfoser  
Matrikelnummer: 01335142

## Danksagung

Ich bedanke mich bei Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. mont. Nikolaus Sifferlinger für die Möglichkeit zur Durchführung dieser Arbeit am Lehrstuhl für Bergbaukunde - Förder-technik und Konstruktionslehre und für die Betreuung derselben.

Besonders bedanken möchte ich mich bei Herrn Dipl.-Ing. Eric Fimbinger, der mir während der Ausarbeitung dieser Masterarbeit immer hilfreich zur Seite stand.

Mein Dank gilt ebenso Herrn Mag. Paul Edelsbacher für die Hilfestellung im Zuge spezieller mathematischer Probleme.

Schließlich bedanke ich mich herzlichst bei meiner Familie, insbesondere bei meinem Vater und meinen Großeltern, für die Schaffung der Voraussetzungen zur Durchführung meines Studiums an der Montanuniversität Leoben und die immerwährende Unterstützung.

## Kurzbeschreibung

Ein Bolzensternrad besteht im Wesentlichen aus einem zentralen scheibenförmigen Radkörper, der mit um den Umfang gleichmäßig angeordneten Mitnehmerelementen, in Form von beispielsweise fünf Bolzen, bestückt ist. Bei Rotation eines solchen Bolzensternrads um seine zentrale Mittelachse können die Mitnehmerelemente in Gegenstücke eingreifen und eine lineare Fortbewegung dieser Gegenstücke (als Zapfen bezeichnet) bewirken. Zur Evaluierung des Bolzensternantriebs als Zwischenantrieb ist es erforderlich, dieses Antriebskonzept als ganzheitliches Linearantriebssystem durch eine Aneinanderreihung von beispielsweise drei Bolzensternrädern zu betrachten.

Im Zuge dieser Arbeit werden einleitend grundlegende Antriebskonzepte von Fördersystemen erklärt. Dabei wird das Hauptaugenmerk auf die energetische Betrachtung der aufgezeigten Varianten gelegt, die auch in der späteren Bearbeitung des Bolzensternantriebs den Fokus der vorliegenden Arbeit darstellt. Um ein generelles Verständnis für die anwendungsorientierten Gegebenheiten und das Betriebsumfeld der betrachteten Bolzensternantriebe zu bekommen, werden weit verbreitete Arten von Stetigförderern in Aufbau und Funktion dargestellt. Anschließend werden verschiedene Hauptantriebsbauformen sowie dessen Komponenten erklärt, die es schließlich durch einen Zwischenantrieb in Form eines Bolzensternantriebs zu unterstützen gilt. Zum Einstieg in die Technologie der Zwischenantriebe wird zudem kurz auf deren Geschichte und Entwicklung eingegangen. Weiterführend werden die für diverse Typen von Stetigförderern heute gebräuchlichen Zwischenantriebslösungen beschrieben, bisherige Erkenntnisse zusammengefasst und eine kurze Betrachtung der wirtschaftlichen Relevanz einer Weiterentwicklung von Zwischenantrieben für Stetigförderer durchgeführt.

Ausgehend von diesen Gesichtspunkten werden Ansätze zur detaillierten Untersuchung und Ausarbeitung von Bolzensternantrieben aufgestellt. Dazu werden relevante Systemcharakteristika betrachtet, der Antrieb in Aufbau und Funktionsweise erklärt, sowie die zur Beschreibung des Bolzensternantriebs erforderlichen Systemgrößen definiert. Unter Berücksichtigung von Randbedingungen werden anschließend die grundlegenden Zusammenhänge am Bolzensternantrieb erläutert, wobei sowohl analytische als auch numerische Berechnungsmethoden Anwendung finden. Der Fokus liegt dabei auf der Untersuchung des mechanischen Wirkungsgrades, bei dessen Ermittlung auch unterschiedliche dissipative Effekte miteinbezogen sind. Abschließend wird auf weitere Besonderheiten des Bolzensternantriebs eingegangen, sowie dessen Adaptierungspotential auf die im ersten Teil beschriebenen Arten von Stetigförderern diskutiert.

# Abstract

A bolt-star wheel consists essentially of a central disc-shaped wheel body, which is equipped with evenly arranged driver elements around the circumference in the form of, for example, five bolts. Upon rotation of such a bolt-star wheel about its central axis, the driver elements can engage in counterparts (termed pins) and effect linear movement of these counterparts. For the evaluation of the bolt-star drive as an intermediate drive, it is necessary to consider this drive concept as a holistic linear drive system and therefore as a juxtaposition of, for example, three bolt-star wheels.

In the course of this work, the drive concepts of conveyor systems are explained. Particular emphasis is placed on the energetic consideration of the variants shown, which is also the focus of the present work in the subsequent elaboration of the bolt-star drive. In order to get a general understanding of the application-oriented conditions and the operating environment of bolt-star drives, well-known types of continuous conveyors are shown in their structure and function. In the following, several main types of drives and their components are explained, which can be supported through an intermediate drive in the form of a bolt-star drive. To get started in the technology of intermediate drives, their history and development will be discussed. For the different types of continuous conveyors, common intermediate drives are described, and previous findings will be summarized. Furthermore, the economic importance of improving intermediate drives is explicated.

Starting from these points of view, approaches for the detailed investigation and elaboration of bolt-star drives are set up. For this purpose, relevant system characteristics are considered, the drive system is explained in terms of its design and functionality, and the system parameters required to describe the bolt-star drive are defined. Considering boundary conditions, the basic relations are exemplified on the bolt-star drive using both analytical and numerical calculation methods. The focus is on the investigation of the mechanical efficiency, in whose determination also different dissipative effects are included. Finally, further details of bolt-star drives and their potential for implementation in various continuous conveyors are discussed.

# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung</b>	<b>1</b>
<b>2</b>	<b>Grundlagen der Fördertechnik</b>	<b>2</b>
2.1	Arten von Fördergut . . . . .	2
2.1.1	Schüttgut . . . . .	2
2.1.2	Stückgut . . . . .	2
2.2	Arten von Förderanlagen . . . . .	3
2.2.1	Stetigförderer . . . . .	3
2.2.2	Unstetigförderer . . . . .	4
2.3	Förderarbeit . . . . .	5
2.3.1	Senkrechte Förderung . . . . .	5
2.3.2	Waagrechte Förderung . . . . .	5
2.4	Bauarten von Stetigförderern . . . . .	7
2.4.1	Gurtförderer . . . . .	8
2.4.2	Schlauchgurtförderer . . . . .	9
2.4.3	Hängeförderer . . . . .	10
2.4.4	Kettenförderer . . . . .	11
2.4.5	Becherwerke . . . . .	12
2.4.6	RopeCon . . . . .	13
2.5	Antriebssysteme . . . . .	14
2.5.1	Riementrieb . . . . .	15
2.5.2	Seiltrieb . . . . .	16
2.5.3	Kettentrieb . . . . .	17
2.5.4	Reibradantrieb . . . . .	18
2.5.5	Vergleich der Antriebssysteme . . . . .	19
2.6	Zwischenantriebe . . . . .	19
2.6.1	Zwischenantriebe von Gurtförderern . . . . .	20
2.6.2	Zwischenantriebe von Schlauchgurtförderern . . . . .	24
2.6.3	Zwischenantriebe von Kettenförderern . . . . .	25
2.7	Zur Relevanz von Zwischenantrieben . . . . .	26
<b>3</b>	<b>Bolzensternantrieb</b>	<b>27</b>
3.1	Aufbau und Funktionsweise . . . . .	27
3.2	Definition und Beschreibung der Systemgrößen . . . . .	28
3.3	Simplifizierung der Eingriffstrecke . . . . .	36
3.4	Kraftübertragung zwischen Bolzen und Zapfen . . . . .	39
3.5	Kraftübertragung im Bolzensternradverband . . . . .	42
3.6	Herleitung des mechanischen Wirkungsgrades . . . . .	46

3.6.1	Nutzarbeit . . . . .	46
3.6.2	Dissipierte Rollenergie . . . . .	50
3.6.3	Dissipierte Gleitenergie . . . . .	52
3.6.4	Wirkungsgrad . . . . .	57
3.7	Eingriffproblematik . . . . .	60
3.8	Adaptierungspotential . . . . .	64
<b>4</b>	<b>Resümee</b>	<b>66</b>
<b>A</b>	<b>Matlab-Code</b>	<b>68</b>
	<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>71</b>
	<b>Tabellenverzeichnis</b>	<b>72</b>
	<b>Quellenverzeichnis</b>	<b>73</b>

# 1 Einleitung

Während vor hunderten Jahren Mensch und Tier noch durch pure Muskelkraft Güter von einem Ort zum anderen brachten, wurden sie im Laufe der Zeit durch Maschinen abgelöst, welche ihrerseits auch immer leistungstärker und effizienter wurden. Vielfältigste Fördersysteme wurden entwickelt, evaluiert und optimiert. Ein wesentlicher Teil ist die Gestaltung der Antriebselemente, welche den Part der Muskeln übernehmen und für den nötigen Energieeintrag in das Fördersystem verantwortlich sind. Etabliert haben sich Seilzüge, Kettentriebe und verschiedenste reibschlüssige Mechanismen. Diese Arbeit setzt den nächsten Schritt in der Entwicklung der Antriebstechnik, indem sie den Bolzensternantrieb in seinem Wesen mathematisch erklärt und vielfach quantifiziert. Dabei werden von den physikalischen Grundlagen ausgehend die wesentlichen Einflussgrößen erklärt und definiert und auf die im Antrieb enthaltenen Elemente angewandt. Diese werden im Anschluss zu Baugruppen kombiniert, von welchen so die Systemeigenschaften beschrieben werden können. Der für diese Arbeit wesentlichste Punkt ist die Evaluierung des Gesamtwirkungsgrades des Antriebs, was durch die Aufgabenstellung definiert wurde. Dafür wird das Kontaktverhalten auf der Eingriffstrecke analysiert und daraus ein Berechnungsmodell konzipiert. Unter Einbeziehung der Systemparameter soll daraus ein optimaler Arbeitsbereich abgegrenzt und beschrieben werden. Ebenso soll die Applikation des Bolzensternantriebs auf bestehende Stetigförderer überprüft werden. Dieser soll dabei als Zwischenantrieb fungieren, welcher kontinuierlich an den dafür vorgesehenen Punkten Energie in das Fördersystem einspeist.



## 2 Grundlagen der Fördertechnik

Um den heutigen Anforderungen an die Weltwirtschaft gerecht zu werden, bedarf es immer effizienterer Möglichkeiten zur Lösung logistischer Probleme. Während sich die Verkehrstechnik damit beschäftigt, Güter über weite Strecken per Schiff, Bahn oder Lastkraftwagen zu bewegen, befasst sich die Fördertechnik mit dem innerbetrieblichen Materialfluss. In diesem Abschnitt werden alle Grundlagen erörtert, welche zur effizienten Behandlung des dargelegten Themas nötig sein werden.

### 2.1 Arten von Fördergut

Je nach Handhabung und Eigenschaften der Fördergüter können diese in zwei große Gruppen unterteilt werden: Schüttgut und Stückgut.

#### 2.1.1 Schüttgut

Schüttgüter bestehen aus einer Vielzahl homogener Partikel, welche sich durch deren kleine Abmessungen und geringes Gewicht auszeichnen. Typische Schüttgüter sind Schotter, Getreide, Erze (auch als Pellets) und Kohle. Zur Auswahl des Fördersystems relevante Eigenschaften sind Korngröße, Dichte, Schüttdichte, Böschungswinkel, Temperatur, Feuchtigkeitsgehalt, Druckempfindlichkeit sowie die Hafteigenschaften. In Abbildung 2.1 sind Beispiele für Schüttgut dargestellt. [1]



Abb. 2.1: Beispiele für Schüttgut [2]

#### 2.1.2 Stückgut

Stückgüter kennzeichnen sich üblicherweise durch große Abmessungen oder großes Gewicht und werden beim Güterumschlag als Einzelstücke behandelt. Als Beispiele seien Gebinde unterschiedlichster Art, wie Fässer, Getränkekisten, Pakete sowie Halbzeuge und Fertigteile angeführt. Wesentliche Eigenschaften, welche bei der Auswahl des Förderers sowie des Handhabungssystems zu beachten sind, sind Größe, Masse, Form,

Temperatur und Stapelfähigkeit. Mehrere Stückgüter mit gleichen Eigenschaften werden auf Paletten zusammengefasst. Die Ladungssicherung erfolgt hierbei entweder mit Stretchfolie oder durch einen festen Rahmen. In Abbildung 2.2 sind Beispiele für Stückgut dargestellt. [1, 3]



*Abb. 2.2: Beispiele für Stückgut [4, 5, 6]*

## 2.2 Arten von Förderanlagen

Hierbei erfolgt die Gliederung in zwei Gruppen, die Stetigförderer sowie die Unstetigförderer. Während Stetigförderer einen pulsierenden oder kontinuierlichen Massestrom realisieren, arbeiten Unstetigförderer in diskontinuierlicher Weise und bringen die Gesamtmenge an Fördergut in mehreren Arbeitsspielen zu dessen Bestimmungsort. [1]

### 2.2.1 Stetigförderer

Stetigförderer bewegen das Fördergut auf einem festgelegten Förderweg an ihr Ziel und werden zum Transport von Schüttgut und Stückgut eingesetzt. Sie werden als mechanische Förderanlagen mit oder ohne Zugmittel, pneumatische oder hydraulische Förderer ausgeführt. Da Stetigförderer im Allgemeinen kleinere Antriebsleistungen benötigen und pro Zeiteinheit eine größere Gutmenge übersetzen können, sind sie typischerweise wirtschaftlicher als Unstetigförderer. Aufgrund der relativ hohen Investitionskosten rechnet sich deren Beschaffung jedoch erst ab einem gewissen Vorgabewert. Die Leistungsfähigkeit eines solchen Förderers wird bei Schüttgutförderung als Volumen- oder Massenstrom angegeben. Bei der Stückgutförderung sind der Stückgutstrom und der Durchsatz wichtige Kenngrößen. In Abbildung 2.3 ist als Beispiel für einen Stetigförderer ein Gepäckkarussell zu sehen. [1, 7]



*Abb. 2.3: Gepäckkarussell [8]*

### **2.2.2 Unstetigförderer**

Unstetigförderer transportieren Fördergut auf einem beliebigen Weg von der Aufgabe- zur Abgabestelle. Sie weisen kleinere Transportraten als die Stetigförderer auf, sind dafür jedoch flexibler. Die Be- und Entladung erfolgt während des Stillstandes des Förderers. Die Leistungsfähigkeit eines Unstetigförderers wird in der für ein Arbeitsspiel benötigten Zeit angegeben. Diese setzt sich zusammen aus der Aufnahmezeit, Fahrzeit und Abgabezeit. Bauformen umfassen gleislose, gleisgebundene und flurfreie Förderer. In Abbildung 2.4 ist ein Portalkran als typisches Beispiel für einen Unstetigförderer zu sehen. [1, 9]



*Abb. 2.4: Portalkran [10]*

## 2.3 Förderarbeit

Zur Übersetzung einer bestimmten Fördermenge vom Aufgabepunkt zum Abgabepunkt muss Arbeit verrichtet werden. Je nach Trassierung des Förderweges gilt es, Höhendifferenzen oder sonstige Widerstände zu überwinden. Diese werden folglich in Worten und Formeln erläutert, um im nächsten Unterkapitel der Klassifizierung verschiedenster Förderer dienlich zu sein.

### 2.3.1 Senkrechte Förderung

Zur Überwindung einer bestimmten Höhendifferenz muss dem Fördergut eine Hubarbeit  $W_{Hub}$  zugeführt werden, die anschließend als potentielle Energie in diesem gespeichert ist. Diese lässt sich einfach über

$$W_{Hub} = m \cdot g \cdot h \quad (2.1)$$

berechnen. Dabei bezeichnet  $m$  die zu hebende Masse,  $g$  die Erdbeschleunigung und  $h$  die Höhendifferenz. Soll potentielle Energie abgeführt werden, so kann diese generatorisch in elektrische Energie umgewandelt und so wieder zurück ins Stromnetz eingespeist werden, was auch einen wirtschaftlichen Vorteil mit sich bringt. Durch die rekuperierte Energie können aber auch Nebenverbraucher, wie Bremssysteme oder Beleuchtung, versorgt werden. [11, 12]

### 2.3.2 Waagrechte Förderung

Soll entlang einer horizontalen Bahn eine Verschiebearbeit  $W$  geleistet werden, so berechnet sich diese zu

$$W = F \cdot s \quad (2.2)$$

$F$  bezeichnet die entlang des Weges zu überwindende Kraft und  $s$  steht für die Weglänge. Bei allen Maschinen treten unterschiedlichste Phänomene zutage, welche dazu veranlassen, eine gewisse Energie zur Aufrechterhaltung bzw. zur Aufnahme eines Bewegungsvorgangs investieren zu müssen. Diese können mithilfe der verschiedenen Arten von Bewegungswiderständen klassifiziert und quantifiziert werden. Im stationären Fall steht also die aufzuwendende Verschiebearbeit zur Erhaltung der gleichförmigen Bewegung mit den zu überwindenden Bewegungswiderständen im Gleichgewicht. Zur Berechnung ist fundiertes Systemwissen notwendig, seien es geometrische Größen oder grundlegende physikalische Zusammenhänge zwischen den einzelnen Komponenten. Als Beispiele seien hier die Bewegungsgeschwindigkeit, die Steigung oder die Reibzahl angeführt. Natürlich spielen in der Realität auch zahlreiche weitere Einflussgrößen eine Rolle, welche jedoch meist in gängigen Modellen nicht berücksichtigt werden. Im Folgenden sind die wichtigsten Bewegungswiderstände erklärt, welche auch im späteren

Vergleich der Antriebs- und Fördersysteme eine Rolle spielen. [11, 12]

### Steigungswiderstand

Sollte die Fördertrasse horizontal geneigt sein, so muss während des Fördervorgangs potentielle Energie zu- oder abgeführt werden, welche als Steigungswiderstand  $F_{St}$  bezeichnet wird. Analog zum Hubwiderstand berechnet sich dieser folgendermaßen:

$$F_{St} = m \cdot g \cdot h \quad (2.3)$$

Der Steigungswiderstand ist abhängig von der zu fördernden Masse  $m$ , der Erdbeschleunigung  $g$  und der zu überwindenden Höhendifferenz  $h$ . [12, 14]

### Rollwiderstand

Zur Erhaltung der gleichförmigen Bewegung während eines Abrollvorganges muss jene Energie zugeführt werden, welche durch das Aufeinandertreffen von Imperfektionen im Mikrobereich zwischen den beiden Körpern dissipiert wird. Diese wird als Rollwiderstand bezeichnet und berechnet sich

$$F_{Roll} = c_R \cdot F_N \quad (2.4)$$

Im Wesentlichen ist der Rollwiderstand von der Normalkraft  $F_N$  auf die abzurollende Oberfläche und dem Rollwiderstandsbeiwert  $c_R$  abhängig. Je höher die Oberflächengüte, desto kleiner der Rollwiderstandsbeiwert. [13]

### Strömungswiderstand

Bei Stetigförderern mit kontinuierlichem Förderstrom bzw. invariabler projizierender Querschnittsfläche ist der Strömungswiderstand vernachlässigbar. So anders beim LKW-Transport, wo das Fahrzeug kontinuierlich die vor ihm befindliche Luft verdrängen muss. Auch bei Unstetigförderern müssen zwischen den Lastspielen auftretende Fluidansammlungen verdrängt werden. Dies hat jedoch auch nur bei Stückgütern mit großer Querschnittsfläche und großen Strömungsgeschwindigkeiten Relevanz. Praktisches Beispiel wäre der Seilkranbetrieb an Gebirgsbaustellen, wobei hier beim Starkwindeinsatz auch vorrangig die Arbeitssicherheit abgewägt werden muss. Der Strömungswiderstand fällt bei der Betrachtung von Fördermaschinen am geringsten ins Gewicht. Er ist abhängig von der projizierten Querschnittsfläche  $A$ , der Dichte  $\rho$  des Umgebungsmediums, welches in der Regel Luft ist, sowie dem Quadrat der Geschwindigkeit  $v$ . Hinzu kommt noch ein Faktor, welcher die Geometrie der bewegten Kontinuität berücksichtigt, der Strömungswiderstandsbeiwert  $c_W$ . [13, 14]

## **Walkwiderstand**

Wird Schüttgut mittels einem Fördergurt transportiert, so ändert dieser ständig seine Form. Passiert der zu betrachtende Querschnitt des Fördergutes ein Bandgerüst, so ist dieser durch die Anordnung der Tragrollen, dem Böschungswinkel und der Neigung des Förderers definiert. Bewegt sich besagter Querschnitt weiter, baucht sich der Gurt aufgrund der Belastung durch das in ihm befindliche Material aus. Kurz darauf müssen beim inversen Vorgang die Partikel des Fördergutes sowie der Fördergurt wieder in die einstige Form eingeformt werden. Dies kann jedoch aufgrund deren Oberflächenrauheit bzw. der Biegesteifigkeit des Gurtes nur unter Einbringung von Energie, dem sogenannten Walkwiderstand, passieren. Der Walkwiderstand verhält sich somit direkt proportional zum Tragrollenabstand. [12, 14]

## **Beschleunigungswiderstand**

Der Beschleunigungswiderstand resultiert aus der Trägheit der in Bewegung gesetzten Massen und ist daher insbesondere beim Anfahr- und Bremsvorgang von Bedeutung. Doch auch während des Betriebes resultiert die Aufgabe von Material in einem inelastischen Stoß, wobei kinetische Energie des bewegten Förderers dissipiert wird. Aus diesem Grund sollte das Fördergut optimalerweise mit ungefähr derselben Geschwindigkeit und parallel zur Bewegungsrichtung auf das Fördersystem aufgebracht werden, was auch einen günstigeren Materialfluss zur Folge hat. Der Beschleunigungswiderstand kann in einen translatorischen und einen rotatorischen Anteil aufgegliedert werden. Ersterer ist von der Masse der linear bewegten Teile abhängig, zu denen Zugmittel, Tragmittel und bereits geladenes Fördergut zählen. Der rotatorischen Anteil wird durch Massenträgheitsmomente von Tragrollen, Umlenkrollen, etc. hervorgerufen. [12]

## **Sonderwiderstände**

Sonderwiderstände können nicht direkt auf die Erhaltung oder Einleitung einer gleichförmigen Bewegung des Fördersystems zurückgeführt werden. Sie entstehen z.B. durch das Abstreifen des Gurtes am Gurtreiniger, bei Horizontalkurven durch auf Sturz gestellten Tragrollen oder durch das Anprallen von Schüttgut an Schurrenleisten. Sonderwiderstände werden jeweils mittels eines Faktors berücksichtigt. [12, 14]

## **2.4 Bauarten von Stetigförderern**

Im Folgenden werden verschiedene Typen von mechanischen Stetigförderern für den Einsatz im Bergbaubereich erklärt. Dabei werden alle Charakteristika erläutert, welche für die nachfolgende, mögliche Adoption eines Bolzensternantriebs Relevanz haben.

### 2.4.1 Gurtförderer

Durch ihre Bauweise können sehr kurze sowie auch kilometerlange Fördertrassen mit einer hohen Wirtschaftlichkeit realisiert werden. Die dadurch entstehenden Einsatzgebiete reichen von Logistiksystemen auf Flughäfen über Transportsysteme in der Lebensmittelherstellung bis hin zur Förderung von schweren Gesteinen bei der Erzgewinnung. Durch diese Vielfältigkeit zählen Gurtförderer zu den am häufigst eingesetzten Fördersystemen. Im Folgenden wird von der, für diese Arbeit relevante, Schwerlastbauweise ausgegangen. Abbildung 2.5 zeigt die Komponenten eines Gurtförderers.

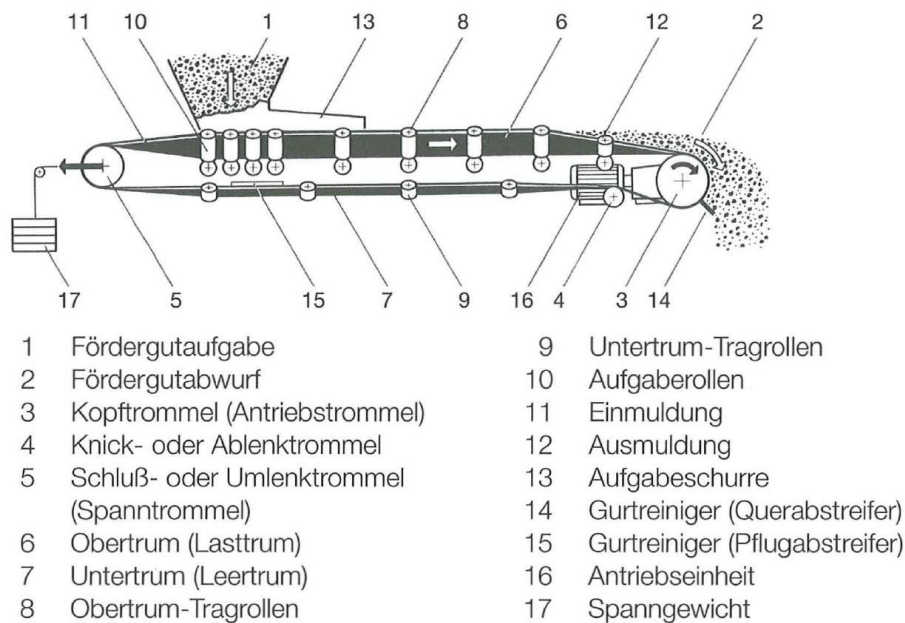


Abb. 2.5: Komponenten eines Gurtförderers [15, S. 6]

Der schichtweise Gurtaufbau vereint Zugmittel und Tragmittel in einem gemeinsamen Förderorgan. Wesentlich für die Wahl des Zugmittels, auch Einlage genannt, ist die maximal auftretende Gurtzugkraft. So werden im Kleinlastbereich Textilgurte eingesetzt, während im Schwerlastbereich Stahlseilgurte Verwendung finden. Im Hinblick auf die Materialeigenschaften muss eine entsprechende Deckplatte als Tragmittel verwendet werden, deren Eigenschaften z.B. temperaturbeständig, ölbeständig, flammwidrig oder antistatisch sein können. Die Einlage ist beidseitig von der Deckplatte und der Laufplatte umschlossen, wobei die Laufplatten an der Trommelseite zumeist dicker ausgeführt werden als die Deckplatten. Der Antrieb erfolgt über einen Riementrieb.

Das Lasttrum wird als Obergurt in den Tragrollen eingemuldet, um eine Zentrierung des Gurtes zu erreichen. Zusätzlich resultiert die Erhöhung des Volumen-zu-Oberfläche-Verhältnisses in einem Staubminderungseffekt. Zur Stützung des Gurtes und der Tragrollen dienen Tragrollengerüste, welche in regelmäßigen Abständen angeordnet sind. Bei der Konstruktion muss ein Kompromiss bezüglich deren Anzahl getroffen werden: während zu große Stützenabstände einen unruhigen Lauf und großen

Walkwiderstand hervorrufen, haben zu kleine Stützenabstände erhöhte Materialkosten und großen Laufwiderstand zu Folge. Je nach Ausführung des Traggerüsts und der Größe der Förderkapazität werden Muldungswinkel von bis zu  $60^\circ$  erreicht. Abbildung 2.6 zeigt den Querschnitt einer fünfteiligen Muldungsform mit hoher Förderkapazität. [12, 15]

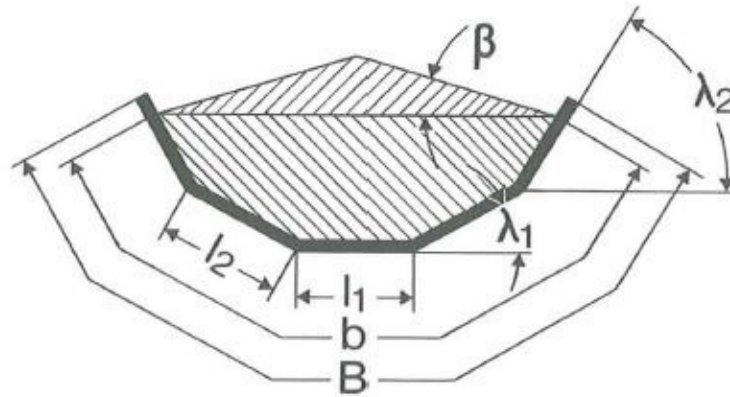


Abb. 2.6: Muldungsform [15, S. 26]

Das Leertrum wird als Untergurt über dieselben Tragrollenstühle rückgeführt. Dieses wird meist zur besseren Führung leicht eingemuldet und in der Regel werden dafür weniger, dafür jedoch längere Tragrollen verwendet. [12, 15]

#### 2.4.2 Schlauchgurtförderer

Schlauchgurtförderer stellen eine Weiterentwicklung des Gurtförderers dar. Der Fördergurt wird dabei nach der Aufgabe des Schüttguts auf einer Einrollstrecke zu einem sich überlappenden Schlauch eingerollt. Dank dieser geschlossenen Ausführung ist das Fördergut nun keinen Umgebungseinflüssen mehr ausgesetzt. Auf der anderen Seite wird die Umwelt nicht mehr durch Staub kontaminiert. Ein weiterer Vorteil ist die höhere Flexibilität des Schlauches, der beliebige Horizontalkurven und Vertikalkurven bis  $60^\circ$  Steigung fahren kann. Dadurch können zusätzliche Übergabestellen vermieden werden. Nachdem der Schlauch während des gesamten Transportvorgangs geschlossen bleibt, wird dieser unmittelbar vor der Abwurfstelle wieder ausgerollt. Nachdem der Gurt als Obertrum die Antriebstrommel passiert, wird dieser für die Rückführung als Untertrum abermals eingerollt. Abbildung 2.7 zeigt den Aufbau eines Schlauchgurtförderers. [14]



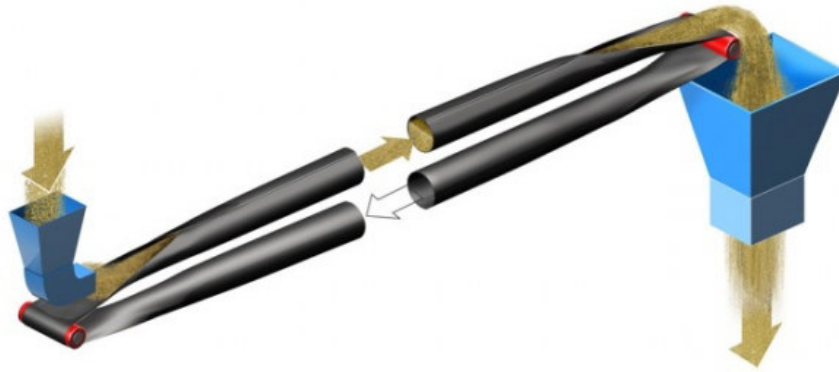


Abb. 2.7: Aufbau eines Schlauchgurtförderers [16]

Die Tragrollenstationen bestehen in der Regel aus sechs gleichseitig angeordneten Tragrollen, wobei diese häufig abwechselnd seitlich versetzt sind, um ein Einklemmen der überlappenden Gurtkante - insbesondere bei Kurvenfahrt - zu vermeiden. Da zur Einhaltung der Schlauchform Gurte mit höherer Formsteifigkeit verwendet werden, hat dies auch einen positiven Einfluss auf den Walkwiderstand. Der vergleichsweise zahlenmäßig höhere Einsatz von Tragrollen äußert sich in einem entsprechend höheren Rollwiderstand. In Abbildung 2.8 ist die Tragrollenstation eines Schlauchgurtförderers zu sehen. [14]



Abb. 2.8: Tragrollenstation eines Schlauchgurtförderers [17]

### 2.4.3 Hängeförderer

Sowohl für Stückgut als auch für Schüttgut gibt es diverse Ausführungen von Hängeförderern. Während pulsierende Förderanlagen für Stückgut typischerweise in Schlachthäusern und auf Fertigungsstraßen in der Automobilindustrie eingesetzt werden, findet sich jene Variante als sogenannter Taschenförderer im Schwerlastbereich, also unter anderem zum Abtransport von Abraum und Rohstoffen. Der hochflexible Gurt wird dabei während des Transportes zu einer tropfenförmigen Tasche geformt. Diese wird an ihrer Spitze über mehrere Rollenpaare, bestehend aus Stützrolle und Führungsrolle, entlang der Fördertrasse geführt. Zur besseren Führung sind an den Gurtflanken zwei Profilstreifen befestigt, in denen Stahlseile einvulkanisiert sind. Diese nehmen außerdem einen Großteil der ansonst auf den Gurt wirkenden Zugkraft auf. Durch eine

Reduktion der bei anderen Stetigförderern vorhandenen Führungsfläche (entlang den Tragrollen oder zwischen zwei Stahlseilen/Ketten) zu einer Führungsbahn ist es dem Taschenförderer möglich, engste Radien, bis unter einem Meter, zu bewerkstelligen. Er ist somit der kurvengängigste aller mechanischen Stetigförderer. Wenn noch dazu große Richtungsänderungen (größer  $90^\circ$ ) erzielt werden müssen, kommen Umlenkrollen zum Einsatz. Indem der Abstand des Führungsrollenpaares entlang der Strecke baulich vergrößert wird, öffnet sich die Tasche an deren Spitze, sodass der Tropfen eine U-Form annimmt. So ist es möglich, den Förderer an beliebigen Punkten zu beladen. Die Entladung erfolgt, wie beim Schlauchgurtförderer, bei komplett flachem Gurt am Kopfende des Förderers oder einer Entladestation. Unmittelbar nach der Umlenktrommel wird der Gurt gewendet und für die Rückfahrt wieder in Tropfenform gebracht, sodass mögliche Staubrückstände nicht die Umwelt belasten können. Wesentliche Vorteile sind die hohe Flexibilität in der Trassierung, der Schutz des Förderguts vor Witterungseinflüssen sowie die Möglichkeit des simultan-bidirektionalen Materialtransports. In Abbildung 2.9 ist der Querschnitt des Taschenförderers SICON<sup>®</sup> und ein Rollenpaar zu sehen. [18]



Abb. 2.9: Taschenförderer SICON<sup>®</sup> mit Rollenpaar [18, S. 5]

#### 2.4.4 Kettenförderer

Die Kettenförderer untergliedern sich in mehrere Bauweisen. Allen gemeinsam ist die Endloskette als Zugorgan, an welcher Mitnehmer in Form von Stegen, Bügeln oder Scheiben befestigt sind. Vorzugsweise Einsatzgebiete sind raue Umgebungsbedingungen und die Förderung von scharfkantigem oder stark schleißendem Fördergut. Je nach Bauart können horizontale, vertikale oder schräge Fördertrassen realisiert werden. Als

Tragorgane kommen entweder Kratzerbleche, Rinnen oder Tröge zum Einsatz. Einfache Herstellung, geringe Investitionskosten und hohe Robustheit sprechen für den Einsatz eines Kettenförderers. Demgegenüber stehen niedrige Fördergeschwindigkeiten und geringe Förderlängen, die dem hohen Energiebedarf geschuldet sind. Bei langen Förderern werden als Unterstützung zum Hauptantrieb die auf der Leerseite zurücklaufenden Ketten von Hilfsantrieben gezogen. Die Bewegungswiderstände setzen sich im Allgemeinen aus den Wandreibungskräften, den Reibungskräften innerhalb des Fördergutes und dem Aufgabewiderstand zusammen. Abbildung 2.10 zeigt einen Kratzerförderer als typischen Vertreter der Kettenförderer, der im Strebabbau von Kohleflözen Verwendung findet. [14]



*Abb. 2.10: Kratzerförderer mit Hobelanlage [19]*

#### **2.4.5 Becherwerke**

Becherwerke dienen der vertikalen Förderung von Schüttgut. Als Tragorgane kommen Stahlbecher zum Einsatz. Als Zugorgane dienen entweder Ketten oder Gurte, wobei für die Auswahl des Zugmittels wesentliche Kriterien die mechanische und thermische Beanspruchung und die Art des Fördergutes darstellen. Während sich Gurtbecherwerke durch große Förderhöhen sowie Fördergeschwindigkeiten und große Laufruhe auszeichnen, können sie aufgrund der physikalischen Gurteigenschaften nur für pulverförmiges bis feinkörniges Fördergut bei mäßigen Temperaturen eingesetzt werden. Kettenbecherwerke erreichen nicht die Förderkapazität und Dimensionen von Gurtbecherwerken, sind aber sehr robust und mit ihnen ist auch die Handhabung von schleißendem, anbackendem Fördergut bei höheren Temperaturen möglich. Zum Einsatz kommen Rundstahl- und Laschenketten. Je nach Art der Becherbeschildung werden das Schöpfbecherwerk und das Aufgabebekerwerk unterschieden. Das Fußstück des Schöpfbecherwerks befindet sich in einem Bunker und taucht in das Fördergut ein, dadurch entsteht eine Mahlwirkung und ein Füllwiderstand. Beim Aufgabebekerwerk

wird das Fördergut in die Becher eingeschüttet, der Füllwiderstand kann vernachlässigt werden. In der praktischen Anwendung findet meist eine gemischte Art der Becherbeschickung statt. Bei der Gutabgabe wird zwischen Schwerkraft- und Fliehkraftentleerung unterschieden, auf die die Fördergeschwindigkeit wesentlichen Einfluss hat. Vorteile von Becherwerken sind die einfache, raumsparende Konstruktion, die staubfreie Förderung in geschlossenen Schächten und große Förderkapazitäten. Demgegenüber stehen die vorher erwähnte Mahlwirkung, Verstopfungsgefahr und der geräuschvolle Betrieb. Abbildung 2.11 zeigt den schematischen Aufbau eines Becherwerks. [14]

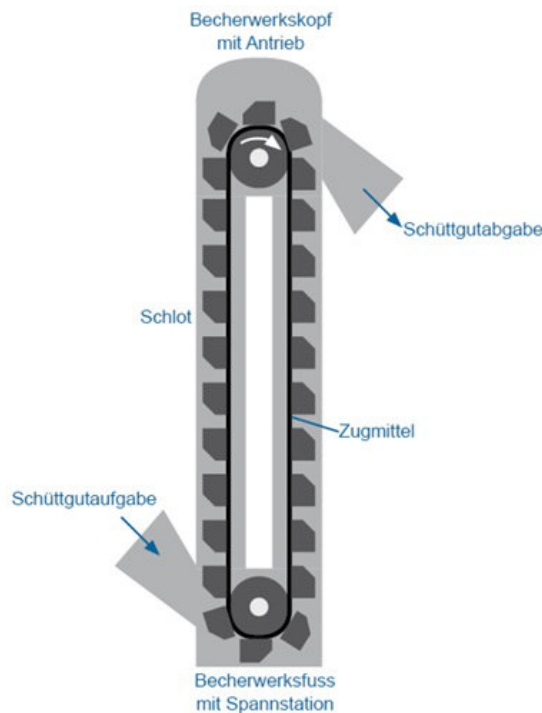


Abb. 2.11: Becherwerk [20]

#### 2.4.6 RopeCon

Der RopeCon ist ein von Doppelmayr Transport Technology entwickeltes Fördersystem, welches zum Transport von Stück- und Schüttgütern eingesetzt werden kann. Dabei werden die Gurtförder- und die Seilbahntechnik vereint, was zu großer Energieersparnis führt und Spannsektionen größer Länge ermöglicht. So kann ein RopeCon im Vergleich mit einem konventionellen Gurtförderer bei gleicher Baugröße bis zu 100 % mehr Förderleistung erbringen. Das Material wird hierbei auf einem Flachgurt transportiert, welcher zur Erhöhung der Förderkapazität beiderseits mit Wellkanten ausgestattet ist. Der Flachgurt ist gleichzeitig Zugmittel und wird über die sich am Kopfende befindliche Trommel reibschlüssig angetrieben. Tragelement stellen zwei parallel angeordnete, entlang der Förderstrecke verlaufende Stahlseile dar, auf denen sich zuvor beschriebener Flachgurt mittels regelmäßig angeordneter Achsen fortbewegt. Diese sind mit Laufrädern versehen, welche entlang der Stahlseile geführt sind. Abbildung 2.12

zeigt den Aufbau eines RopeCon. [21]



*Abb. 2.12: RopeCon [21]*

Die Tragseile werden mittels Stützen in ausreichender Höhe abgespannt. Nach dem Abwurfpunkt wird eine Gurtwendung eingeleitet und das Leertrum auf zwei tiefer liegenden Tragseilen rückgeführt. So kann nicht vollständig entleertes Material herausfallen, was das Gefahrenpotential erheblich verringert. Relevante Widerstände sind der Rollwiderstand und gegebenenfalls der Hubwiderstand. Abbildung 2.13 zeigt einen Abwurfpunkt mit Gurtwendestrecke. [21]



*Abb. 2.13: Abwurfpunkt mit Gurtwendestrecke [21]*

## 2.5 Antriebssysteme

Die kontinuierliche Energieeinbringung in das Fördersystem ist Funktion des Hauptantriebs. Je nach Bauart werden verschiedene Krafteinleitungsmechanismen unterschieden, welche in den nächsten Kapiteln erklärt werden.

### 2.5.1 Riementrieb

Der in der Fördertechnik gebräuchliche Riementrieb verwendet einen Fördergurt als Riemen, welcher zugleich Zug- und Tragmittel ist. Er wird über Trommeln, Tragrollen oder in bestimmten Fällen auch über Gleittische geführt. Der Antrieb erfolgt über zumindest eine Trommel, welche sich üblicherweise am Kopfende des Förderers befindet. Je nach Größe, Trommelbelag und Umschlingungswinkel des Gurtes werden so die zur Einleitung und Erhaltung eines kontinuierlichen Betriebs notwendigen Kräfte in das Fördersystem eingebracht. Die Euler-Eytelwein-Gleichung setzt die maximale Gurtzugkraft  $T_1$  im Lasttrum, die minimale Gurtzugkraft  $T_2$  im Leertrum, die Reibzahl  $\mu$  und den Umschlingungswinkel  $\alpha$  in Beziehung. Mit ihr lassen sich die Kräfte an der Antriebstrommel folgendermaßen berechnen:

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu \cdot \alpha} \quad (2.5)$$

Die Umfangskraft  $T_U$  berechnet sich

$$T_U = T_1 - T_2 \quad (2.6)$$

In Abbildung 2.14 ist die Kräfteinleitung an der Antriebstrommel dargestellt.

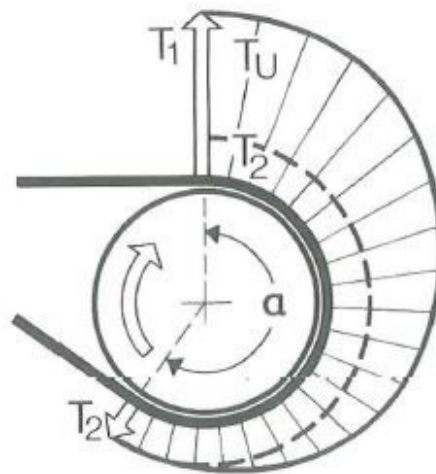


Abb. 2.14: Kräfte an der Antriebstrommel [15, S. 44]

Aufgrund der sich über die Gurtlänge kumulierenden Belastungen ergeben sich unterschiedliche Kraftverläufe entlang des Lasttrums und des Leertrums. Da es sich um einen reibschlüssigen Antrieb handelt, muss der Gurt durch eine Vorspannkraft  $F_V$  im Leertrum vorgespannt werden. Hierbei kommen Spannspindeln, Spanngewichte und Spannschleifen in verschiedenen Bauformen zum Einsatz. In Abbildung 2.15 ist der Verlauf der Gurtzugkräfte sowie dessen Anteile an einem horizontalen Förderer dargestellt. [14, 15]

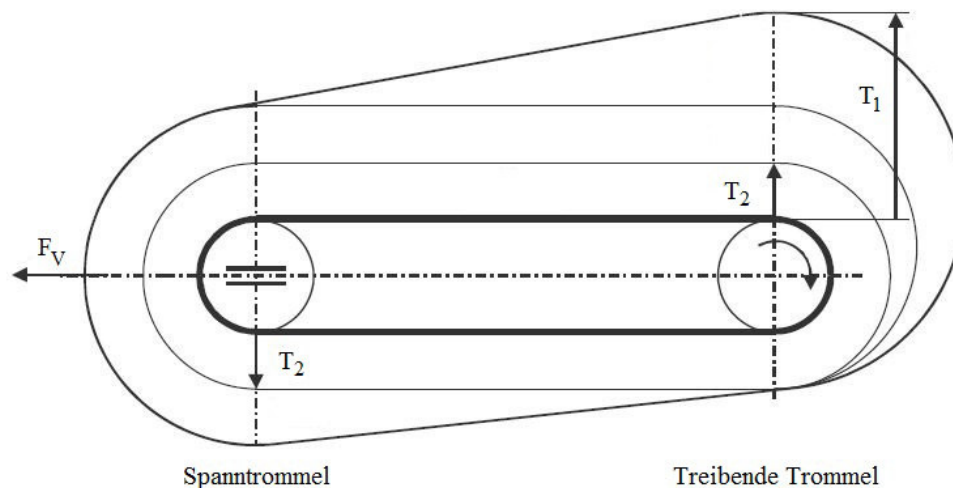


Abb. 2.15: Gurtzugkräfte an einem horizontalen Gurtförderer [1, S. 189]

## 2.5.2 Seiltrieb

Das Haupteinsatzgebiet von Seiltrieben in der Fördertechnik sind klassischerweise Unstetigförderer. Dabei erfolgt die reibschlüssige Krafteinleitung entweder über eine Seiltrommel oder eine Treibscheibe, wobei das Seil die Funktion des Zugmittels übernimmt. Während reine Seiltriebe bei Stetigförderern nur in Spezialfällen Anwendung finden, so spielen Seile als Zugorgane hier doch eine wesentliche Rolle. Sie kommen beispielsweise beim Gurtförderer, Schlauchgurtförderer und RopeCon zum Einsatz. Die Seilkonstruktionen und Seilbezeichnungen sind genormt und werden ob der großen Herstellervielfalt in Seilklassen zusammengefasst, für die auch separate Berechnungswege zur Dimensionierung vorgegeben sind. Dabei werden auch Litzen, Drähte und Seileinlagen klassifiziert. Eine normgerechte Seilbezeichnung umfasst neben den Hauptmaßen und der Seilfestigkeit auch die Konstruktion der Seileinlage, die Schlagart und die Drahtoberfläche. Je nach Schlagart werden Gleichschlag, in der die Litze die gleiche Schlagrichtung hat wie das Seil, und Kreuzschlag, unterschieden. Während Gleichschlagseile biegsamer sind, zeichnet Kreuzschlagseile eine hohe Drehungsarmut aus. Aufgrund dessen und der nicht zu geringen Trommeldurchmesser bei Gurtförderern stellen Kreuzschlagseile hier das Mittel der Wahl dar. Abbildung 2.16 zeigt in einem Fördergurt eingebettete Zugseile.[13, 22]



Abb. 2.16: Seile als Zugmittel im Fördergurt [22]

### 2.5.3 Kettentrieb

Ein Kettentrieb besteht aus einer Kette, welche über Kettenräder geführt und mittels diesen angetrieben wird. Grundsätzlich werden folgende Kettenarten unterschieden: Lastketten zum Einsatz in Kettenzügen, Treibketten zum Einsatz in Fahrzeugen und dergleichen, sowie Förderketten, wie sie in der Fördertechnik Verwendung finden. Gute Beweglichkeit und Unempfindlichkeit gegenüber Verschleiß und Korrosion sprechen für den Einsatz eines Kettentriebs. Außerdem können einzelne Kettenglieder bei Beschädigung ausgetauscht werden. Demgegenüber stehen hohes längenbezogenes Gewicht, kleine Elastizität und eine hohe Empfindlichkeit gegenüber Überlast. Im Falle eines baldigen Versagens, z.B. durch Bruch eines Kettengliedes, gibt es keine vorhergehenden Anzeichen. Eine diesbezügliche Überwachung wäre sehr aufwendig und unwirtschaftlich.

Förderketten sind größtenteils als Rundstahlketten ausgeführt, wie in Abbildung 2.17 dargestellt. Kennzeichnende Größen sind die Breite  $b$ , der Durchmesser  $d$  und die Teilung  $t_k$ . Zur Herstellung wird ein Rundstahl abgelängt, gebogen und anschließend durch Abbrenn- oder Pressstumpfschweißen verbunden. Diese Kettenbauform zeichnet sich durch ihre hohe Robustheit und Belastbarkeit aus. Sie wird in beliebigen Größen gefertigt und ist günstig in der Herstellung. Zweithäufigste Bauform in der Fördertechnik sind Laschenketten, auch Gall-Ketten genannt. Diese bestehen aus Laschen, welche durch Bolzen gelenkig miteinander verbunden sind. Die Bolzen wiederum sind durch Nieten oder Splinte fixiert. [13, 23]

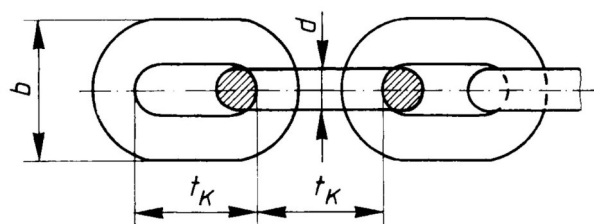


Abb. 2.17: Rundstahlkette [13, S. K 15]



Die Kraftübertragung erfolgt formschlüssig über ein Kettenrad. An diesem sind über den Umfang Zähne mit dem Abstand der Kettenteilung angeordnet, welche in die Kette eingreifen und diese bewegen. Zur Erhaltung einer kontinuierlichen Kraftübertragung darf bei Rundstahlketten die Zähnezahl nicht kleiner als Vier sein. Je größer die auf die Kette wirkende Last ist, desto größer wird auch der Durchmesser  $D_A$  des Kettenrades ausgeführt. Der Wirkungsgrad beim Antrieb von Rundstahlketten ist, verglichen mit anderen Ketten, relativ gering. Außerdem treten relativ hoher Verschleiß, vermehrte Geräusentwicklung und ungünstiges Schwingungsverhalten auf. Die zuletzt genannten Charakteristika sind auf den Polygoneffekt zurückzuführen, welcher das Systemverhalten von Kettentrieben nachteilig beeinflusst. Abbildung 2.18 zeigt ein Kettenrad. [23, 24]

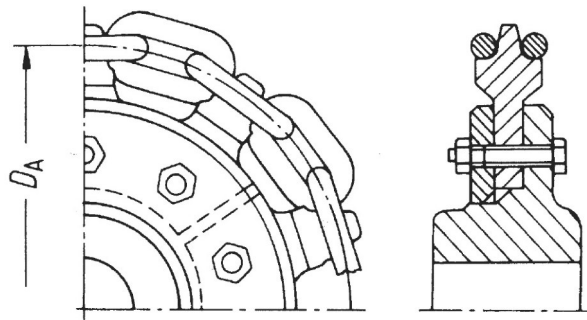


Abb. 2.18: Kettenrad [23, S. U 15]

#### 2.5.4 Reibradantrieb

Ein Reibradantrieb besteht aus einem Paar Reibräder, welches kraftschlüssig Energie auf ein Lastaufnahmemittel überträgt. Dieses besitzt zumindest ein stegartiges Element und ist an dieser Stelle durch Aufbringung einer Vorspannkraft zwischen den Reibrädern eingeklemmt, von denen mindestens eines angetrieben ist. Vertikal angeordnete Reibflächen besitzen einen Selbstreinigungseffekt. Diese Form des Antriebs wird sowohl für unstetige als auch stetige Fördersysteme (Paketförderanlagen, Gurtförderanlagen, Flurförderzeuge, etc.) angewandt und eignet sich außerdem als Zwischenantrieb. Die Reibräder bestehen aus höherfesten Naben, die mit Polymerbandagen ummantelt sind. Als Nabenwerkstoffe kommen Stahl, Gusseisen und Aluminium zum Einsatz. Für die Ummantelung werden je nach Anwendungsgebiet Thermoplaste für untergeordnete Beanspruchungen bis hin zu Polyurethanen für höhere Beanspruchungen verwendet. Höhere Anforderungen stellen z.B. größere Normalkräfte, thermische Einwirkungen und hohe Drehzahlen dar. Das Verschleißverhalten ist nach wie vor Gegenstand wissenschaftlicher Untersuchungen. Vorteile von Reibradantrieben sind die einfache Montage und die geringen Abmessungen. Dazu kommen geringe Investitions- und Betriebskosten. Nachteil ist die vergleichsweise geringe Übertragbarkeit von Kräften aufgrund des Auftretens von Schlupf. Abbildung 2.19 zeigt

einen Reibradantrieb an einer Paketförderanlage. [25, 26]

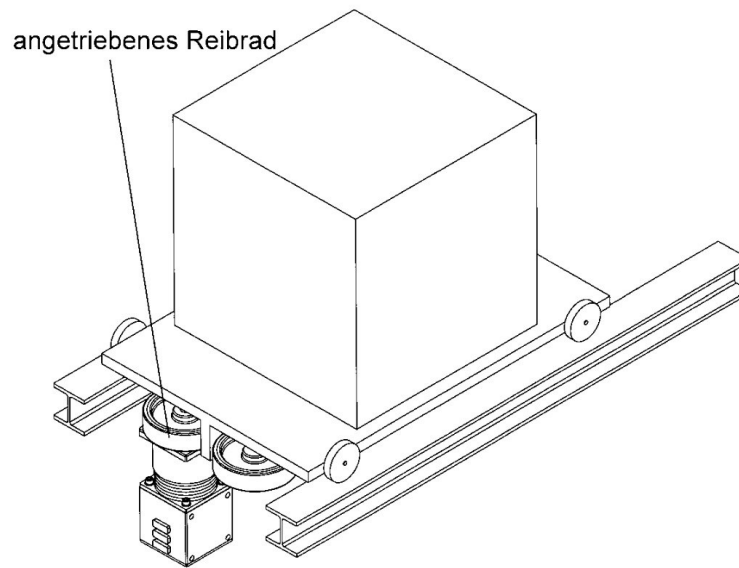


Abb. 2.19: Reibradantrieb [25, S. 31]

### 2.5.5 Vergleich der Antriebssysteme

Zum besseren Vergleich der in diesem Kapitel behandelten Antriebssysteme werden dessen wesentliche Eigenschaften in Tabelle 2.1 zusammengefasst.

Antriebsart	Kraft	Abmessungen	Kosten	Verschleiß	Wirkungsgrad
Riementrieb	hoch	gering	hoch	gering	hoch
Seiltrieb	hoch	mäßig	mäßig	gering	hoch
Kettentrieb	mäßig	mäßig	gering	hoch	hoch
Reibradantrieb	gering	gering	gering	mäßig	mäßig

Tab. 2.1: Eigenschaften von Antriebssystemen

Basierend auf den genannten Eigenschaften erfolgt letztendlich die Evaluierung des Bolzensternantriebs.

## 2.6 Zwischenantriebe

In den frühen Achtzigern des letzten Jahrhunderts stießen die untertägigen Kohlebergbauanlagen in den USA an ihre Leistungsgrenzen. Dies war der Anstoß zur Entwicklung von Zwischenantrieben, die nicht nur die Förderleistung, sondern auch die Förderlänge von Gurtförderern erhöhen sollten. Binnen kürzester Zeit wurden verschiedene Konzepte entwickelt, welche allesamt komplexe Kontrolltechnik zur Realisierung des Anfahr- und Bremsvorganges benötigten. Nach der Applikation an diversen Förderstrecken konnte im Strebbabbau die größte Produktionssteigerung verzeichnet werden, was

diesen bis heute so bedeutsam für den Untertagebergbau macht. Um die höheren Gurtzugkräfte aufnehmen zu können, wurden fortan vulkanisierte Gurte mit Stahleinlagen verwendet. Probleme bereitete die zunehmende Größe der Antriebseinheiten, welche aufgrund des örtlichen Versatzes der Förderstrecke auch mobil sein mussten. In weiterer Folge etablierte sich die neue Technologie auch im Tunnelbau, wo durch Horizontalkurven auftretende Spannungsspitzen im Zugmittel ausgeglichen werden mussten. Im Tagebau ist der Einsatz von Zwischenantrieben eher seltener, da die Antriebseinheiten nicht durch die Baugröße der Strecken begrenzt werden. Durch die größer werdenden Produktionsmengen werden hier aber auch zunehmend Zwischenantriebe appliziert, da die Zugmittelspannung der limitierende Faktor ist. Des Weiteren hängt die Trassierung der Förderstrecke unmittelbar mit der Verwendung von Zwischenantrieben zusammen. Ist an gewissen Stellen mit einem erhöhten Steigungswiderstand zu rechnen, bedarf es an den entsprechenden Punkten der Krafteinleitung durch Zwischenantriebe. [27]

### 2.6.1 Zwischenantriebe von Gurtförderern

Die ersten Zwischenantriebe wurden für den Einsatz an Gurtförderern konzipiert. Dadurch werden Bandübergabestellen eingespart, was eine Minderung der Staubentwicklung und Kornschonung zur Folge hat. Je mehr Zwischenantriebe verwendet werden, umso größer ist die durchschnittliche Reduktion der Gurtspannung pro Zwischenantriebsabschnitt, wie in Abbildung 2.20 ersichtlich. Die Größe des Sprungs an der un stetigen Stelle der schwarzen Kurve stellt dabei die maximale Gurtspannung an der Antriebstrommel ohne Zwischenantriebe dar. Bei einer Teilung in zwei Sektionen sinkt die maximal auftretende Gurtspannung auf ca. 60 % des ursprünglichen Werts, illustriert durch die rote Linie. Dadurch können ein Gurt mit niedrigerer Festigkeit sowie kleiner dimensionierte Antriebseinheiten verwendet werden, was einen wirtschaftlichen Vorteil mit sich bringt. Um das Beispiel weiterzuführen, kann noch ein zweiter Zwischenantrieb hinzugefügt werden, was im durch die grüne Linie angezeigten Gurtspannungsverlauf resultiert. Hier sinkt die maximal auftretende Gurtspannung auf ca. 40 % des ursprünglichen Werts. Jeder zusätzliche Zwischenantrieb sorgt für eine exponentiell abnehmende Reduktion der Gurtzugkräfte, wie in Abbildung 2.21 dargestellt. [27, 28]

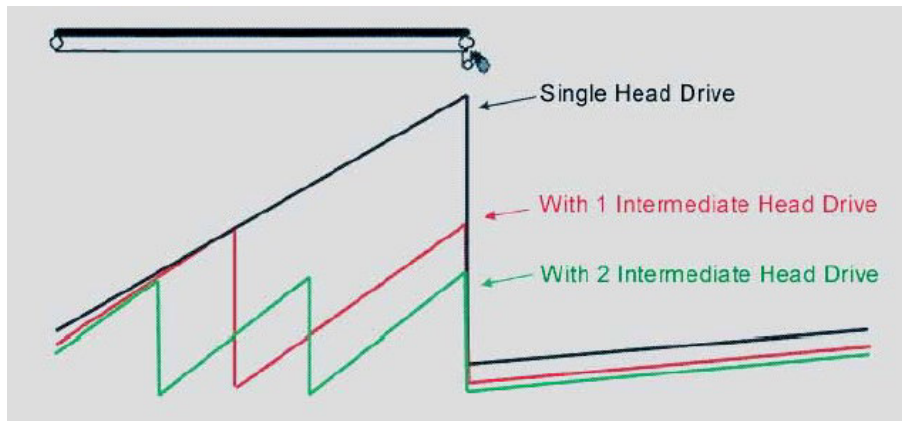


Abb. 2.20: Sektionale Gurtspannung [27, S. 2]

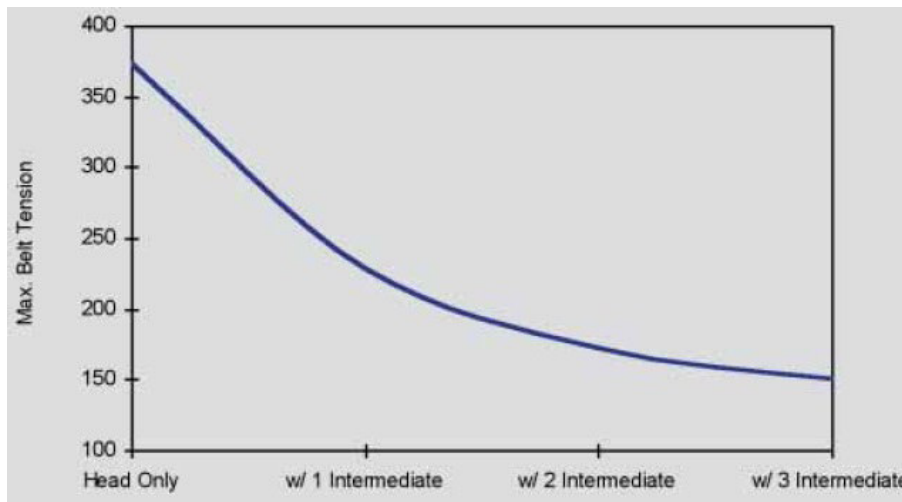


Abb. 2.21: Funktion der Gurtspannung von der Anzahl der Zwischenantriebe [27, S. 2]

## Reifenantrieb

Im einfachsten Fall ist ein Zwischenantrieb aus zwei den Fördergurt einklemmenden Paaren von Autoreifen aufgebaut. Dieser Zwischenantrieb war einer der ersten seiner Art und stellt die Urform eines Reibradantriebs dar. Da er aufgrund der Vermeidung von Umlenktrommeln nur wenig Energie in das Fördersystem einbringen kann, und aufgrund seiner sperrigen Bauweise, wird er heute nicht mehr verwendet. Der Reifenantrieb ist in Abbildung 2.22 dargestellt. [27]

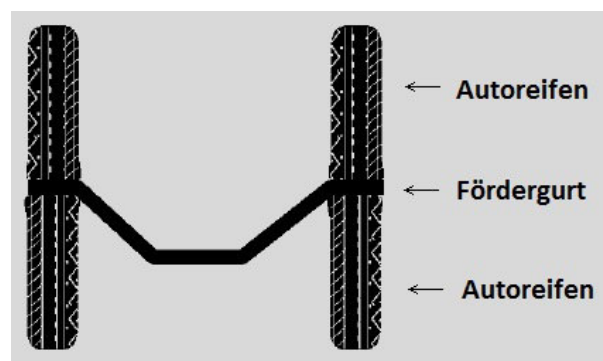


Abb. 2.22: Reifenantrieb [27, S. 2]

## Bandschleifenantrieb

Eine weitere simple Zwischenantriebslösung stellt eine Bandschleife dar. Nach einer kurzen Steigung des Fördergurtes wirft dieser das Material auf sich selbst ab, wodurch der Gurt mit einem möglichst großen Umschlingungswinkel über zwei Zwischenantriebstrommeln geführt werden kann. Danach folgt der Gurt wieder der ursprünglichen Förderrichtung. Durch die einfache Installation und die effektive Energieeinbringung war der Bandschleifenantrieb der erste Zwischenantrieb, der großindustriell zum Einsatz kam. Auch heute wird diese Bauform noch hergestellt. In Abbildung 2.23 ist der Aufbau eines Bandschleifenantriebs sowie dessen zugehöriger Gurtzugkraftverlauf dargestellt. [28]

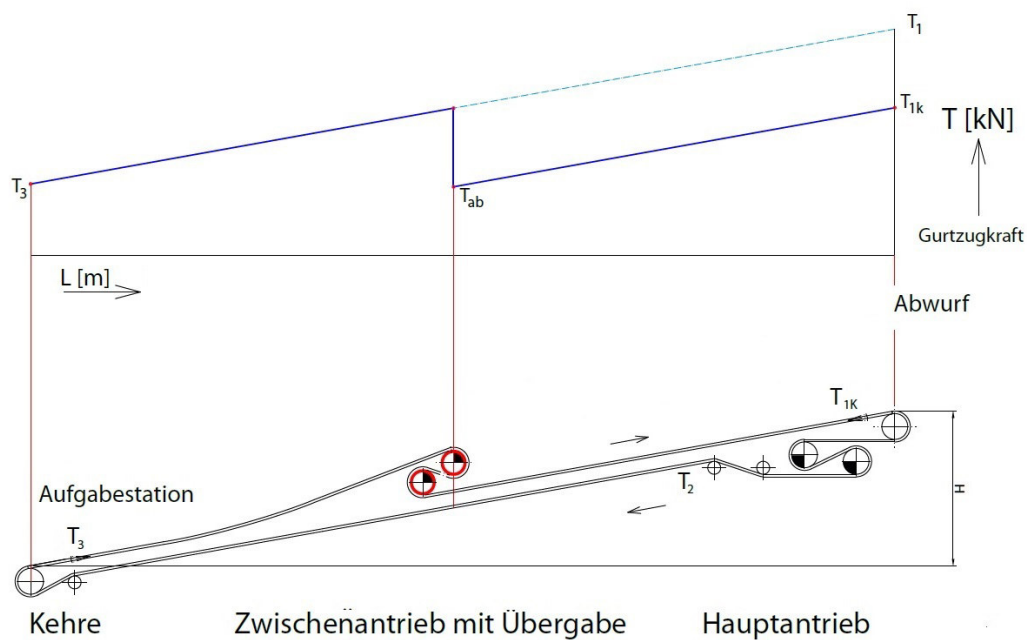


Abb. 2.23: Bandschleifenantrieb [28, S. 4]

## Traggurt-Treibgurt-Antrieb (TT-Antrieb)

Der TT-Antrieb ist aus einem zwei benachbarte Trommeln umschlingenden Treibgurt aufgebaut, wobei es sich entweder um eine Antriebs- und eine Umlenktrommel oder zwei Antriebstrommeln handelt. Wiederum muss an geeigneter Stelle eine Vorspannung aufgebracht werden. Die Größe des Zwischenantriebs unterschreitet jene des Hauptantriebs um ein Vielfaches, da dieser nur einen kleinen Teil der Gesamtlast aufnehmen muss, dafür jedoch mehrmals entlang der Förderstrecke auf den jeweiligen Abschnitten verbaut werden kann. Dabei orientiert sich die Ausrichtung der Trommeln an jener des Hauptantriebs. Über einen Reibschluss zwischen dem Treibgurt des Hilfsantriebes und dem Traggurt des Förderers wird die benötigte Energie eingebracht und der Fördergurt entlastet. Wesentlicher Vorteil ist die Vermeidung von Zwischenübergabestellen, was sich materialschonend und staubmindernd auswirkt. Die wichtigsten Einflussgrö-

ßen zur Bestimmung der Länge des TT-Antriebs sind die Masse des Traggurtes, die Beladungsmasse, der Reibungskoeffizient Traggurt/Treibgurt und der Steigungswinkel. Zur optimalen Energieeinbringung werden nur gleiche Gurtpaarungen verwendet, also z.B. Stahl-Stahl oder Textil-Textil. Als Antriebseinheiten finden Asynchronmotore mit Turbokupplung und Thyristorsteuerung bzw. Getrieben mit kontrolliertem Sanftanlauf Verwendung. Zusätzlich muss zur Sensorik der herkömmlichen Bandanlage noch eine Schieflaufüberwachung, Schlupfüberwachung und Vorspannungskontrolle des Treibgurts erfolgen. Abbildung 2.24 zeigt den Aufbau sowie den Gurtzugkraftverlauf eines TT-Antriebs. [28]

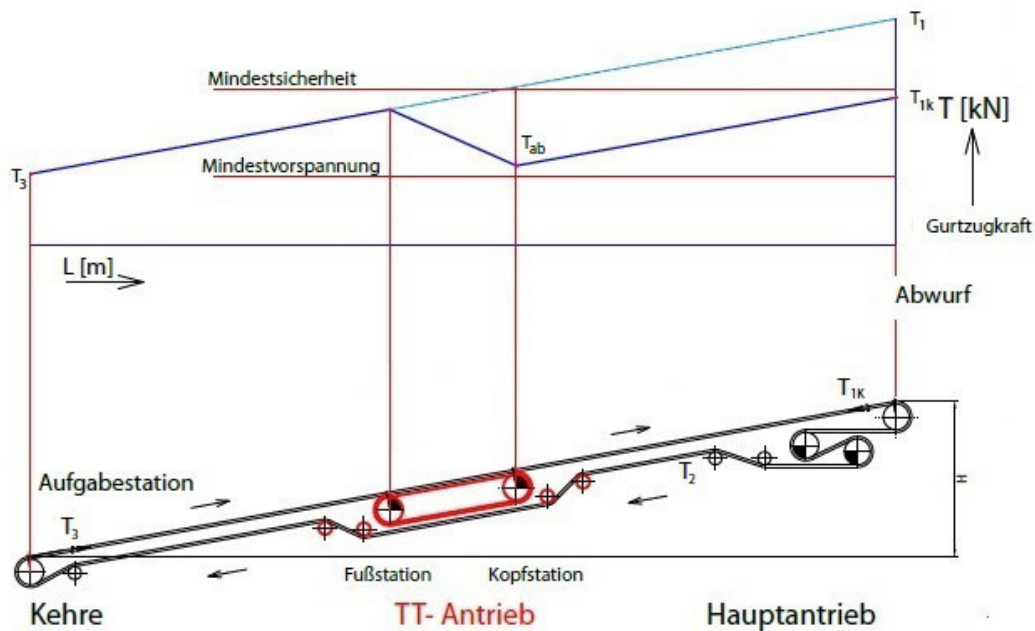


Abb. 2.24: Traggurt-Treibgurt-Antrieb [28, S. 5]

### Konzept der angetriebenen Tragrollen

Dieses Konzept sieht eine dezentrale Kräfteinleitung entlang der Fördertrasse vor. Dabei werden einzelne Tragrollen in regelmäßigen Abständen mit einem innenliegenden oder externen Motor angetrieben. Vorteil ist die Einbringung von Antriebskraft in Kurven, wodurch engere Kurvenradien realisiert werden können. Außerdem kann der Zusatzantrieb in Steigungen eingebaut werden, ohne dass die Anlagengeometrie verändert werden muss. Da das System auch ohne großen konstruktiven Aufwand an bestehenden Gurtförderanlagen appliziert werden kann, eignet es sich zur Nachrüstung. Da die Tragrollen ohnehin in der Anlage integriert sind, benötigt dieses Konzept einen nur sehr geringen Raumbedarf. Dem gegenüber stehen jedoch einige kritische Aspekte, welche im Zuge der Entwicklung noch eindringlich behandelt werden müssen. Dazu zählen unter anderem die großräumige Energieversorgung und die große Anzahl an Hilfsmotoren, was einen hohen Kostenfaktor darstellt. Ebenso ist die Möglichkeit einer mechanischen

Bremmung nicht gegeben. Zur Leistungssteigerung ist es außerdem möglich, den Abstand benachbarter Tragrollen zu erhöhen, um einen größeren Umschlingungswinkel zu generieren. Allerdings äußert sich jene Maßnahme in einem höheren Walkwiderstand. Abbildung 2.25 zeigt den Gurtzugkraftverlauf eines Gurtförderers mit angetriebenen Tragrollen. [29, 30]

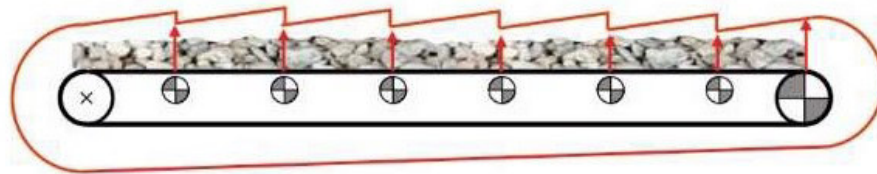


Abb. 2.25: Tragrollenantrieb [29, S. 2]

### 2.6.2 Zwischenantriebe von Schlauchgurtförderern

In den letzten Jahrzehnten wurde auch die Entwicklung von Zwischenantrieben für Schlauchgurtförderer forciert, wobei es bislang bei der Entwicklungsphase blieb.

#### Zwischengurtantrieb

Als Äquivalent zum TT-Antrieb bei Gurtförderern kann ein zum Schlauch parallel verlaufender Zusatzgurt als Zwischenantrieb genutzt werden. Dieser wird entweder an einem betreffenden Abschnitt oder über die gesamte Förderlänge am Lasttrum installiert und ist separat angetrieben. Größter Vorteil dessen ist, dass er beidseitig an den Schlauch angedrückt wird und so größere Kräfte übertragen kann. Abbildung 2.26 zeigt den schematischen Aufbau eines Zwischengurtantriebs für Schlauchgurtförderer. [31]

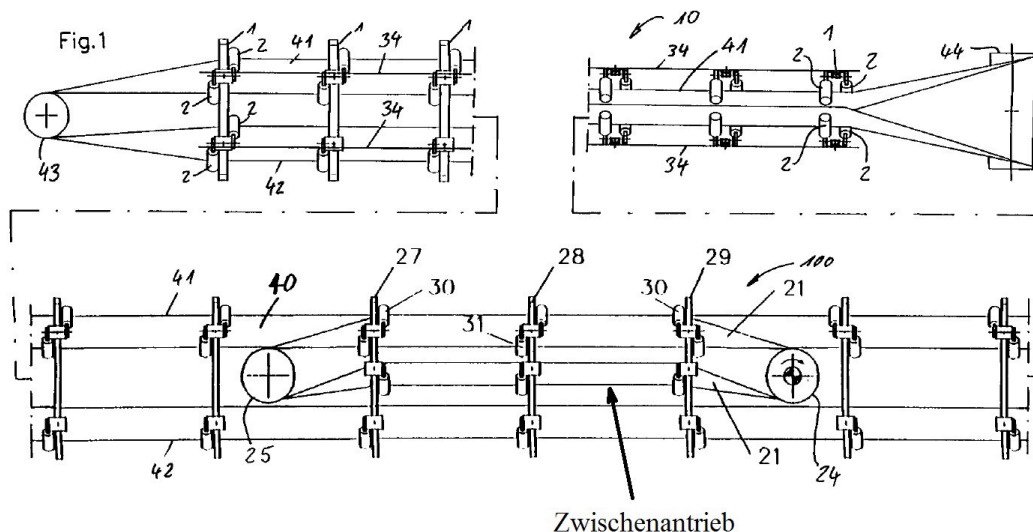


Abb. 2.26: Zwischengurtantrieb für Schlauchgurtförderer [31]

### 2.6.3 Zwischenantriebe von Kettenförderern

Da Kettenförderer bereits seit langer Zeit genutzt werden, gehen hier die ersten Zwischenantriebslösungen auf die 1960er zurück.

#### Zwischenkettenrad

Dieser Zwischenantrieb ist eine simple Lösung zur punktförmigen Kräfteinleitung in Gallketten. Dabei wird ein einzeln angetriebenes Zwischenkettenrad mit Involutenverzahnung an einem oder mehreren Punkten entlang der Förderstrecke montiert, welches im Lasttrum eingreift. Die Involutenverzahnung wurde gewählt, da diese den Polygoneffekt noch am ehesten ausgleicht und die Zeiten, in denen das Kettenrad mit der Kette nicht im Eingriff ist, auf ein Minimum reduziert. Abbildung 2.27 zeigt die Detailansicht eines Zwischenkettenrades.

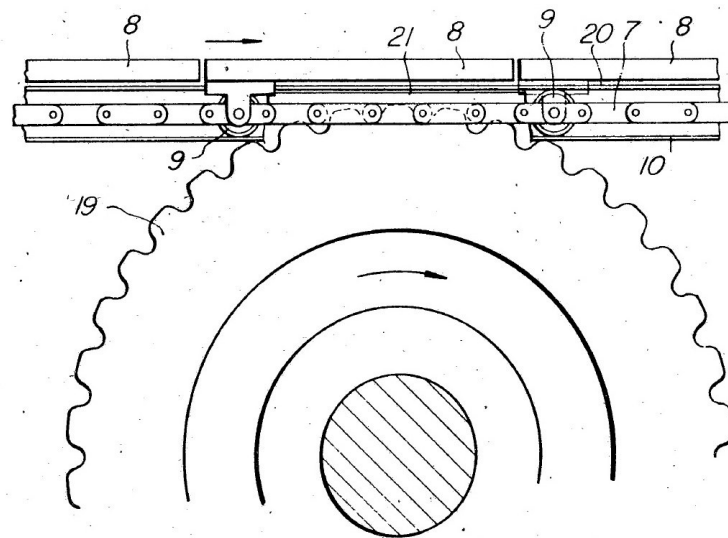


Abb. 2.27: Zwischenkettenrad [32]

Aufgrund der Kettenspannung würde sich die Förderkette während des Eingriffs mit dem Zwischenkettenrad ausbeulen. Um der daraus resultierenden Verschlechterung der Kraftübertragung entgegenzuwirken, wird an der Eingriffsstelle eine sogenannte Schrittplatte montiert. Abbildung 2.28 zeigt einen Förderer mit Zwischenkettenrad. [32]

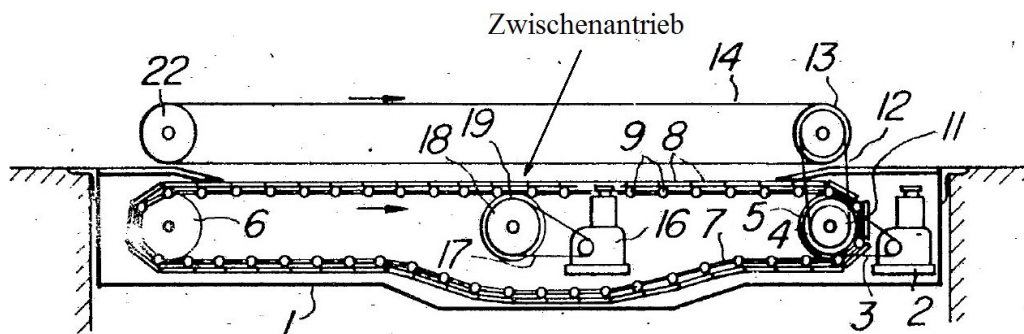


Abb. 2.28: Förderer mit Zwischenkettenrad [32]



## Zwischenkettenantrieb

Der Zwischenkettenantrieb ist ein Zwischenantrieb zur linienförmigen Krafteinleitung in Rundstahlketten. Dabei greift eine Antriebskette, welche mit speziellen Eingreifzähnen ausgestattet ist, in die Hauptkette ein und schiebt diese entlang der Förderstrecke. Die Eingreifzähne fungieren als Mitnehmer und werden beim Zusammenführen beider Ketten in die Hauptkette eingeschwenkt. Dies ist durch ein entsprechendes Führungssystem möglich, welches den gesamten Zwischenantrieb umfasst. Der Antrieb erfolgt mittels eines am Kopfende positionierten Kettenrades. Abbildung 2.29 zeigt einen Zwischenkettenantrieb. [33]

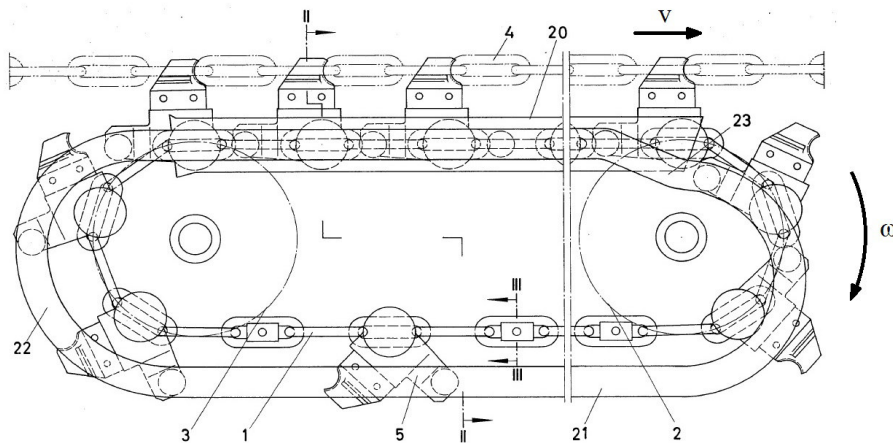


Abb. 2.29: Zwischenkettenantrieb [33]

## 2.7 Zur Relevanz von Zwischenantrieben

Stetigförderer sind aufgrund der Masse und der Festigkeit ihrer Zugmittel in ihrer Baugröße eingeschränkt. Das moderne Transportwesen verlangt jedoch nach immer leistungsstärkeren und längeren Förderern, um kommende Aufgaben erfüllen zu können. Auf der einen Seite werden neue Stetigförderer (z. B. RopeCon) entwickelt, welche einen wirtschaftlicheren Betrieb und größere Baulängen möglich machen. Andererseits werden altbewährte Förderer (Gurtförderer, Kettenförderer) mit Zwischenantrieben ausgestattet, sodass auch sie für höhere Förderkapazitäten und größere Förderstrecken nutzbar gemacht werden. Großes Augenmerk liegt daher auch auf der Entwicklung und Verbesserung von Zwischenantrieben. Im nächsten Kapitel erfolgt die Analyse und Evaluierung des Bolzensternantriebs, welcher als potentieller Zwischenantrieb von Stetigförderern eingesetzt werden kann. [34]

## 3 Bolzensternantrieb

### 3.1 Aufbau und Funktionsweise

Ein Bolzensternantrieb ist ein formschlüssiger Zwischenantrieb, welcher das Zugmittel des Förderers kontinuierlich weiterbewegt. Er kann ein- oder beidseitig des Förderers in verschiedenen Lagen angeordnet werden. Ein Bolzensternantrieb besteht dabei aus mehreren Bolzensternrädern, welche in einem festen Abstand nebeneinander, entlang des Förderers, angeordnet sind. Dessen Lage ist durch die Raumgröße um den Förderer und den Aufbau des Förderers bestimmt. Je nach aufzubringender Antriebsleistung werden mehr oder weniger Bolzensternräder installiert. Ein Bolzensternrad besteht aus einem scheibenartigen Grundkörper, welcher ein geringes Trägheitsmoment besitzen sollte. An diesem sind in Radialrichtung Bolzen gleichmäßig angeordnet. Eine Bohrung dient zur Befestigung der Antriebswelle. In Abbildung 3.1 ist ein Bolzensternrad zu sehen. [34, 35]

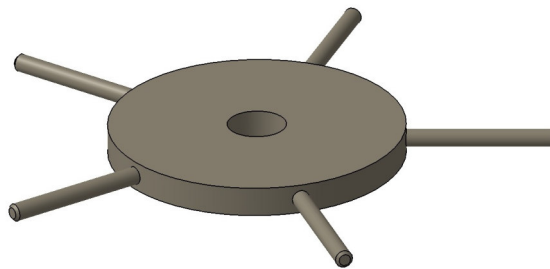


Abb. 3.1: Bolzensternrad mit fünf Bolzen

Wird dieses nun mehrmals hintereinander angeordnet, resultiert daraus die Kraftübertragungseinheit eines Bolzensternantriebs. Diese Art des Zwischenantriebs zeichnet sich durch eine simple und robuste Funktionsweise aus: ein am Förderer befestigter Zapfen wird von einem der Bolzen aufgenommen und auf einer geraden Linie, welche parallel zur Tangente des Grundkörpers ist, weiterbewegt. Der Zapfen hingegen steht parallel zur Achse des Bolzensternrades. Nachdem der Zapfen die Eingriffstrecke des ersten Bolzensternrades passiert, wird dieser an das Nachbarrad übergeben. Zur Erhaltung der kontinuierlichen Bewegung findet zwischen den beiden Bolzensternrädern ein überlagernder Eingriff statt. Aus diesem Grund müssen die Räder auch versetzt angeordnet werden, da es sonst zu einer Kollision der Bolzen kommt. Abbildung 3.2 zeigt eine Anordnung von Bolzensternrädern mit dazugehöriger Eingriffstrecke. [34, 35]

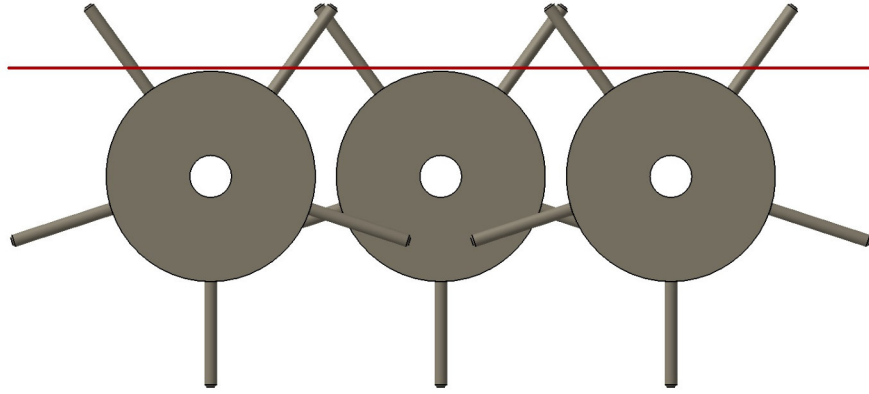


Abb. 3.2: Anordnung von drei Bolzensternrädern mit deren Eingriffstrecke

### 3.2 Definition und Beschreibung der Systemgrößen

Zur Beschreibung der Größe, Bauweise und der Antriebsleistung von Bolzensternrädern werden folgende Systemparameter verwendet:

#### **Antriebsmoment $M_A$**

Das Antriebsmoment bestimmt, zusammen mit den geometrischen Kenngrößen, die vom Bolzensternantrieb übertragbare Leistung.

#### **Bewegungswiderstand $F_R$**

Der Bewegungswiderstand ist ein Teil des gleichmäßig auf alle Bolzensternräder aufgeteilten Widerstands, für den die Notwendigkeit eines Zwischenantriebs besteht.

#### **Innenradius $r_i$**

Der Innenradius ist der kleinste Abstand, an dem der Berührungspunkt zwischen Bolzen und Zapfen die Achse eines Bolzensternrades passiert und entspricht dem Radius des Grundkörpers. Er zählt zu den geometrischen Hauptgrößen.

#### **Mittenabstand $\Delta s$**

Der Mittenabstand ist der Abstand zwischen den Achsen zweier benachbarter Bolzensternräder. Er ist in Abbildung 3.3 illustriert und zählt zu den geometrischen Hauptgrößen.

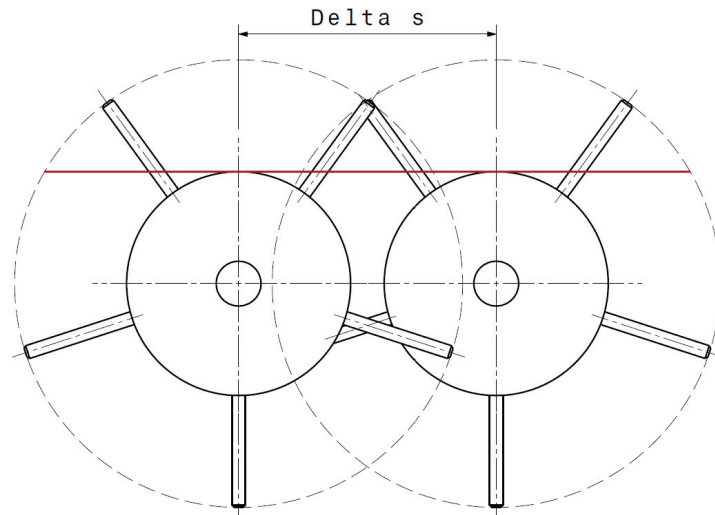


Abb. 3.3: Mittenabstand zweier Bolzensternräder

### Radienverhältnis $R$

Das Radienverhältnis ist eine eigens zur Auswahl und Vergleich der Hauptgeometrie eingeführte Größe. Es ist das Verhältnis zwischen Außenradius  $r_a$  und Innenradius  $r_i$  und definiert als

$$R = \frac{r_a}{r_i} \quad (3.1)$$

Durch antriebsspezifische Gegebenheiten ist das Radienverhältnis in beide Richtungen begrenzt, es gibt also zwei zu betrachtende Grenzfälle. Für einen kontinuierlichen Eingriff ist es nötig, dass sich zu jedem Zeitpunkt mindestens ein Bolzensternrad im Eingriff mit einem Zapfen befindet. Diese Forderung lässt sich durch Festlegung eines minimalen Außenradius erfüllen, wie in Abbildung 3.4 illustriert. Es befindet sich dabei genau ein Bolzensternrad mit einem Zapfen im Eingriff, was der minimalen Eingriffzahl entspricht (siehe Abschnitt 3.7).

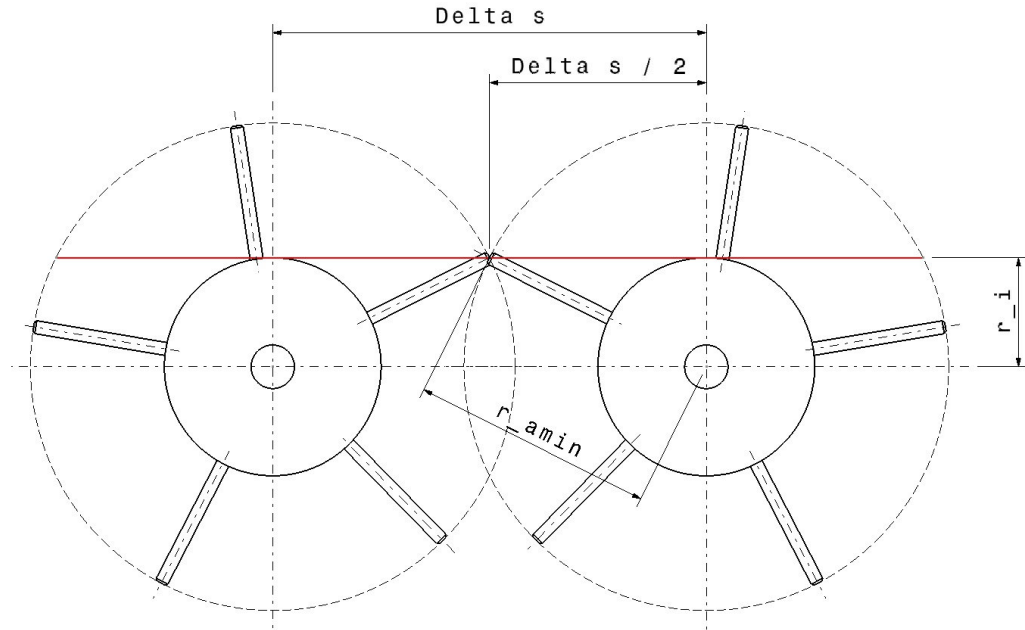


Abb. 3.4: Radienverhältnis Grenzfall 1

Das minimale Radienverhältnis ist definiert als

$$R_{min} = \frac{r_{amin}}{r_i} \quad (3.2)$$

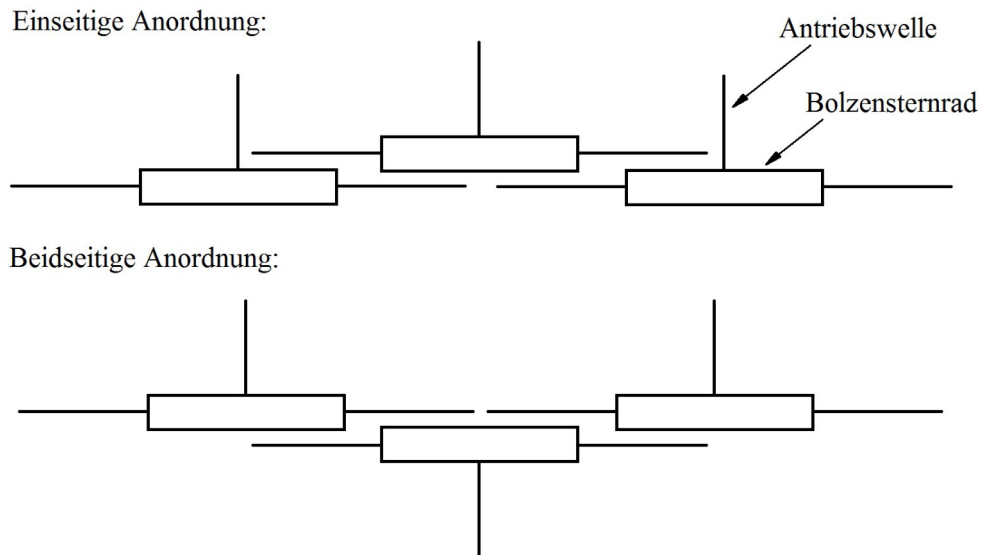
Obenstehende Abbildung lässt den Zusammenhang zur Berechnung des minimalen Außenradius erkennen:

$$r_{amin} = \sqrt{r_i^2 + \frac{\Delta s^2}{4}} \quad (3.3)$$

Nach Einsetzen von 3.3 in 3.2 ergibt sich das minimale Radienverhältnis zu

$$R_{min} = \frac{\sqrt{r_i^2 + \frac{\Delta s^2}{4}}}{r_i} \quad (3.4)$$

Dieses ist also unabhängig vom Außendurchmesser und durch den Innenradius und den Mittenabstand bestimmt. Zur Beschreibung des zweiten Grenzfalls müssen zuerst die konstruktiven Anforderungen an den Bolzensternantrieb abgehandelt werden. Die Antriebswellen der im Bolzensternradverband nebeneinander liegenden Bolzensternräder sind zueinander parallel ausgerichtet und werden über Elektromotoren angetrieben. Die Wellen können alle auf derselben Seite oder abwechselnd beiderseits der Antriebsebene angeordnet sein, wobei letzteres einen in etwa doppelt so großen hohen Raumbedarf zur Folge hat. Der betrachtete Bolzensternradverband besteht aus mindestens drei Rädern, da so auch die Kollisionseigenschaften vollständig erfasst werden können. Beide Fälle sind in Abbildung 3.5 illustriert.



*Abb. 3.5: Anordnungsmöglichkeiten der Antriebswellen*

Im Folgenden wird die Interaktion zweier Bolzensternräder betrachtet, deren Radkörper auf zwei Ebenen mit einem gewissen Versatz auf der Antriebswelle angeordnet sind, sodass die Räder überlappen können. Werden alle Antriebswellen auf derselben Seite angeordnet, so ist der Außenradius aufgrund einer Kollision der Bolzenspitze mit der Antriebswelle des Nachbarrades begrenzt. Im anderen Fall der abwechselnd beiderseits angeordneten Wellen ist der Außenradius aufgrund einer Kollision zwischen den Bolzen der benachbarten Räder begrenzt. In beiden Fällen entspricht der größtmögliche Außenradius dem Mittenabstand abzüglich des Wellenradius. Der Wellenradius stellt in der Betrachtung des maximalen Radienverhältnis respektive des größten Außenradius gegenüber diesem eine kleine Abmessung dar. Aus diesem Grund wird die Welle in der weiteren Betrachtung als eindimensionales Bauteil angenommen. Der Wellendurchmesser wird daher in der mathematischen Konzeption nicht berücksichtigt. Abbildung 3.6 zeigt den zweiten Grenzfall in der Betrachtung des Radienverhältnis.

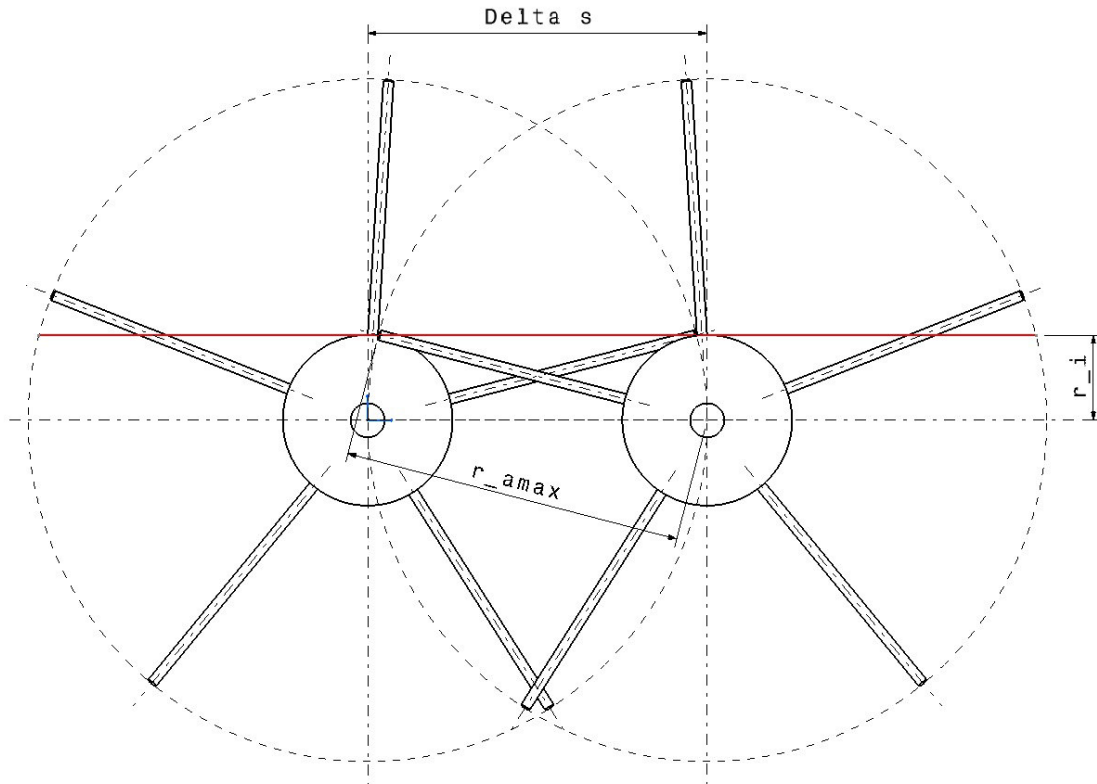


Abb. 3.6: Radienverhältnis Grenzfall 2

Das maximale Radienverhältnis ist definiert als

$$R_{max} = \frac{r_{amax}}{r_i} \quad (3.5)$$

Unter Berücksichtigung der vorher getroffenen Vereinfachung des Wellenradius ergibt sich

$$r_{amax} = \Delta s \quad (3.6)$$

Nach Einsetzen von Gleichung 3.6 in Gleichung 3.5 ergibt sich das maximale Radienverhältnis zu

$$R_{max} = \frac{\Delta s}{r_i} \quad (3.7)$$

Der maximale Radienverhältnis ist durch die selben Größen wie das minimale Radienverhältnis bestimmt. Zur Dimensionierung eines Bolzensternantriebs müssen zuerst der Innenradius und der Mittenabstand festgelegt werden. Daraus können die Grenzwerte für das Radienverhältnis berechnet werden. Nach Wahl eines geeigneten Radienverhältnisses ergibt sich der Außendurchmesser, mit dem schließlich alle geometrischen Hauptgrößen bestimmt sind.

### **Außenradius $r_a$**

Der Außenradius ist der größte Abstand zwischen dem Berührungspunkt von Bolzen und Zapfen und der Achse des Bolzensternrades. Er ist durch das Radienverhältnis und den Innenradius definiert und lässt sich nach Umformung von Gleichung 3.1 folgendermaßen berechnen:

$$r_a = R \cdot r_i \quad (3.8)$$

Zusammen mit dem Innenradius und dem Mittenabstand zählt er zu den geometrischen Hauptgrößen des Bolzensternantriebs. Der Außenradius ist in Abbildung 3.7 illustriert.

### **Eingriffswinkel $\varphi_0$**

Der Eingriffswinkel ist der halbe Winkel, über welchen ein Bolzen eines Bolzensternrades mit dem am Förderer befestigten Zapfen im Eingriff ist. Dieser ist durch den Innenradius und den Außenradius über den Zusammenhang

$$\varphi_0 = \arccos\left(\frac{r_i}{r_a}\right) \quad (3.9)$$

definiert. Der Eingriffswinkel ist in Abbildung 3.7 ersichtlich.

### **Eingriffsweg $s_0$**

Der Eingriffsweg ist der halbe Weg, den ein Zapfen im Eingriff mit einem Bolzen eines Bolzensternrades zurücklegt. Dieser ist über den Außenradius und den Eingriffswinkel über den Zusammenhang

$$s_0 = r_a \cdot \sin(\varphi_0) \quad (3.10)$$

definiert. Alternativ kann dieser auch über den Satz des Pythagoras berechnet werden:

$$s_0 = \sqrt{r_a^2 - r_i^2} \quad (3.11)$$

Abbildung 3.7 zeigt die, zuvor beschriebenen, geometrischen Hauptgrößen am Bolzensternrad. Die Eingriffstrecke ist rot eingezeichnet.



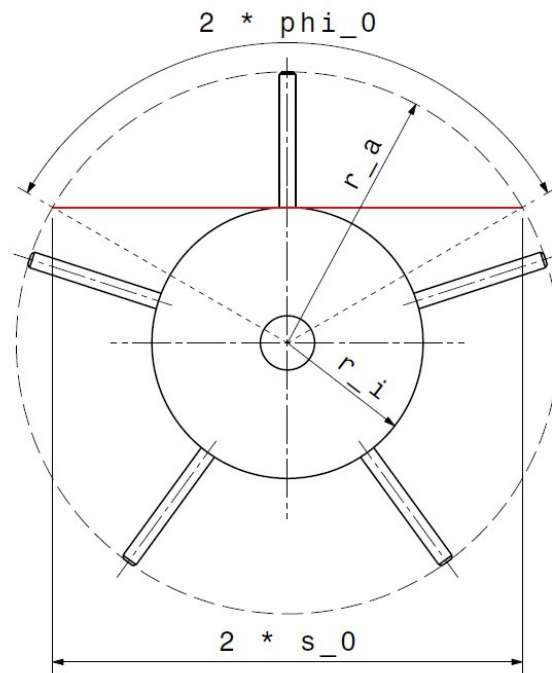


Abb. 3.7: Geometrische Größen am Bolzensternrad

### Winkelgeschwindigkeit $\omega$

Die Zapfengeschwindigkeit  $v_z$  entspricht der Fördergeschwindigkeit, da die Zapfen fest mit dem Förderer verbunden sind. Auf ihrer geradlinigen Bahn durch den Bolzensternradverband soll fortwährender Kontakt zwischen Bolzen und Zapfen bestehen. Daher ergibt sich unter der Annahme einer konstanten Fördergeschwindigkeit folgender Geschwindigkeitsplan, wie er in Abbildung 3.8 dargestellt ist:

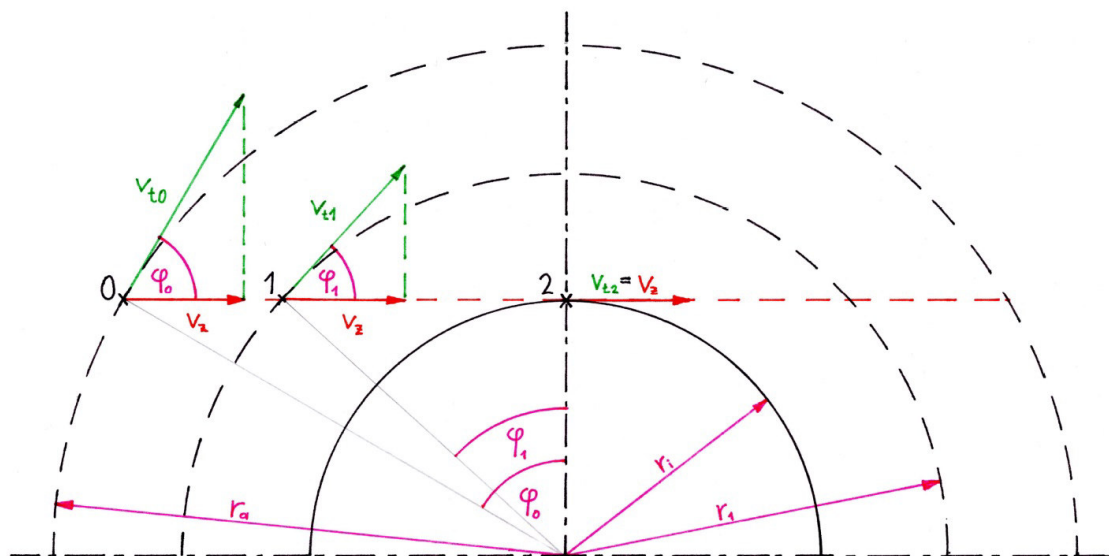


Abb. 3.8: Geschwindigkeitsplan an drei Eingriffspunkten

Die Eingriffstrecke ist wiederum rot eingezeichnet. Am Punkt 0 greift ein Bolzen des Sternrades in den von links kommenden Zapfen ein und bewegt diesen in seine ur-

sprüngliche Bewegungsrichtung weiter. Der Eingriffsradius ist gleich dem Außenradius. Punkt 1 befindet sich an der Stelle eines beliebigen Eingriffsradius  $r_1$ , dessen Größe zwischen  $r_i$  und  $r_a$  liegt. Im Punkt 2 kommt der Zapfen der Achse des Bolzensternrades am nächsten, der Eingriffsradius beträgt  $r_i$ . Die Winkelgeschwindigkeit ergibt sich aus der Tangentialgeschwindigkeit des Kontaktpunktes am Bolzen geteilt durch den Eingriffsradius:

$$\omega = \frac{v_t}{r(\varphi)} \quad (3.12)$$

Weiters lässt sich folgende geometrische Bedingung zwischen dem Momentanwinkel und dem Eingriffsradius aufstellen:

$$\varphi = a \cos\left(\frac{r_i}{r(\varphi)}\right) \quad (3.13)$$

Zur Findung einer allgemeinen Lösung für die Winkelgeschwindigkeit wird zunächst die Tangentialgeschwindigkeit in Punkt 1 betrachtet:

$$v_{t1} = \frac{v_z}{\cos(\varphi_1)} \quad (3.14)$$

Mit Gleichung 3.13 ergibt sich:

$$v_{t1} = \frac{v_z}{\cos\left(\arccos\left(\frac{r_i}{r(\varphi_1)}\right)\right)} = \frac{v_z}{\frac{r_i}{r(\varphi_1)}} = v_z \cdot \frac{r(\varphi_1)}{r_i} \quad (3.15)$$

Nun wird Gleichung 3.15 in Gleichung 3.12 eingesetzt:

$$\omega_1 = \frac{v_{t1}}{r(\varphi_1)} = \frac{v_z \cdot \frac{r(\varphi_1)}{r_i}}{r(\varphi_1)} = \frac{v_z}{r_i} \quad (3.16)$$

Die Winkelgeschwindigkeit an einem beliebigen Eingriffpunkt innerhalb der Eingriffstrecke ist somit unabhängig vom Eingriffsradius und konstant. Sie hängt von der Fördergeschwindigkeit und vom Innenradius ab. Zusätzlich erfolgt die Kontrolle der Winkelgeschwindigkeit an den Extrempunkten 0 und 2. Die Tangentialgeschwindigkeit im Punkt 0 lässt sich mithilfe von Gleichung 3.9 ausdrücken:

$$v_{t0} = \frac{v_z}{\cos(\varphi_0)} = \frac{v_z}{\frac{r_i}{r_a}} = v_z \cdot \frac{r_a}{r_i} \quad (3.17)$$

Nun wird Gleichung 3.17 in Gleichung 3.12 eingesetzt, wobei der Eingriffsradius dem Außenradius entspricht:

$$\omega_0 = \frac{v_{t0}}{r_a} = \frac{v_z \cdot \frac{r_a}{r_i}}{r_a} = \frac{v_z}{r_i} \quad (3.18)$$

Der Momentanwinkel im Punkt 2 ist Null. Es ergibt sich folgende Tangentialgeschwindigkeit:

$$v_{t2} = \frac{v_z}{\cos(\varphi_2)} = \frac{v_z}{1} = v_z \quad (3.19)$$

Die Tangentialgeschwindigkeit entspricht der Fördergeschwindigkeit. Nun wird Gleichung 3.19 in Gleichung 3.12 eingesetzt, wobei der Eingriffsradius dem Innenradius entspricht:

$$\omega_2 = \frac{v_{t2}}{r_i} = \frac{v_z}{r_i} \quad (3.20)$$

Die Gleichungen 3.18 und 3.20 bestätigen, dass die Winkelgeschwindigkeit des Bolzensternrades auch in den Punkten des maximalen und minimalen Abstands des Berührungspunktes von der Bolzensternradachse stetig und konstant ist. Als allgemeine Lösung für die Winkelgeschwindigkeit ergibt sich somit

$$\omega = \frac{v_z}{r_i} \quad (3.21)$$

### 3.3 Simplifizierung der Eingriffstrecke

Bislang wurde die Eingriffstrecke, also die Bahnkurve des Berührungspunktes zwischen dem Bolzen eines Bolzensternrades und eines am Förderer bewegten Zapfens, als Gerade angesehen. Da die vorher erwähnten Bauelemente jedoch nicht eindimensional, sondern räumlich ausgedehnt sind, hat dies in der Realität eine komplexe Bahnkurve zur Folge, welche nun ermittelt wird. In Abbildung 3.9 ist eine reale Eingriffssituation an einer beliebigen Stelle im Detail dargestellt, die simplifizierte Eingriffstrecke ist dabei wieder als rote Gerade eingezeichnet.

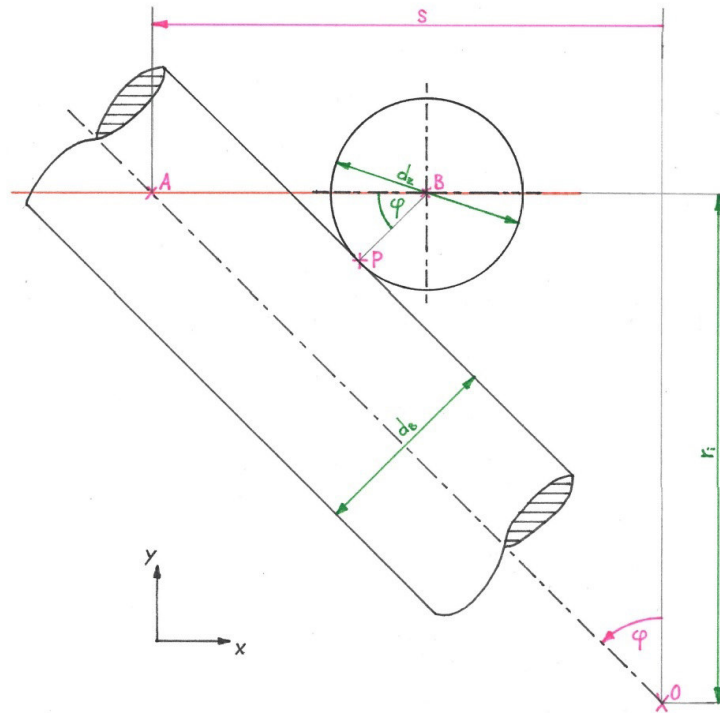


Abb. 3.9: Eingriffdetail an einer beliebigen Stelle

Die momentane Ausrichtung des Bolzens ist durch den Winkel  $\varphi$  definiert. Der Berührungspunkt P zwischen Bolzen und Zapfen liegt auf der tatsächlichen Bahnkurve. Ausgehend von Punkt A werden nun die Koordinaten des Berührungspunktes ermittelt:

$$P_x = s - \overline{AB} + r_z \cdot \cos(\varphi) \quad (3.22)$$

Die Wegkoordinate s lässt sich über folgenden Zusammenhang ausdrücken:

$$\tan(\varphi) = \frac{s}{r_i} \quad (3.23)$$

Zur Berechnung der Strecke von A nach B werden der Bolzen- und Zapfendurchmesser herangezogen:

$$\cos(\varphi) = \frac{r_b + r_z}{\overline{AB}} \quad (3.24)$$

Einsetzen der Gleichungen 3.23 und 3.24 in Gleichung 3.22 ergibt

$$P_x = r_i \cdot \tan(\varphi) - \frac{r_b + r_z}{\cos(\varphi)} + r_z \cdot \cos(\varphi) \quad (3.25)$$

Die y-Koordinate des Berührungspunktes berechnet sich folgendermaßen:

$$P_y = r_i - r_z \cdot \sin(\varphi) \quad (3.26)$$

Mit den Gleichungen 3.25 und 3.22 lässt sich nun die exakte Position des Berührungspunktes in Abhängigkeit des Winkels  $\varphi$  berechnen. Werden die innerhalb des Eingriff-

winkels berechneten Wertepaare in einem kartesischen Koordinatensystem gegeneinander aufgetragen, entsteht ein Abbild der Bahnkurve, wie es in Abbildung 3.10 zu sehen ist.

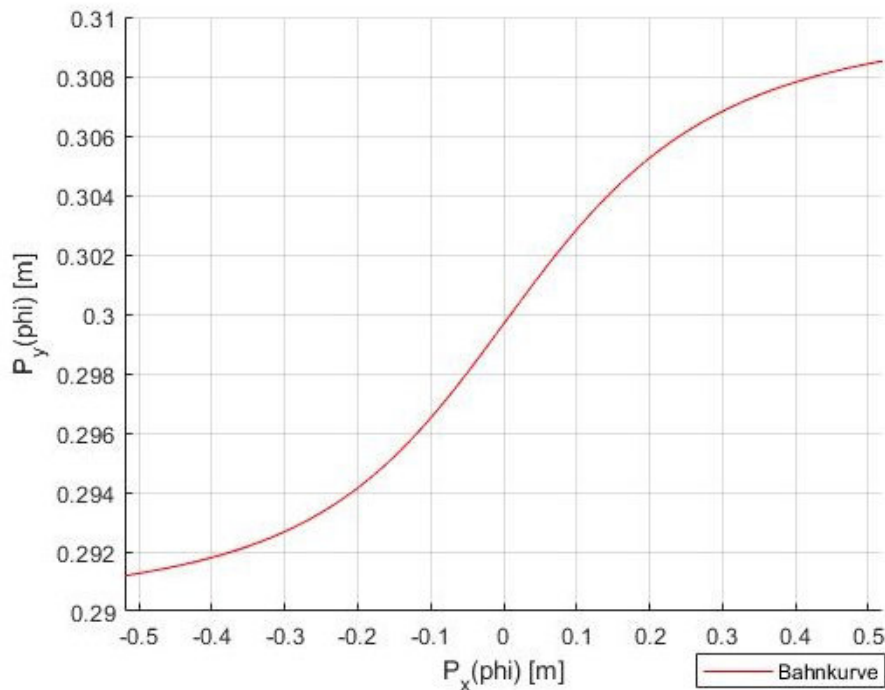


Abb. 3.10: Bahnkurve des Eingriffpunktes

Zur Erstellung jener Bahnkurve wurden die Systemparameter aus Tabelle 3.1 verwendet. Der letzte Tabelleneintrag wurde bisher noch nicht verwendet und wird weiter unten erklärt. Der abgebildete Bereich entspricht dem doppelten Eingriffweg, deckt also den gesamten Eingriffsbereich ab. Aus der Grafik geht hervor, dass die Bahnkurve große Ähnlichkeit mit einem Sinus hat, was nach Betrachtung der verwendeten Formeln von diesen bestätigt wird. Da, analog zum Durchmesser der Antriebswellen, der Bolzen- und der Zapfendurchmesser jedoch vergleichsweise klein zu den übrigen Systemabmessungen sind, ist die Differenz zur geraden Linie nicht signifikant. Daher werden in diesem Fall Bolzen und Zapfen ebenso als eindimensionale Bauteile betrachtet, weshalb die Eingriffstrecke zu einer Geraden simplifiziert wird. Um jenes Verhalten auch grafisch zu verdeutlichen, sind in Abbildung 3.11 die Ordinate und Abszisse mit dem gleichen Maßstab skaliert.

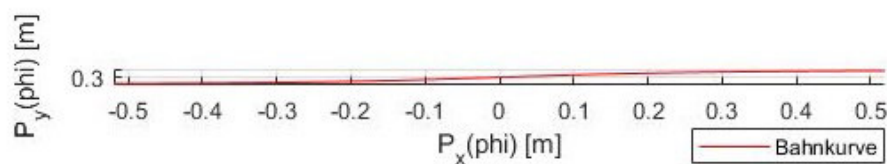


Abb. 3.11: Maßstäbliche Bahnkurve des Eingriffpunktes

Systemparameter	Formelzeichen	Wert	Einheit
Innenradius	$r_i$	0,3	m
Außenradius	$r_a$	0,6	m
Mittenabstand	$\Delta s$	0,8	m
Radienverhältnis	R	2	-
Bolzendurchmesser	$d_B$	0,02	m
Zapfendurchmesser	$d_Z$	0,02	m
-	$M_A/r_i$	1	N

Tab. 3.1: Bolzensternantrieb - Parametrisierung 1

### 3.4 Kraftübertragung zwischen Bolzen und Zapfen

Zur Berechnung der von einem Bolzen auf einen Zapfen übertragbaren Kraft wird von einem konstanten Antriebsmoment ausgegangen. Mittels diesem und dem momentanen Eingriffsradius ergibt sich die auf den Zapfen wirkende Normalkraft in Abhängigkeit der Winkelstellung:

$$F_N(\varphi) = \frac{M_A}{r(\varphi)} \quad (3.27)$$

Der momentane Eingriffsradius lässt sich nach Umformung von Gleichung 3.13 folgendermaßen ausdrücken:

$$r(\varphi) = \frac{r_i}{\cos(\varphi)} \quad (3.28)$$

Durch Einsetzen von Gleichung 3.28 in Gleichung 3.27 ergibt sich

$$F_N(\varphi) = \frac{M_A}{\frac{r_i}{\cos(\varphi)}} = \frac{M_A}{r_i} \cdot \cos(\varphi) \quad (3.29)$$

Das Verhältnis von Antriebsmoment zu Innenradius definiert dabei die maximal übertragbare Kraft. Es ist ein Hilfsparameter, welcher die Vergleichbarkeit unterschiedlicher baulicher Varianten erleichtert. Die weitere Vorgehensweise beinhaltet die Visualisierung des Kontaktverhaltens und das anteilmäßige Aufteilen der Normalkraft entlang und normal zur Förderrichtung, wie in Abbildung 3.12 dargestellt.

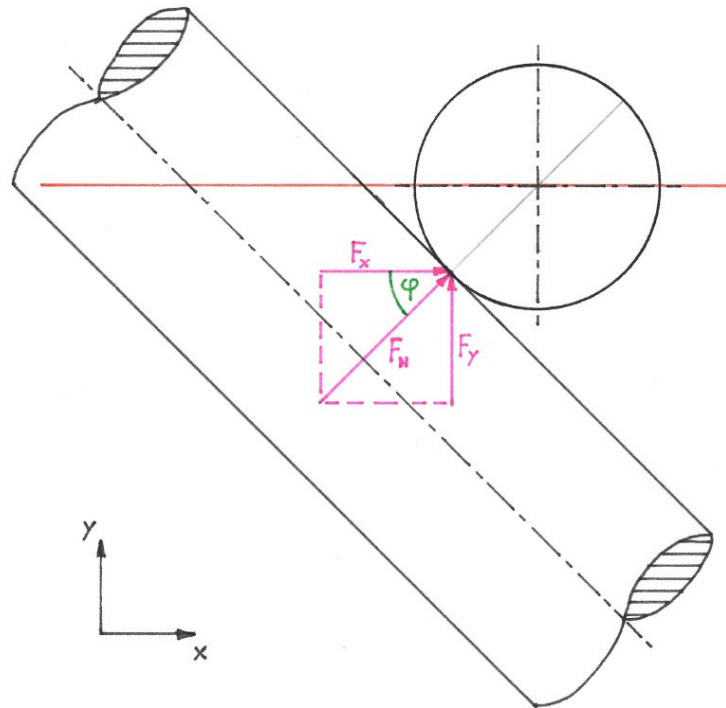


Abb. 3.12: Kräfteplan an der Kontaktstelle

Zwischen der Normalkraft und der Kraft in Bewegungsrichtung besteht also folgender Zusammenhang:

$$F_x = F_N \cdot \cos(\varphi) \quad (3.30)$$

Analog dazu berechnet sich die Kraft normal zur Bewegungsrichtung

$$F_y = F_N \cdot \sin(\varphi) \quad (3.31)$$

Um einen Bezug zu den Systemparametern herzustellen, wird Gleichung 3.29 jeweils in die Gleichungen 3.30 und 3.31 eingesetzt. Damit ergeben sich folgende Zusammenhänge:

$$F_x(\varphi) = \frac{M_A}{r_i} \cdot \cos(\varphi)^2 \quad (3.32)$$

$$F_y(\varphi) = \frac{M_A}{r_i} \cdot \cos(\varphi) \cdot \sin(\varphi) \quad (3.33)$$

Abbildung 3.13 illustriert mittels der Parameter aus Tabelle 3.1 die Funktion der in Förderrichtung übertragenen Kraft in Abhängigkeit der des Winkels.

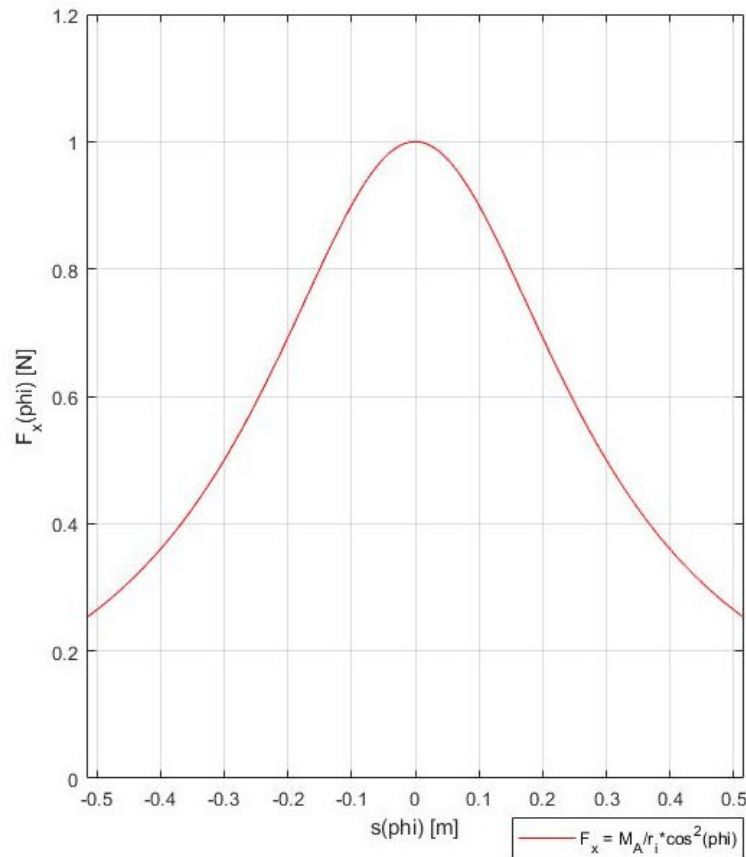


Abb. 3.13: Kraftverlauf in Förderrichtung

Auf der Abszisse ist der Weg entlang der Eingriffstrecke, ihrerseits eine Funktion des Winkels, aufgetragen. Innerhalb dieses Bereichs folgt die Kraft der entsprechenden Funktion, außerhalb findet keine Kraftübertragung statt. Zur besseren Veranschaulichung wurden die Parameter zur Berechnung der Kraft so gewählt, dass dessen Maximalwert 1 N beträgt. Das Kurvenverhalten resultiert aus dem Produkt zweier Cosinus, welches sich durch den sich ständig ändernden, effektiven Radius, sowie der Projektion der Normalkraft auf die Bewegungsrichtung ergibt. Erkennbar ist eine rasche Abnahme der Kraft, sobald der Bolzen die Mittelstellung verlässt. In Abbildung 3.14 ist die Funktion der normal zur Förderrichtung übertragenen Kraft in Abhängigkeit des Winkels zu sehen.



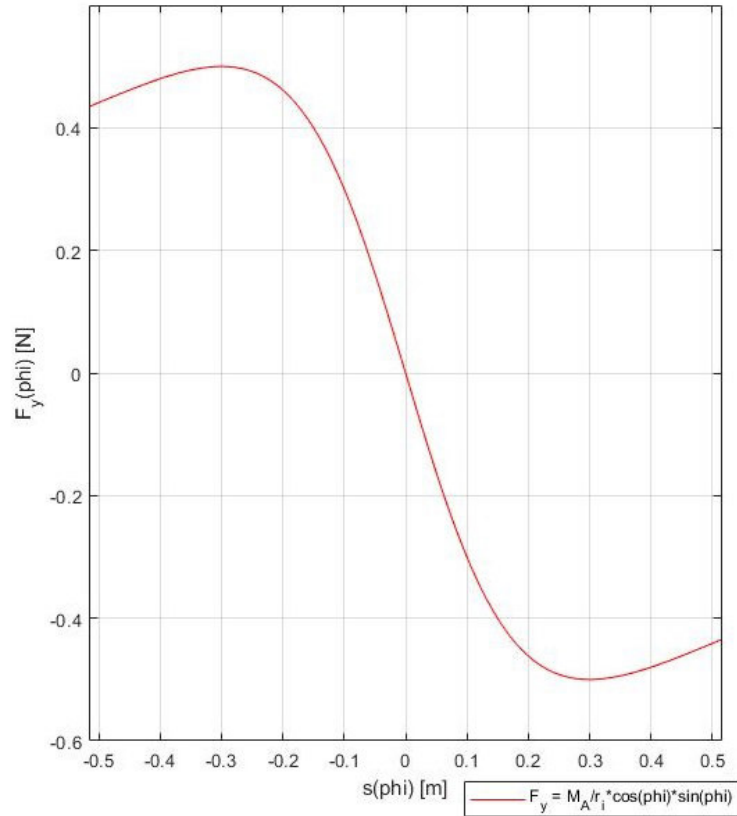


Abb. 3.14: Kraftverlauf normal zur Förderrichtung

Das Kurvenverhalten resultiert aus dem Produkt von Cosinus und Sinus, welches sich durch den sich ständig ändernden, effektiven Radius, sowie der Projektion der Normalkraft auf die Normale zur Bewegungsrichtung ergibt. Als markante Unterschiede zur vorherigen Abbildung fallen zwei Besonderheiten auf: die maximal auftretende Kraft ist um ca. die Hälfte kleiner als jene in Abbildung 3.13. Dies ist dem Wesen des Antriebs positiv zuzuschreiben, da ob des Verschleißes alle Kräfte, welche nicht in Förderrichtung wirken, so klein als möglich sein sollen. Weitere Besonderheit ist die Änderung des Vorzeichens bei Neutralstellung des Bolzens, was sich durch die Abrollbewegung erklären lässt.

### 3.5 Kraftübertragung im Bolzensternradverband

Aufbauend auf dem vorherigen Kapitel werden nun die Kraftverläufe, wie sie durch die Kombination von mehreren Bolzensternrädern zustande kommen, betrachtet. Hierfür werden drei Bolzensternräder entlang einer Geraden angeordnet, wie in Abbildung 3.2 dargestellt. In folgendem Beispiel hat jedes Bolzensternrad mit maximal einem Bolzen Kontakt zum Fördertrum. Dabei stehen gleichzeitig maximal zwei Antriebs-elemente mit dem Zapfen des Fördertrums in Kontakt, was durch die Systemparameter definiert ist. Die Erstellung der Kraftverläufe wurde numerisch mittels Matlab durchgeführt. Der hierfür geschriebene Code befindet sich im Anhang. Zum eingängigen Verständnis

erfolgt nun die Beschreibung der schrittweisen Vorgehensweise zur Auswertung:

```
Mr      = 1;      /* Verhältnis von MA zu ri [N] */
ri      = 0.3;   /* Innenradius [m] */
MA      = Mr*ri; /* Antriebsmoment [Nm] */
deltas  = 0.8;   /* Mittenabstand Bolzensternräder [m] */
R       = 2;     /* Radienverhaeltnis gewählt [-] */
ra      = R*ri;  /* Außenradius [m] */
```

Die Systemparameter sind durch die zuvor verwendete Parametrisierung 1 bestimmt.

```
phi0    = acos(ri/ra); /* Eingriffswinkel [-] */
s0      = ra * sin(phi0); /* Eingriffsweg [m] */
incfac  = 1000;       /* Inkrementenfaktor (Auswertungspunkte je Längeneinheit) */
```

Nach Einspeisung der Systemparameter aus Tabelle 3.1 werden der Eingriffswinkel sowie der Eingriffsweg berechnet. Weiters wird ein Inkrementenfaktor zur Steuerung der Zeichengenauigkeit definiert.

```
snrange = linspace(-2*deltas, 2*deltas, 4*deltas*incfac);
srange  = linspace(-3*deltas, 3*deltas, 6*deltas*incfac);
phinrange = atan(snrange./ri);
```

Hier wird mit *snrange* ein für alle drei Bolzensternräder universales Array generiert, welches als Auswertungsbereich den vierfachen Mittenabstand in einer Unterteilung entsprechend des Inkrementenfaktors umfasst. Weiters wird noch ein Array *srange*, welches dem Zeichenbereich des sechsfachen Mittenabstandes entspricht, erstellt. Dieses wird später als Skala auf der Abszisse des Kraftverlaufes fungieren. Zur Berechnung wird außerdem ein universales Array *phinrange* benötigt, welches die Winkelpunkte in Abhängigkeit des Weges beinhaltet. Dieses wird folglich aus dem ersten Array unter Verwendung des entsprechenden Zusammenhangs laut Gleichung 3.23 generiert.

```
for i = 1:length(phinrange)
    if phinrange(i) < -phi0
        phinrange(i) = -pi/2;
    else
        phinrange(i) = phinrange(i);
    end
    if phinrange(i) > phi0
        phinrange(i) = pi/2;
    else
        phinrange(i) = phinrange(i);
    end
end
```

In diesem Schritt werden alle Winkel, die außerhalb des Eingriffsbereichs liegen, eliminiert. Hierfür wird das Winkelarray mit einer for-Schleife durchlaufen und alle Werte größer dem Eingriffswinkel bzw. kleiner dem negativen Eingriffswinkel durch  $\pi/2$  bzw.

$-\pi/2$  ersetzt. Es wurden diese Werte gewählt, da es physikalisch unmöglich ist, diese zu erreichen (dafür müsste das Bolzensternrad unendliche Dimensionen annehmen). In mathematischer Hinsicht erfüllen die Werte ebenso genau ihren Zweck, da wie oben hergeleitet der  $\cos(\varphi)$  die wichtigste Rolle spielt und dieser damit Null wird. So werden folglich auch bei der Kräfteberechnung alle Werte außerhalb des Eingriffsbereichs Null, was trivial ist.

```
Fxn = MA / ri .* cos(phinrange) .* cos(phinrange);
Fx1 = zeros(1,3/2*length(snrange));
Fx2 = zeros(1,3/2*length(snrange));
Fx3 = zeros(1,3/2*length(snrange));
```

Nach der Berechnung des universalen Kraftvektors in Bewegungsrichtung  $F_{xn}$  werden die noch leeren Einzelkraftvektoren mit der Länge des zukünftigen Summenkraftvektors erstellt.

```
for i = 1:length(snrange)
    Fx1(i) = Fx1(i) + Fxn(i);
end

for i = 1:length(snrange)
    Fx2(i+length(snrange)/4) = Fxn(i);
end

for i = 1:length(snrange)
    Fx3(i+length(snrange)/2) = Fxn(i);
end
```

Durch jeweils eine for-Schleife wird jeder Einzelkraftvektor je nach dessen Position im Summenkraftvektor mit den Einträgen des universalen Kraftvektors beschickt.

```
Fx = Fx1 + Fx2 + Fx3;
```

Schließlich erfolgt die Addition der Einzelkraftvektoren zum Summenkraftvektor der in Bewegungsrichtung übertragbaren Kräfte, welcher in Abbildung 3.15 als Skala auf der Ordinate des Kraftverlaufes fungiert.

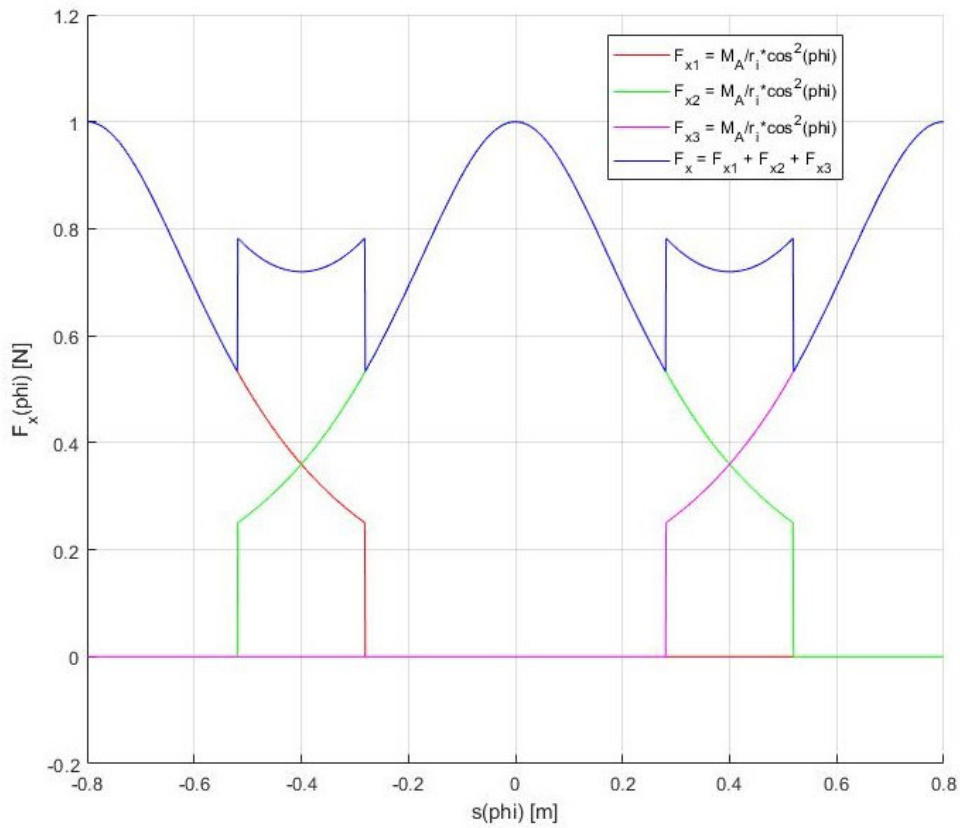


Abb. 3.15: Kraftverlauf in Förderrichtung - Bolzensternradverband

Der Kraftverlauf normal zur Bewegungsrichtung wurde analog erstellt und ist in Abbildung 3.16 zu sehen:

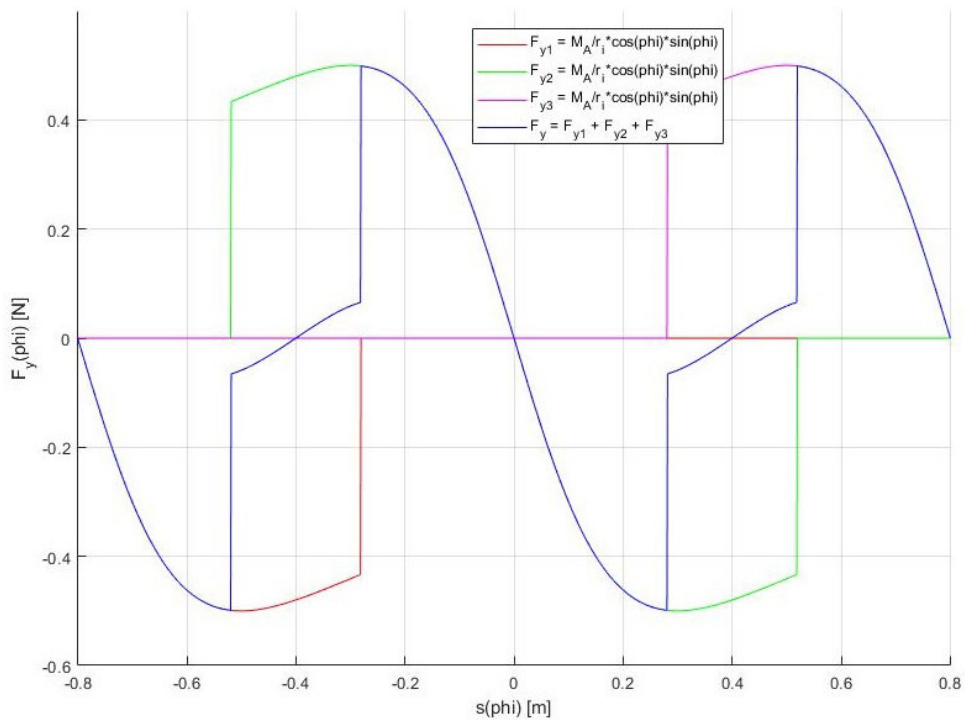


Abb. 3.16: Kraftverlauf normal zur Förderrichtung - Bolzensternradverband

Bei beiden Kraftverläufen ist auffallend, dass die Bolzensternräder sowie die Zapfen

im Zuge des Eintritts und des Austritts dieselben stoßartige Belastungen widerfahren. Diesbezüglich könnten Schwingungsuntersuchungen fortgeführt werden, da es bei identer Erregerfrequenz und Eigenfrequenz des Systems zum Resonanzfall kommen kann. Der Kraftverlauf in Bewegungsrichtung ist nicht annähernd konstant. Dieses Verhalten kann jedoch durch die Verwendung von mehr Bolzensternrädern abgeschwächt werden.

## **3.6 Herleitung des mechanischen Wirkungsgrades**

Das Hauptaugenmerk dieser Arbeit stellt die Herleitung des mechanischen Wirkungsgrades dar. Dazu wird die vom Bolzensternrad am Fördersystem verrichtete Arbeit berechnet, wozu die vorher ermittelten Kraftverläufe herangezogen werden. Anschließend werden die dissipativen Effekte festgelegt und evaluiert, bevor daraus der Gesamtwirkungsgrad abgeleitet wird. Es wird von einem stationären Betrieb ausgegangen, daher wird das Anfahrverhalten nicht berücksichtigt.

### **3.6.1 Nutzarbeit**

Durch die vorher entlang und normal zur Bewegungsrichtung aufgeteilte Normalkraft vermag das Bolzensternrad Arbeit am System zu verrichten. Zur Berechnung jener Arbeit wird Gleichung 2.2 angewandt. Es werden die entlang einer horizontalen Strecke wirkende Kraft, sowie die Länge der Strecke benötigt. Zunächst wird der x-Anteil betrachtet, welcher in Förderrichtung wirkt. Um einen Vergleichswert zu schaffen, wird für die über die Eingriffstrecke variable Kraft der Mittelwert berechnet. Dazu wird Gleichung 3.32 in den Grenzen des negativen und positiven Eingriffswinkels nach demselben integriert. Wird die dabei erhaltene Fläche in einem Diagramm als Rechteck dargestellt, hat dieses die Seitenlängen des überstrichenen Winkels und der durchschnittlich wirkenden Kraft. Dies ist in Abbildung 3.17 mittels der blauen Linie dargestellt.

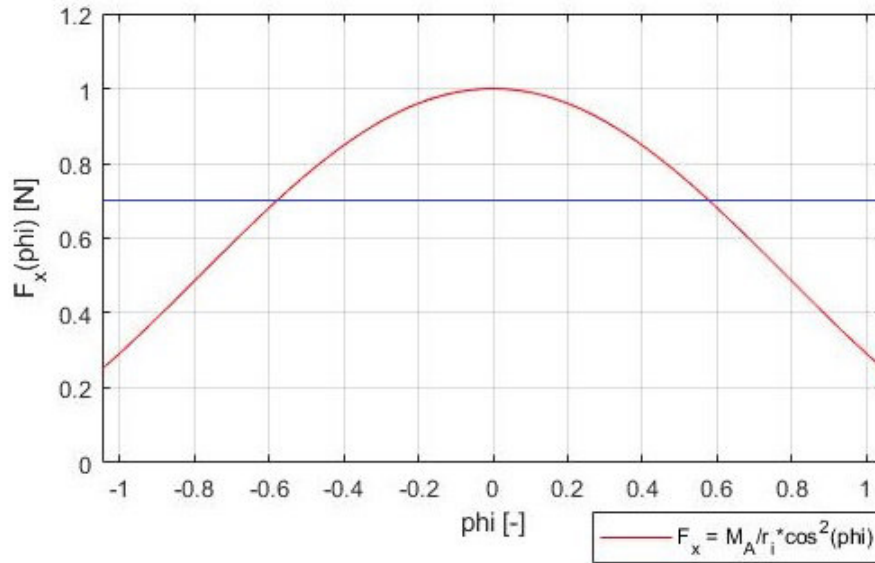


Abb. 3.17: Durchschnittlich übertragene Kraft

Wird nun durch den überstrichenen Winkel dividiert, ergibt sich folgender Ausdruck für den Mittelwert der Kraft:

$$\overline{F_x}(\varphi) = \frac{1}{2 \cdot \varphi_0} \int_{-\varphi_0}^{\varphi_0} \frac{M_A}{r_i} \cdot \cos(\varphi)^2 \cdot d\varphi \quad (3.34)$$

Die Länge der Eingriffstrecke ist durch Gleichung 3.10 bekannt. Nach Einsetzen in Gleichung 2.2 ergibt sich die von einem Bolzensternrad während des gesamten Eingriffs am Fördersystem verrichtete Nutzarbeit zu

$$W_{nutz} = \frac{1}{2 \cdot \varphi_0} \int_{-\varphi_0}^{\varphi_0} \frac{M_A}{r_i} \cdot \cos(\varphi)^2 \cdot d\varphi \cdot 2 \cdot r_a \cdot \sin(\varphi_0) \quad (3.35)$$

Da diese vom Außendurchmesser abhängig ist, kann durch entsprechende Wahl des Radienverhältnisses die Nutzarbeit in den gegebenen Grenzen verändert werden. Unter Verwendung der Parameter aus Tabelle 3.1, jedoch ohne Festlegung eines Radienverhältnisses, wird dies durch Abbildung 3.18 illustriert.

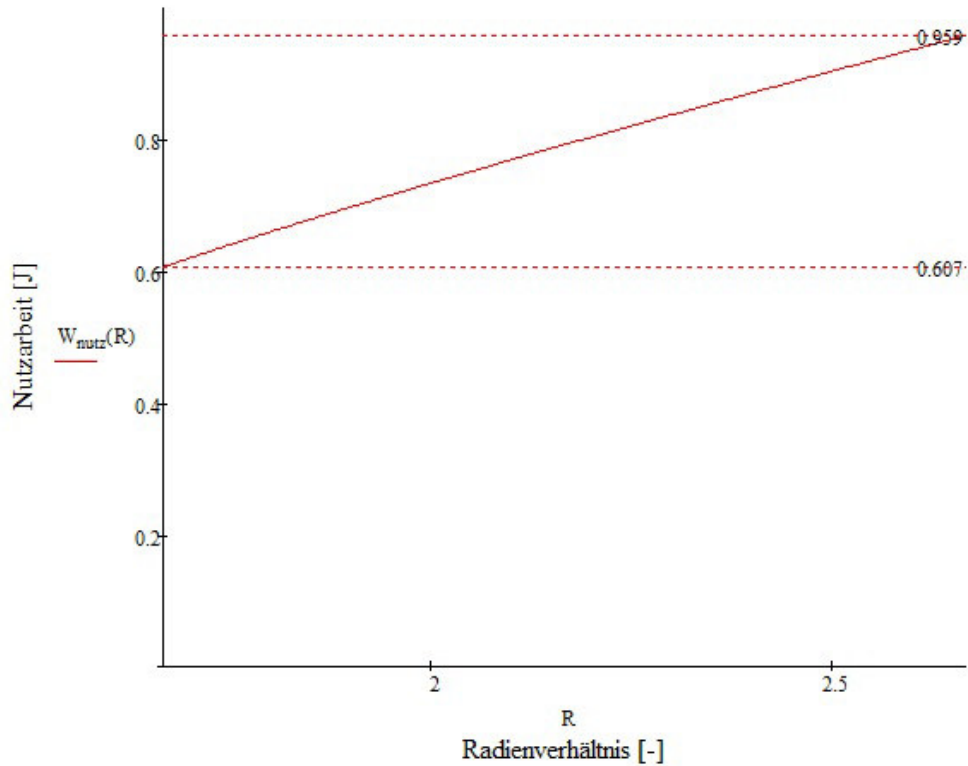


Abb. 3.18: Nutzarbeit über Radienverhältnis, Par.1

Es ist erwähnenswert, dass bei gegebener Parametrisierung die Nutzarbeit um ca. 30 % variiert werden kann. Zum weiterführenden Studium wird eine zweite Parametrisierung festgelegt. Diese hat zwar aufgrund dessen Unproportionalität, welche auf übertrieben großen Abmessungen zurückzuführen ist, keine praktische Relevanz, jedoch wird sie das Systemverhalten in manchen Bereichen besser veranschaulichen. Einziger Unterschied zur Parametrisierung laut Tabelle 3.1 ist der fünffache Mittenabstand. Da auch in weiterer Folge auf das Radienverhältnis Bezug genommen wird, wird dieses hier nicht mehr konkret definiert. Ebenso ist dadurch der Außenradius nicht mehr festgelegt.

Systemparameter	Formelzeichen	Wert	Einheit
Innenradius	$r_i$	0,3	m
Außenradius	$r_a$	-	m
Mittenabstand	$\Delta s$	4,0	m
Radienverhältnis	R	-	-
Bolzendurchmesser	$d_B$	0,02	m
Zapfendurchmesser	$d_Z$	0,02	m
-	$M_A/r_i$	1	N

Tab. 3.2: Bolzensternantrieb - Parametrisierung 2

Mit Parametrisierung 2 ergibt sich die in Abbildung 3.19 dargestellte Funktion für die Nutzarbeit innerhalb der Grenzen des Radienverhältnisses.

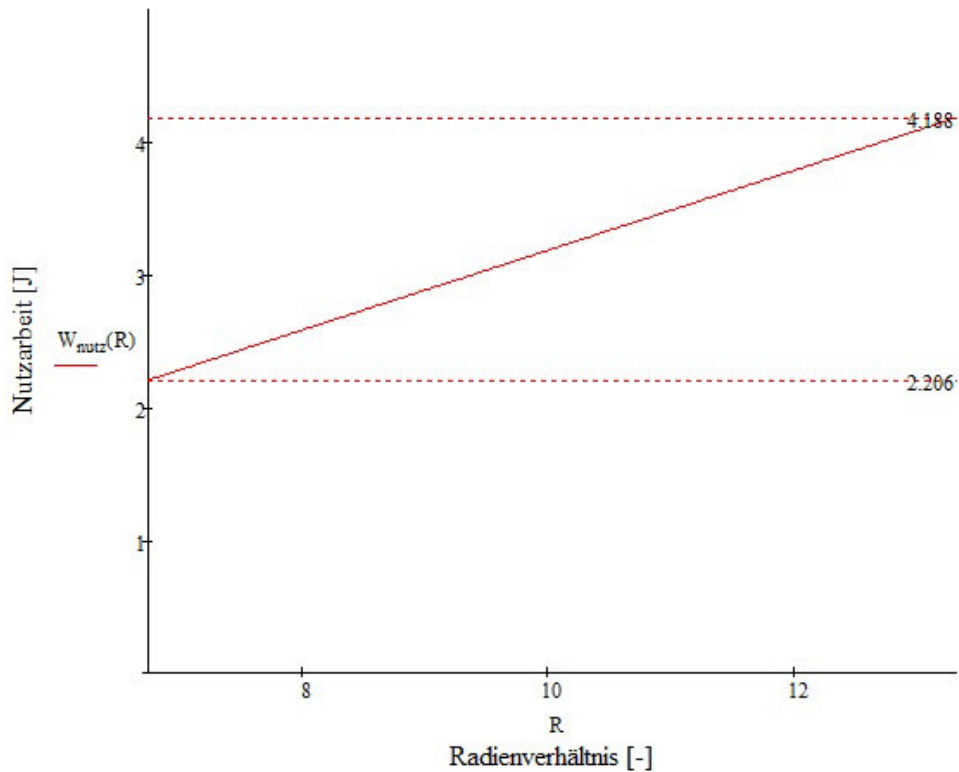


Abb. 3.19: Nutzarbeit über Radienverhältnis, Par.2

Beim Vergleich der Abbildungen 3.18 und 3.19 fallen einige Unterschiede auf. Bei Parametrisierung 1 ist das degressive Kurvenverhalten ausgeprägter, was sich mit den Gleichungen 3.8 und 3.9 erklären lässt. Werden diese ineinander eingesetzt, so ergibt sich folgender Zusammenhang:

$$\varphi_0 = \arccos\left(\frac{1}{R}\right) \quad (3.36)$$

Abbildung 3.20 illustriert den durch Gleichung 3.36 gegebenen Zusammenhang.

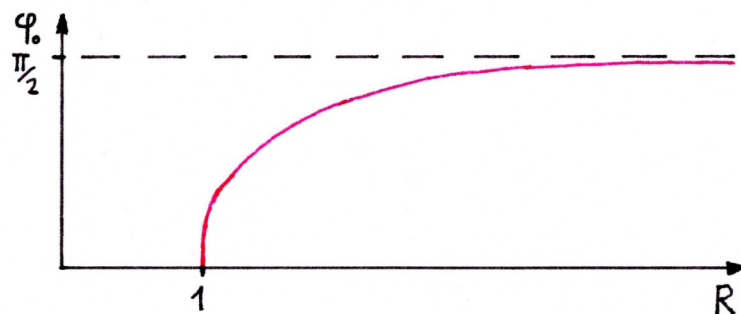


Abb. 3.20: Eingriffswinkel über Radienverhältnis

Da die Nutzarbeit stark vom Eingriffswinkel abhängig ist und somit implizit vom Radienverhältnis, spiegelt besagter Zusammenhang das Kurvenverhalten wieder. Mit steigendem Radienverhältnis nähert sich der Eingriffswinkel dem Grenzwert von  $\pi/2$  an. Des weiteren ist die Beeinflussbarkeit durch das Radienverhältnis größer, welche bei Parametrisierung 2 bei ca. 50 % liegt. Von diesem Standpunkt aus betrachtet wäre es



zielführend, den Bolzensternantrieb möglichst groß zu bauen, damit so das größte Maß an Nutzarbeit eingebracht werden kann.

Die vom  $y$ -Anteil der Normalkraft verrichtete Arbeit muss, ausgehend von den verschiedenen Bauweisen der Förderer, auf verschiedene Weise betrachtet werden. Einerseits kann durch die starre Bauweise beim Gurt- und beim Schlauchgurtförderer keine Bewegung des Zapfens normal zur Bewegungsrichtung stattfinden. Da hierdurch einer der Faktoren aus Gleichung 2.2 Null wird, ist die eingebrachte Arbeit ebenso Null. Bei Hängeförderern ist es dem Zapfen ob der pendelnden Bewegung möglich, sich auch normal zur Förderrichtung zu bewegen. Unter der Annahme eines idealen Lagers wird die beim Auspendeln geleistete Arbeit beim Rückpendelvorgang wieder vom Zapfen auf den Bolzen übertragen, wodurch sie nicht in die am Fördersystem geleistete Arbeit eingeht. Somit ist ausschließlich die durch die Kraft in Förderrichtung verrichtete Arbeit für die Berechnung relevant.

### 3.6.2 Dissipierte Rollenergie

Da der Bolzen während des Berührungsvorganges am Zapfen abrollt, wird ein Teil der gesamt eingebrachten Energie durch Rollreibung dissipiert. Abbildung 3.21 veranschaulicht die zur Berechnung notwendigen Größen.

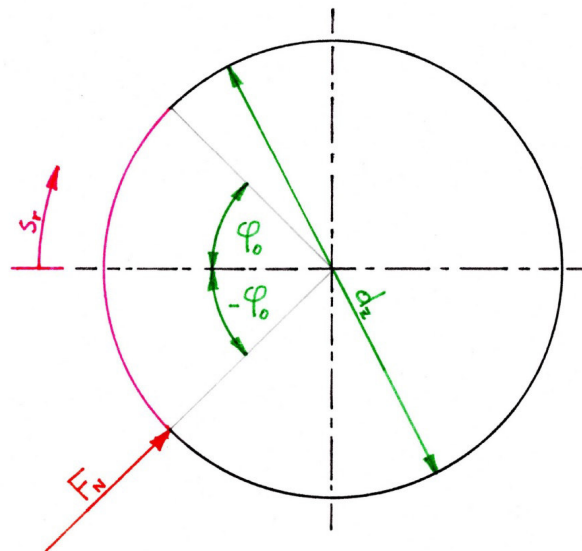


Abb. 3.21: Abrollstrecke

Die in der Skizze eingezeichnete Normalkraft wirkt an der dargestellten Position zum Eintrittszeitpunkt. Während des Eingriffs wandert der Berührungspunkt zwischen Bolzen und Zapfen auf der tatsächlichen, nicht simplifizierten Eingriffstrecke entlang der Abrollkurve. Wiederum wird Gleichung 2.2 verwendet, allerdings in ihrer integralen Form. Die in Richtung der Rollbewegung wirkende Kraft ergibt sich aus der Normalkraft  $F_N$  (Gleichung 3.29) multipliziert mit einem Rollwiderstandskoeffizienten  $c_R$ . Dieser liegt für die Materialpaarung Stahl-Stahl mit Linienkontakt laut Literatur im

Bereich von 0,001 - 0,002 [13]. Die zu integrierende Strecke ist die magenta eingezeichnete Abrollkurve, welche jenem Teil des Zapfenumfangs entspricht, der vom positiven und negativen Eingriffswinkel begrenzt wird. Somit ergibt sich folgende Gleichung:

$$E_{diss.r} = \int_{-s_r}^{s_r} c_r \cdot \frac{M_A}{r_i} \cdot \cos(\varphi) \cdot ds_r \quad (3.37)$$

Da die Normalkraft vom Winkel abhängt, muss substituiert werden:

$$ds_r = \frac{dz}{2} \cdot d\varphi \quad (3.38)$$

Somit ergibt sich

$$E_{diss.r} = \int_{-\varphi_0}^{\varphi_0} c_r \cdot \frac{M_A}{r_i} \cdot \cos(\varphi) \cdot \frac{dz}{2} \cdot d\varphi \quad (3.39)$$

Die Abbildungen 3.22 und 3.23 zeigen die dissipierte Abrollenergie in den Grenzen des Radienverhältnisses für die Parametrisierungen 1 und 2.

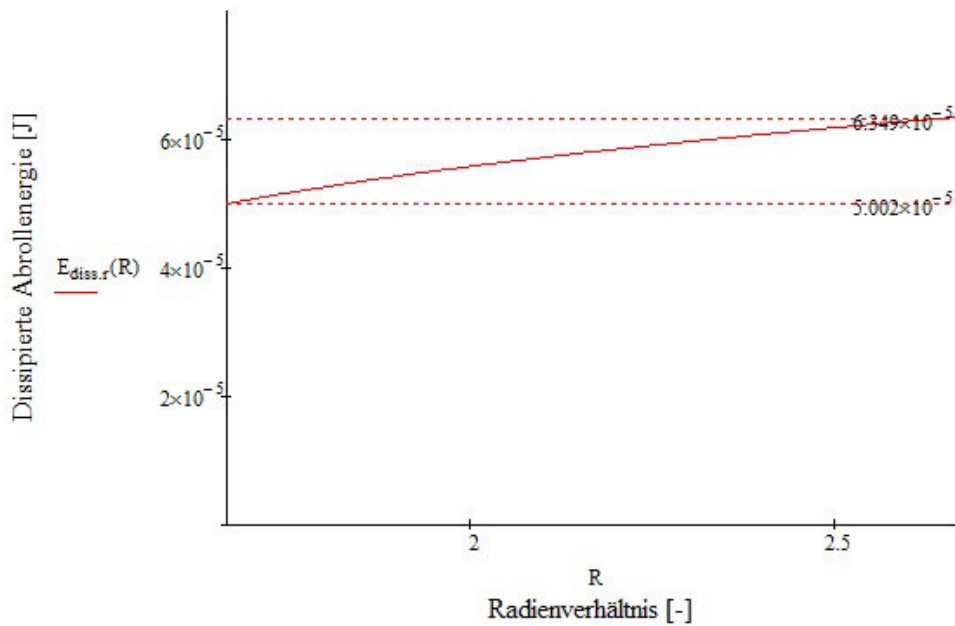


Abb. 3.22: Abrollenergie über Radienverhältnis, Par.1

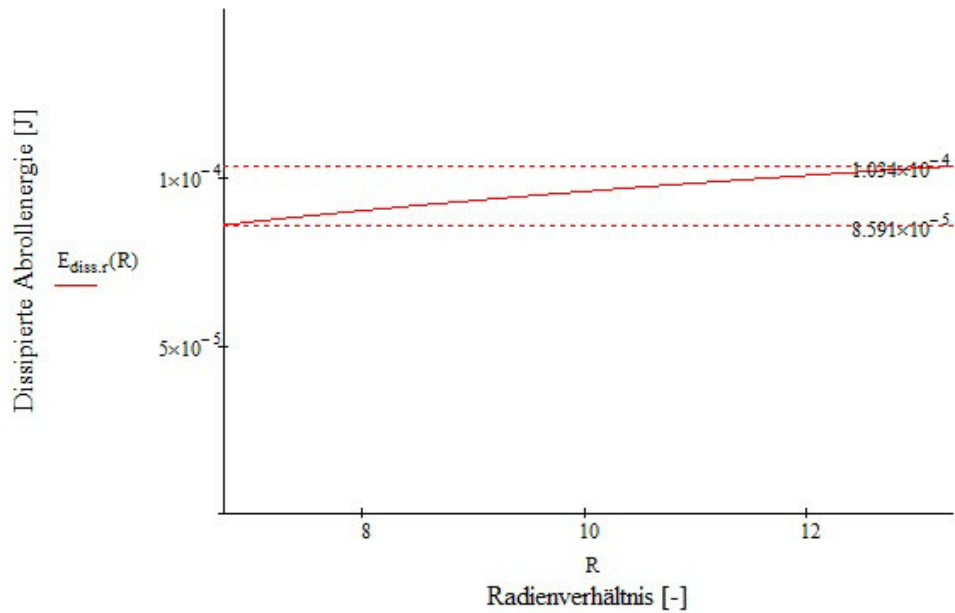


Abb. 3.23: Abrollenergie über Radienverhältnis, Par.2

Beide Diagramme zeigen ein degressives Kurvenverhalten, was wiederum aus Gleichung 3.36 rührt. Die Beeinflussbarkeit der dissipierten Abrollenergie bei Parametrisierung 1 liegt bei ca. 25 %, bei Parametrisierung 2 ist diese mit ca. 20 % bereits kleiner. Im Vergleich mit der Nutzarbeit entspricht dies einem gegenläufigen Verhalten. Bei Betrachtung der Absolutwerte zeigt sich, dass die Abrollenergie im Millionstel-Bereich der Nutzarbeit liegt, daher wird diese zur Berechnung des Wirkungsgrades in weiterer Folge nicht berücksichtigt.

### 3.6.3 Dissipierte Gleitenergie

Als zweiter dissipativer Effekt wurde Gleiten identifiziert, da der Zapfen auf einer Erzeugenden des Bolzen eine linear-projizierte Pendelbewegung vollführt. Abbildung 3.24 zeigt die zur Quantifizierung des Gleitens essentiellen Größen. Die Eingriffstrecke ist wiederum rot dargestellt.

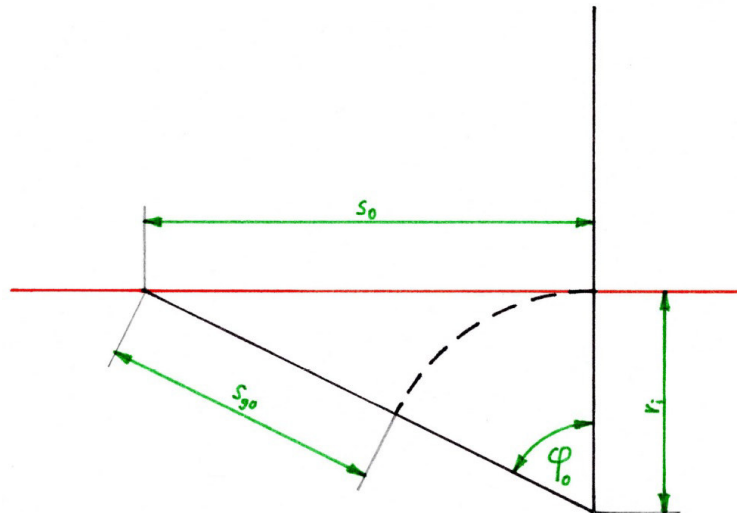


Abb. 3.24: Gleitstrecke

Während der Berührungspunkt zwischen Bolzen und Zapfen die Eingriffstrecke durchläuft, gleiten beide Bauteile entlang der Gleitstrecke  $s_{g0}$  ab. Diese entspricht der Bolzenlänge abzüglich des Innenradius. Zur Berechnung wird der pythagoräische Lehrsatz herangezogen. Wird die Gleitstrecke als Funktion des Winkels ausgedrückt, resultiert daraus ein Ausdruck, der im weiteren Berechnungsverlauf nicht zielführend ist.

$$(s_{g0} + r_i)^2 = s_0^2 + r_i^2 \quad (3.40)$$

Nach Umformen ergibt sich

$$s_{g0} = \sqrt{s_0^2 + r_i^2} - r_i \quad (3.41)$$

zur Berechnung der absoluten Gleitstrecke. Zur Berechnung wird diese in Parameterdarstellung in Abhängigkeit der zurückgelegten Eingriffstrecke benötigt, daher ist folgende Form der Gleichung relevant:

$$s_g(s) = \sqrt{s^2 + r_i^2} - r_i \quad (3.42)$$

Unter Annahme einer Coulombschen Reibung illustriert Abbildung 3.25 die auf den Zapfen wirkenden Kräfte:

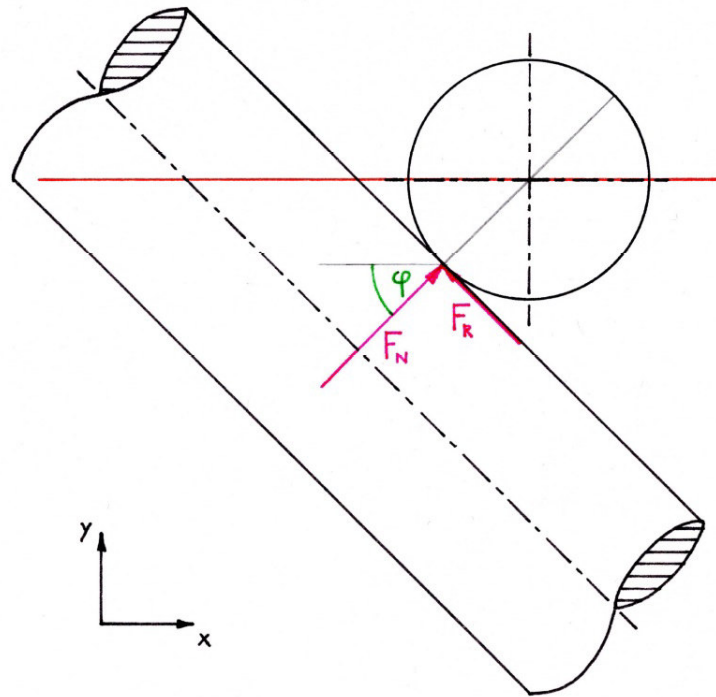


Abb. 3.25: Reibkraft

Es gilt

$$F_R = \mu_g \cdot F_N \quad (3.43)$$

Der Gleitreibungskoeffizient  $\mu_g$  liegt für die Materialpaarung Stahl-Stahl laut Literatur bei 0,15 [13]. Unter Berücksichtigung der Bewegungsrichtung wirkt die Reibkraft  $F_R$  in obiger Skizze radial nach außen und zu jedem Zeitpunkt entlang der Gleitstrecke. Als Grundgleichung zur Berechnung der dissipierten Gleitenergie wird Gleichung 2.2 in ihrer integralen Form verwendet. Nach Einsetzen von Gleichung 3.43 ergibt sich

$$E_{diss.g} = \int_{-s_0}^{s_0} \mu_g \cdot F_N \cdot ds_g \quad (3.44)$$

Wird die Normalkraft nach Gleichung 3.29 ausgedrückt folgt

$$E_{diss.g} = \int_{-s_0}^{s_0} \mu_g \cdot \frac{M_A}{r_i} \cdot \cos(\varphi) \cdot ds_g \quad (3.45)$$

Die Variablen in der Gleichung werden nun vereinheitlicht. Nach verschiedensten Ansätzen stellte es sich als zielführend heraus, den Eingriffweg als Integrationsvariable zu wählen und den Eingriffswinkel bzw. die Gleitstrecke als Funktion dessen auszudrücken. Für die Umformung des Eingriffswinkels wird Gleichung 3.23 herangezogen. Zur Substitution der Gleitstrecke muss diese zuerst nach der Eingriffstrecke abgeleitet werden:

$$\frac{ds_g}{ds} = \frac{s^2}{\sqrt{s^2 + r_i^2}} \quad (3.46)$$

Somit lautet die Substitution

$$ds_g = \frac{s^2}{\sqrt{s^2 + r_i^2}} \cdot ds \quad (3.47)$$

Werden die Gleichungen 3.23 und 3.47 in Gleichung 3.45 eingesetzt, ergibt sich die Formel zur Berechnung der auf der Eingriffstrecke dissipierten Gleitenergie:

$$E_{diss.g} = \int_{-s_0}^{s_0} \mu_g \cdot \frac{M_A}{r_i} \cdot \cos(\operatorname{atan}(\frac{s}{r_i})) \cdot \frac{s^2}{\sqrt{s^2 + r_i^2}} \cdot ds \quad (3.48)$$

Die Abbildungen 3.26 und 3.27 zeigen die dissipierte Gleitenergie in den Grenzen des Radienverhältnisses für die Parametrisierungen 1 und 2.

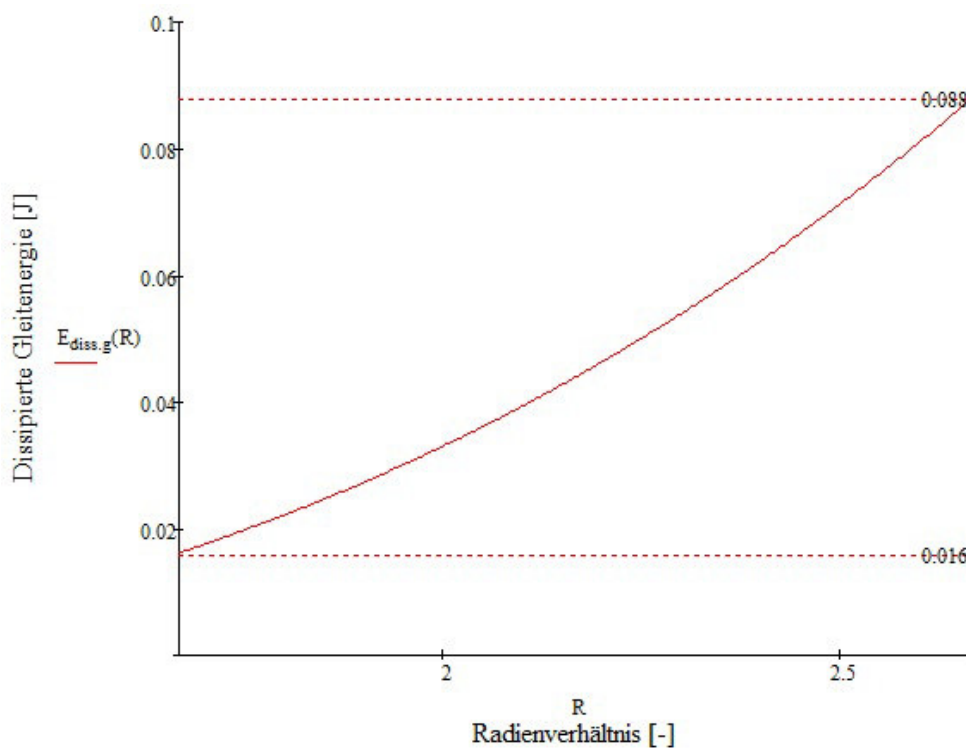


Abb. 3.26: Gleitenergie über Radienverhältnis, Par.1

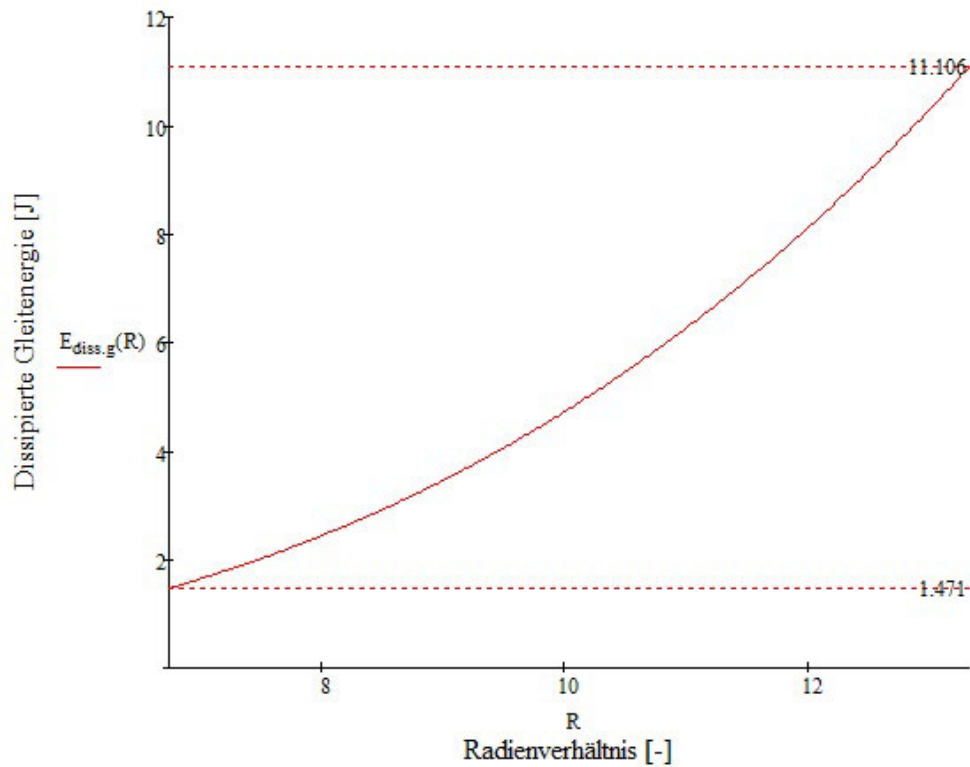


Abb. 3.27: Gleitenergie über Radienverhältnis, Par.2

Beide Diagramme zeigen ein progressives Kurvenverhalten, welches aus der anfänglich überproportionalen Zunahme der Gleitstrecke in Bezug auf die Eingriffstrecke resultiert. In Gleichung 3.48 äußert sich dies im Wurzelterm. Je größer das Radienverhältnis, desto kleiner die Differenz zwischen den beiden vorher erwähnten Strecken. Des Weiteren nähert sich die Funktion der Gleitenergie zunehmend einer Steigung von Eins an, was deutlich an Parametrisierung 2 zu erkennen ist. Dies resultiert aus der asymptotischen Annäherung der Gleitstrecke an die Eingriffstrecke abzüglich des Innenradius. Jener Zusammenhang ist nach Gleichung 3.42 in Abbildung 3.28 illustriert.

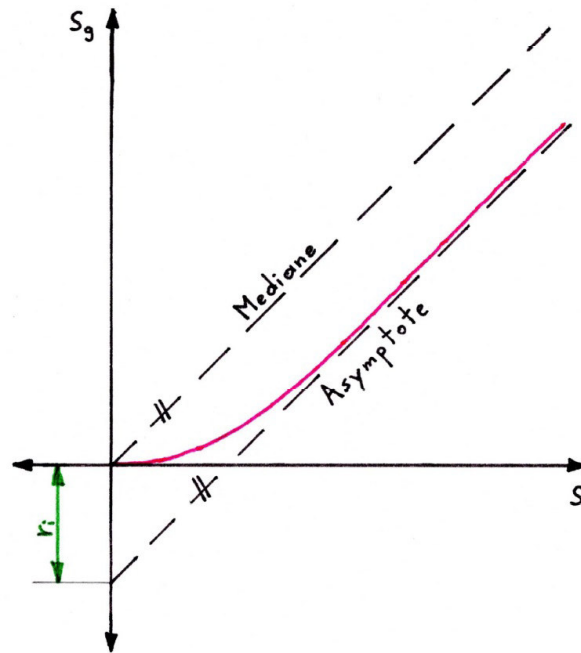


Abb. 3.28: Gleitstrecke über Eingriffstrecke

Deutlich ist die im Vergleich zur Nutzarbeit und zur dissipierten Abrollenergie hohe Beeinflussbarkeit durch die Wahl des Radienverhältnisses. Bei beiden Parametrisierungen liegt diese bei ca. 85 %. Folglich wäre die Wahl eines kleinen Radienverhältnisses zur Minderung der Dissipation vorteilhaft.

### 3.6.4 Wirkungsgrad

Wird die Nutzarbeit zur dissipierten Gleitenergie addiert, ergibt sich die gesamte am Fördersystem von einem Bolzensternrad innerhalb der Eingriffstrecke geleistete Arbeit. Die dissipierte Rollenergie wird aus Gründen der Signifikanz nicht berücksichtigt.

$$W_{ges} = W_{nutz} + E_{diss_g} \quad (3.49)$$

Nach Einsetzen der Gleichungen 3.35 und 3.48 ergibt sich

$$W_{ges} = \frac{1}{2 \cdot \varphi_0} \int_{-\varphi_0}^{\varphi_0} \frac{M_A}{r_i} \cdot \cos(\varphi)^2 \cdot d\varphi \cdot 2 \cdot r_a \cdot \sin(\varphi_0) + \int_{-s_0}^{s_0} \mu_g \cdot \frac{M_A}{r_i} \cdot \cos\left(\operatorname{atan}\left(\frac{s}{r_i}\right)\right) \cdot \frac{s^2}{\sqrt{s^2 + r_i^2}} \cdot ds \quad (3.50)$$

Die Abbildungen 3.29 und 3.30 zeigen die geleistete Arbeit für die Parametrisierungen 1 und 2 in den jeweiligen Grenzen des Radienverhältnisses.



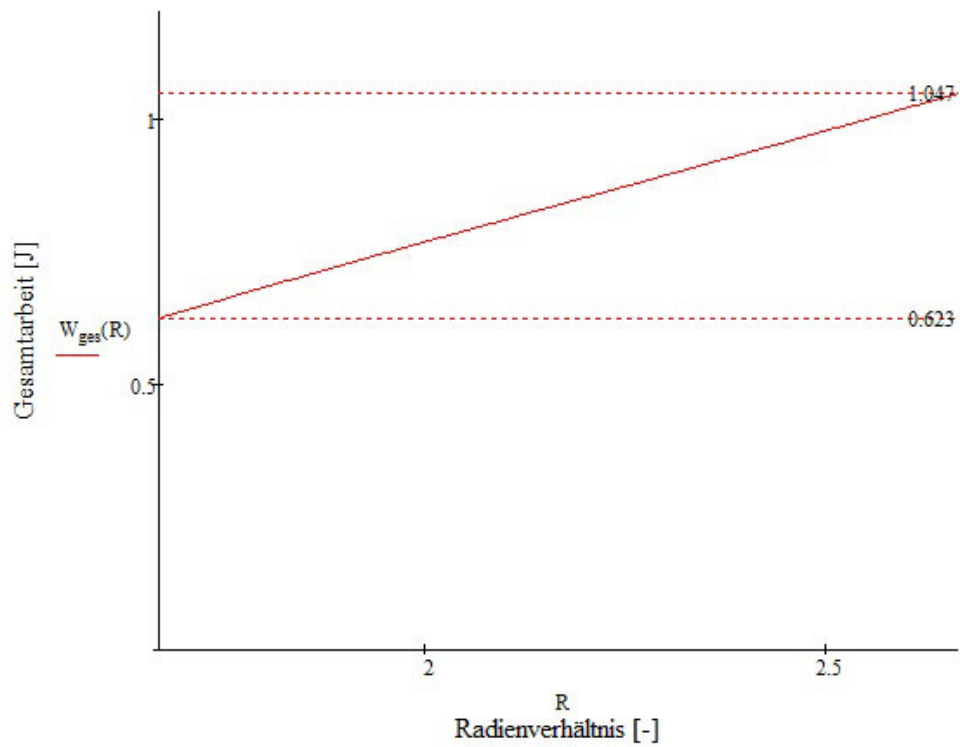


Abb. 3.29: Gesamtarbeit über Radienverhältnis, Par.1

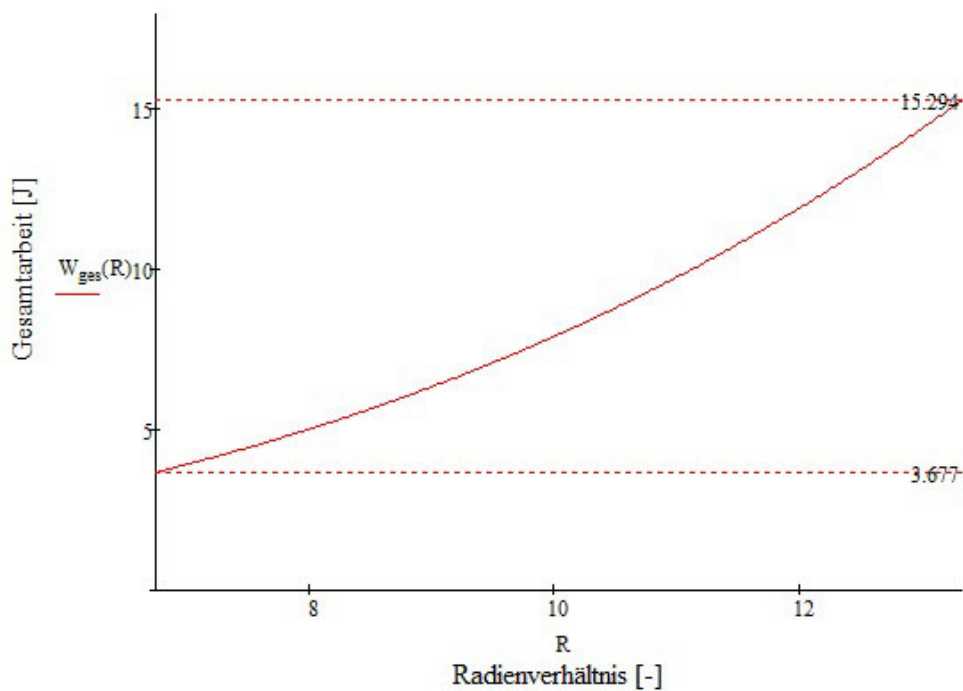


Abb. 3.30: Gesamtarbeit über Radienverhältnis, Par.2

Während Abbildung 3.29 eine annähernd lineare Kennlinie darstellt, zeigt dieselbe in Abbildung 3.30 progressives Verhalten. Der Grund hierfür liegt im größeren Teil der in dissipierte Gleitenergie umgewandelten Arbeit. Ausgehend von der Nutz- und der

Gesamtarbeit kann der mechanischen Wirkungsgrad berechnet werden:

$$\eta = \frac{W_{nutz}}{W_{ges}} \quad (3.51)$$

Die Abbildungen 3.31 und 3.32 zeigen den Wirkungsgrad über dem Radienverhältnis für beide Parametrisierungen.

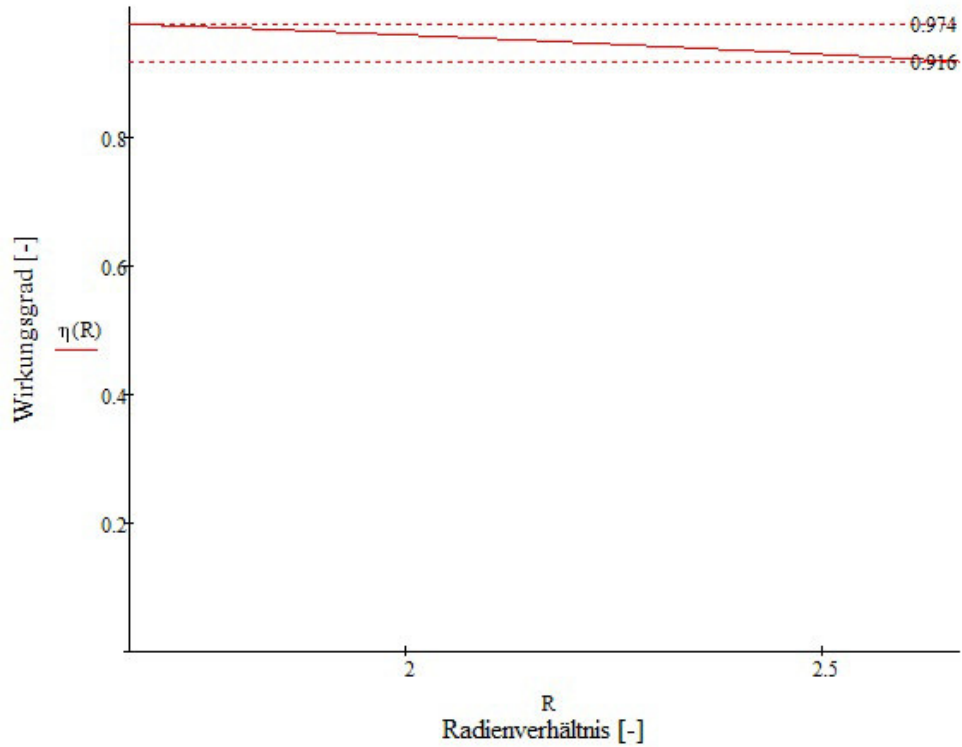


Abb. 3.31: Wirkungsgrad über Radienverhältnis, Par.1

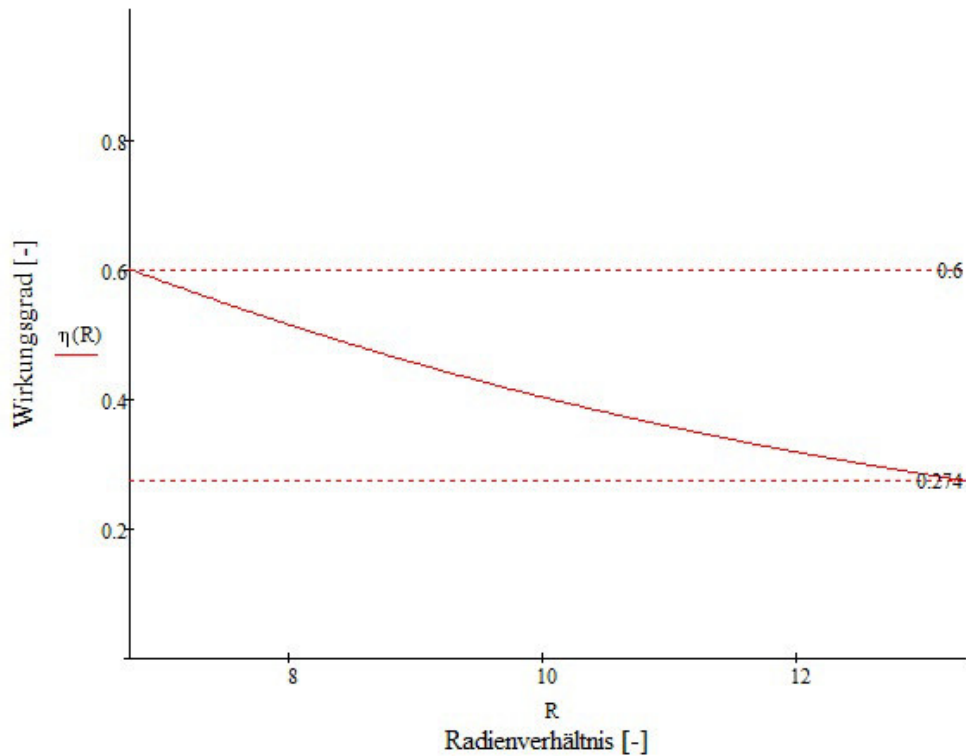


Abb. 3.32: Wirkungsgrad über Radienverhältnis, Par.2

Bei Parametrisierung 1 ist obgleich der Wahl des Radienverhältnisses ein Wirkungsgrad im Bereich über 90 % zu erwarten, welcher sich im abgebildeten Bereich nur geringfügig ändert. Das Kurvenverhalten orientiert sich marginal an der Zunahme der dissipierten Gleitenergie. Dies gilt jedoch nur für Parametrisierung 1, die realen geometrischen Verhältnissen nachempfunden ist. Anders hierzu wurde Parametrisierung 2 gewählt, welche zur Beschreibung des Systemverhaltens dienen soll. Hier ist, je nach Radienverhältnis, ein Wirkungsgrad im Bereich von 0,27-0,6 zu erwarten. Aufgrund der Größe der Gleitstrecke wird der Antrieb durch die überproportionale Dissipation von Reibenergie ineffizient (vgl. Abb. 3.27). Zur Maximierung des Wirkungsgrades sollte also ein möglichst kleines Radienverhältnis gewählt werden.

### 3.7 Eingriffproblematik

Im Folgenden wird davon ausgegangen, dass maximal ein Bolzen pro Bolzensternrad mit einem Zapfen im Eingriff ist. Praktisch entspricht dies einem Zapfenabstand größer dem Eingriffweg. Durch die Wahl des Radienverhältnisses wird mit diesem auch der Eingriffwinkel festgelegt (Gleichung 3.36). In der Realität sind im Hinblick auf eine gleichmäßige Bolzenanordnung jedoch nur Eingriffwinkel realisierbar, die Gleichung 3.52 genügen. Dabei ist  $\varphi_{0r}$  der Realeingriffwinkel und  $n$  die Anzahl der am Umfang angeordneten Bolzen.

$$\varphi_{0r} = \frac{2 \cdot \pi}{n} \quad (3.52)$$

Damit ist, außer in wenigen Spezialfällen, in denen sich die Eingriffswinkel aus den Gleichungen 3.36 und 3.52 decken, keine direkte Weitergabe des Zapfens zwischen zwei Bolzen benachbarter Sternräder möglich. Da hier die mathematische Betrachtung des Bolzensternantriebs im Vordergrund steht, wird von einem unverformbaren System ausgegangen. Daher kommt besagter Bolzen aufgrund der identen Geschwindigkeit des Berührungspunktes in Förderrichtung und der Zapfengeschwindigkeit auch nicht mehr mit diesem in Eingriff. Im realen System könnten Gurtdehnungseffekte und die eventuelle Biegung der Bolzen anderes Systemverhalten verursachen, was aber erst durch weiterführende Betrachtungen mithilfe von Finite-Elemente-Berechnungen oder Mehrkörpersimulationen abgeklärt werden kann. Für die Lösung dieses Problems bietet sich ein momentengeregelter Antrieb an: falls ein Bolzensternrad nicht im Eingriff ist, wird dieses mit einer Leerlaufdrehzahl größer der Lastdrehzahl angetrieben, um möglichst schnell wieder den Kontakt mit dem Zapfen herzustellen. Einmal im Eingriff, wird die Drehzahl wieder der Fördergeschwindigkeit angeglichen. Somit wäre nur eine dezentrale Antriebslösung mittels Einzelmotoren möglich, welche höhere Kosten verursacht. Außerdem wird die während des Eingriffs auf die Bauteile wirkende impulsförmige Belastung aufgrund der höheren Leerlaufdrehzahl größer. Zur Frage der Stetigkeit des Antriebs lässt sich keine detaillierte Aussage treffen. Recherchen ergaben, dass dies unter Verwendung einer Mehrkörpersimulation unter Einbindung eines Kontaktkräftepaketes möglich sein sollte. Auf dem Weg zu dieser Erkenntnis wurde jedoch eine Annäherungsmethode entworfen, die sich auch als Maß zur Abschätzung der Bolzenbeanspruchung eignet, wie sich später zeigte. Dazu wird eine Eingriffzahl  $z_e$  eingeführt, welche die durchschnittliche Anzahl der mit einem Zapfen in Eingriff stehenden Bolzensternräder angibt. Es wurde eine geometrische Definition gewählt, welche auf den Systemgrößen beruht. Diese setzt den doppelten Eingriffsweg mit dem Mittenabstand ins Verhältnis:

$$z_e = \frac{s_0}{\frac{\Delta s}{2}} = \frac{2 \cdot s_0}{\Delta s} \quad (3.53)$$

Mit der Bedingung der kontinuierlichen Kraftübertragung, welche erstmals bei der Definition des Radienverhältnisses eine wesentliche Rolle spielte, können die Extremwerte der Eingriffzahl berechnet werden. In Abbildung 3.4 ist der für die minimale Eingriffstrecke relevante Zusammenhang sichtbar:

$$s_{0min} = \Delta s / 2 \quad (3.54)$$

Falls der Eingriffsweg kleiner ist, wäre der Zapfen in der Mittelstellung von zwei benachbarten Bolzensternrädern durch diese unerreichbar, was der Bedingung der kontinuierlichen Kraftübertragung widersprechen würde. Nach Einsetzen von Gleichung 3.54 in

Gleichung 3.53 ergibt sich die minimale Eingriffzahl zu

$$z_{emin} = \frac{2 \cdot \Delta s}{2 \cdot \Delta s} = 1 \quad (3.55)$$

Äquivalent dazu lässt sich die maximale Eingriffstrecke aus Abbildung 3.6 ableiten:

$$s_{0max} = \sqrt{\Delta s^2 - r_i^2} \quad (3.56)$$

Nach Einsetzen von Gleichung 3.56 in Gleichung 3.53 ergibt sich die maximale Eingriffzahl zu

$$z_{emax} = \frac{2 \cdot \sqrt{\Delta s^2 - r_i^2}}{\Delta s} \quad (3.57)$$

Die Eingriffzahl bietet den Vorteil, dass sie Bolzensternantriebe unterschiedlicher Dimensionen vergleichbar macht. Die Abbildungen 3.33 und 3.34 illustrieren dies anhand der Parametrisierungen 1 und 2.

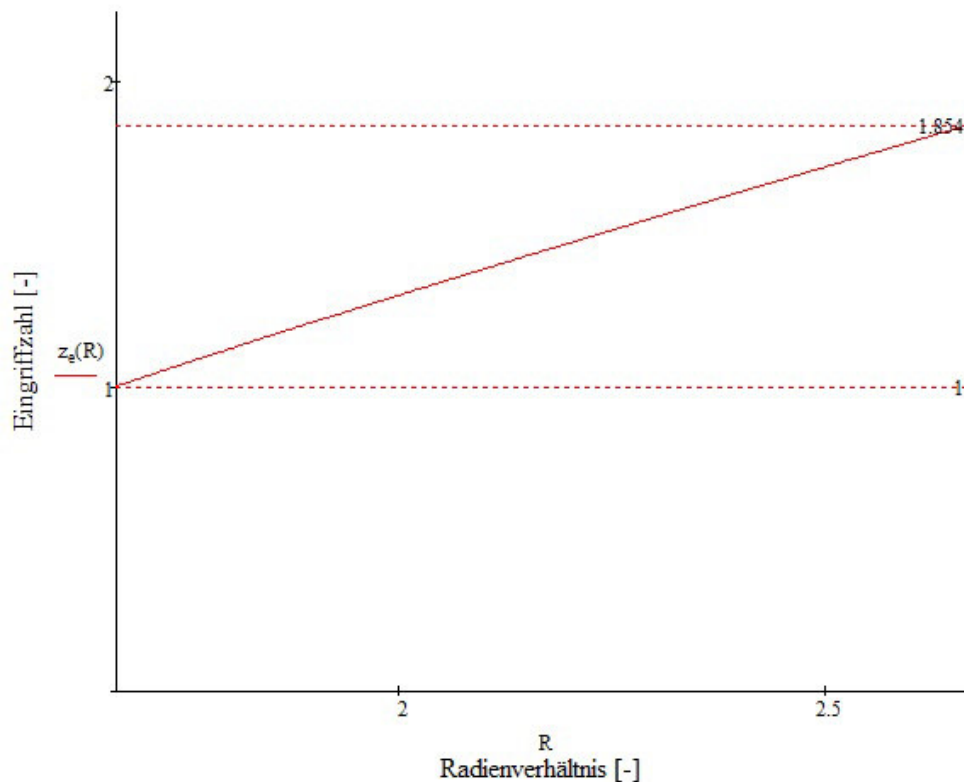


Abb. 3.33: Eingriffzahl über Radienverhältnis, Par.1

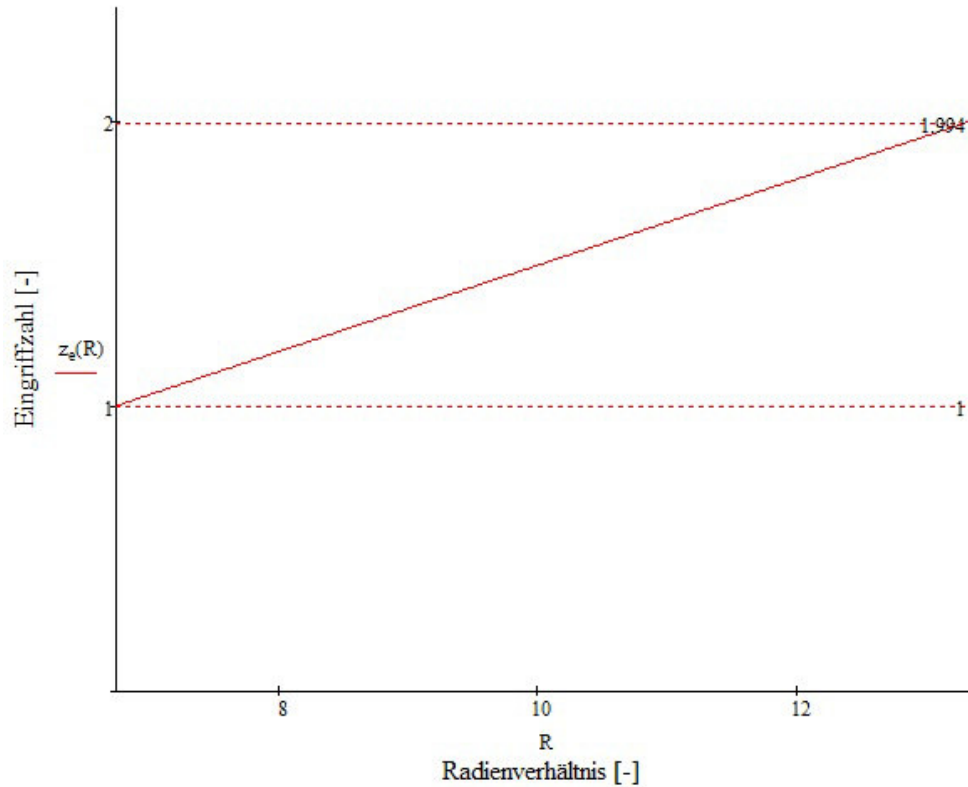


Abb. 3.34: Eingriffzahl über Radienverhältnis, Par.2

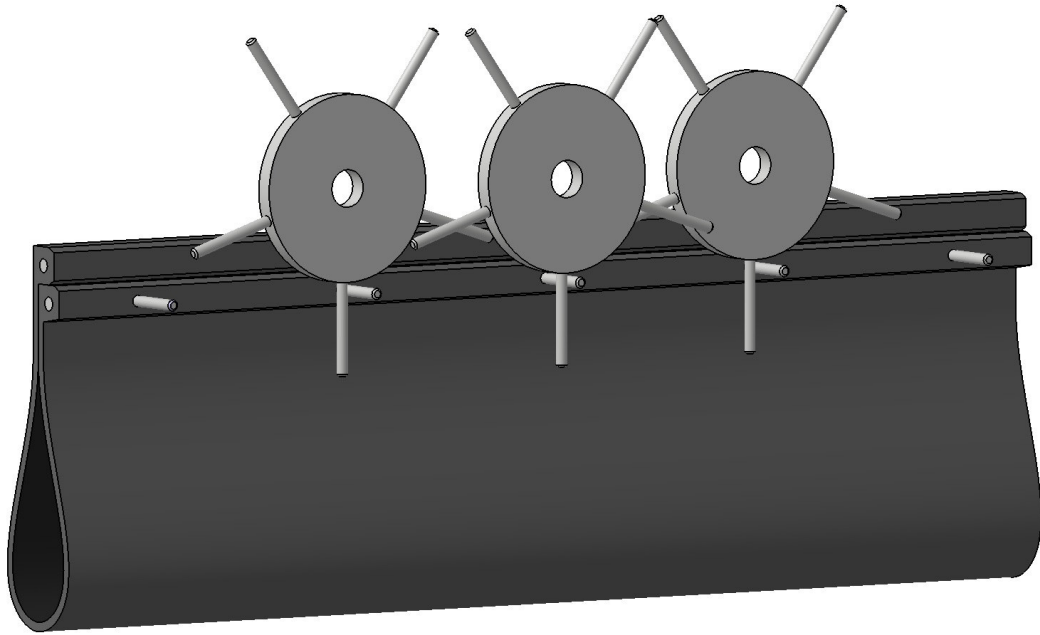
Mögliche Vergleichsgrößen wären neben der Stetigkeit des Antriebs die Bolzenbeanspruchung sowie der Bolzenverschleiß. Je größer die Eingriffzahl, desto geringer ist die Belastung je Bolzen. Dieser wird schwellend auf Biegung belastet, wobei pro Umdrehung des zugehörigen Bolzensternrades ein Lastspiel während der Kontaktdauer zwischen Bolzen und Zapfen verübt wird. Vor dem nächsten Eintritt findet keine Belastung statt. Andererseits kann durch eine hohe Eingriffzahl der Bolzendurchmesser kleiner dimensioniert werden, was eine Reduktion des Massenträgheitsmomentes des Bolzensternrades zufolge hätte. Dies würde sich wiederum positiv auf den Energieaufwand beim Beschleunigen und Bremsen auswirken. Praktisch wäre dies bei der Inbetriebnahme der Förderanlage sowie bei jedem Umschalten der Antriebsdrehzahlen der Bolzensternradmotoren, also nach jeder Eingriffssequenz, der Fall.

### 3.8 Adaptierungspotential

Da die wesentlichen mathematischen Eigenschaften des Bolzensternantriebs bekannt sind, dienen diese als Diskussionsgrundlage zum Einsatz des Antriebs an den in Kapitel 2 beschriebenen Förderern. Da die Zapfengeometrie flexibel gestaltbar ist, kann der Bolzensternantrieb in verschiedenen Lagen eingebaut werden. Im Falle einer geringen Raumhöhe um das Fördersystem kann eine waagrechte Einbaulage gewählt werden, wie es beim untertägigen Bergbau der Fall ist. Wird der Förderer in einem schmalen Bereich verwendet, bietet sich eine vertikale Anordnung an. Im Tunnelbau oder im übertägigen Bergbau kann aufgrund der großen Raumverfügbarkeit auf sonstige Gegebenheiten Rücksicht genommen werden. Da der Bolzen eine Kraft normal zur Förderrichtung auf das Lastaufnahmemittel ausübt, welche in etwa 50 % der in Bewegungsrichtung übertragenen Kraft entspricht, müssen die Bolzensternräder beidseitig des Förderers angeordnet werden. Ansonsten können Schiefelauf oder zusätzliche Verschleißerscheinungen auftreten.

Im Falle eines Gurtförderers müssten die Zapfen beidseitig in regelmäßigen Abständen über die gesamte Länge an den Gurträndern angebracht werden, was einen hohen Mehraufwand in der Gurtfertigung darstellt. Als Fertigungsmöglichkeiten würden Vulkanisieren, Nieten oder Verschrauben in Frage kommen, wobei eine drehstarre Ausführung unabdinglich ist. Mehr bewegte Teile bergen aber auch ein größeres Sicherheitsrisiko, weshalb eine entsprechende Einhausung konstruiert werden müsste bzw. die Sicherheitsvorschriften dementsprechend angepasst werden müssten. Aufgrund der Bauweise eines Gurtförderers ist es bei diesem möglich, einen Bolzensternantrieb als Zwischenantrieb einzubauen. Anders ist dies beim Schlauchgurtförderer. Nach der Einrollung zum Schlauch ist eine der beiden Gurtkanten verdeckt, was eine symmetrische Krafteinleitung unmöglich macht. Außerdem müssten die Zapfen über die gesamte Förderlänge barriereelos neben dem Schlauch mitlaufen, was durch die regelmäßig angeordneten Tragrollenstationen nicht möglich ist. Somit ist eine Anwendung des Bolzensternantriebs beim Schlauchgurtförderer auszuschließen.

Aufgrund der Bauweise von Taschenförderern werden die Gurtkanten nach der Gutfaufgabe zusammengeführt, wodurch eine eindimensionale Führungsbahn entsteht. Dieses Charakteristikum kann gewinnbringend genutzt werden, da hier auch durch nur eine einseitige Anordnung von Bolzensternrädern eine symmetrische Krafteinleitung möglich ist. Auch die Baugruppenanordnung des Taschenförderers spricht hier für die Eignung des Bolzensternantriebs. Im Hinblick auf die Sicherheitstechnik müssten wiederum entsprechende Nachrüstungen erfolgen. Abbildung 3.35 zeigt eine Prinzipdarstellung der Adaptierung des Bolzensternantriebs am Taschenförderer SICON®.



*Abb. 3.35: Prinzipdarstellung der Adaptierung*

Bei Kettenförderern und Becherwerken ist aufgrund des geringen Raumangebots durch Bleche, Rinnen und Tröge keine Adaptierung eines Bolzensternantriebs möglich, da jene Baugruppen entlang der gesamten Förderstrecke angeordnet sind. Beim RopeCon werden aufgrund der hohen Förderleistungen und Förderwege ohnehin keine Zwischenantriebe benötigt.



## 4 Resümee

Der Bolzensternantrieb wurde in seinem Wesen erklärt und mithilfe physikalischer und mathematischer Methoden quantifiziert. Dessen errechneter mechanischer Wirkungsgrad ist durchaus mit anderen Wirkungsgraden in der mechanischen Kraftübertragung vergleichbar, was den Zwischenantrieb in diesem Punkt konkurrenzfähig macht. Dies gilt allerdings nur bei der entsprechenden Wahl der Systemparameter, da mit steigender Länge der Eingriffstrecke auch die dissipierte Gleitenergie überproportional zunimmt. Auf der anderen Seite darf der Bolzensternantrieb nicht zu klein gebaut werden, da ansonsten auch mehr Bolzensternräder zur Übertragung desselben Betrages an Energie notwendig sind. In gleichem Maße steigt auch die Anzahl an zu verbauenden Motoren, da eine zentrale Momentenerzeugung aufgrund der Eingriffproblematik nicht möglich ist. Dabei wäre mit hohen Investitionskosten zu rechnen, da einerseits entlang der gesamten Fördertrasse elektrische Energie zur Verfügung gestellt werden muss und andererseits aufgrund der Notwendigkeit der Vielzahl an Motoren. Außerdem muss ein Konzept zur Anpassung der Sicherheitstechnik erarbeitet werden. Da die Bolzen einem hohen Reibverschleiß ausgesetzt sind, müssen diese entsprechend gewählt werden. Das Tauschintervall kann aller Voraussicht nach durch entsprechende Beschichtungen oder Beläge verlängert werden. Aufgrund der abrupten, biegeschwellenden Belastung wäre eine weiterführende Schwingungs- bzw. Schwingfestigkeitsuntersuchung zielführend. Außerdem müsse der Eingriffvorgang präziser abgebildet werden und die Bolzenbelastung quantifiziert werden. Dazu bieten sich die Finite-Elemente-Methode und Mehrkörpersimulationen an. Im Vergleich mit anderen Zwischenantrieben benötigt der Bolzensternantrieb verhältnismäßig viel Platz, dafür ist er jedoch in seiner Lage flexibel. In der Anwendung auf bestehende Fördersysteme zeigt der Bolzensternantrieb bei Hängeförderern großes Potential. Da sich für diese Art von Stetigförderern noch keine Zwischenantriebslösungen etablieren konnten, könnte der Bolzensternantrieb hier eine richtungsweisende Rolle übernehmen. Die Möglichkeit einer asymmetrischen Anordnung zeigt sich zudem als Alleinstellungsmerkmal.

Mit der dargelegten Arbeit ist ein Schritt in Richtung einer umfassenden Beschreibung des Bolzensternantriebs getan. Zur Validierung dieses theoretischen Konzeptes wäre es zielführend, experimentelle Untersuchungen folgen zu lassen. Außerdem wurden Wege zur weiterführenden theoretischen Beschreibung aufgezeigt, beispielsweise mittels numerischer Analysen.

# Anhang

## A Matlab-Code

```
1 /* Kraftübertragung im Bolzensternradverband */
2 /* (c) 2019 by Jürgen Pfoser */
3 /* Lehrstuhl für Bergbaukunde – Fördertechnik & Konstruktionslehre */
4 /* Montanuniversität Leoben */
5 clc;
6 close all;
7 clear all;
8
9 /* Numerische Lösung der in Bewegungsrichtung übertragbaren Kraft */
10
11 /* Definition der Systemparameter */
12 Mr = 1; /* Verhältnis von MA zu ri [N] */
13 ri = 0.3; /* Innenradius [m] */
14 MA = Mr*ri; /* Antriebsmoment [Nm] */
15 deltas = 0.8; /* Mittenabstand Bolzensternräder [m] */
16 R = 2; /* Radienverhältnis gewählt [-] */
17 ra = R*ri; /* Außenradius [m] */
18
19 /* Auswertungsgrößen für Winkel und Weg */
20 phi0 = acos(ri/ra); /* Eingriffswinkel [-] */
21 s0 = ra * sin(phi0); /* Eingriffsweg [m] */
22 incfac = 1000; /* Inkrementenfaktor (Auswertungspunkte pro Längeneinheit) */
23
24 /* Auswertungsbereich für Weg s */
25 snrange = linspace(-2*deltas, 2*deltas, 4*deltas*incfac);
26
27 /* Zeichenbereich für Weg s zur grafischen Darstellung */
28 srangle = linspace(-3*deltas, 3*deltas, 6*deltas*incfac);
29
30 /* Auswertungsbereich für Winkel phi */
31 phinrange = atan(snrange./ri);
32
33 /* Elimination aller Werte außerhalb des Eingriffsbereichs */
34 for i = 1:length(phinrange)
35     if phinrange(i) < -phi0
36         phinrange(i) = -pi/2;
37     else
38         phinrange(i) = phinrange(i);
39     end
40     if phinrange(i) > phi0
41         phinrange(i) = pi/2;
42     else
43         phinrange(i) = phinrange(i);
44     end
45 end
```

```

46
47 /* Berechnung des Kraftvektors in Bewegungsrichtung */
48 Fxn = MA / ri .* cos(phinrange) .* cos(phinrange);
49
50 /* Erstellen der positionierten Einzelkraftvektoren in einem Vektor mit
    der Länge des Summenkraftvektors zur Kompatibilität in der grafischen
    Darstellung. */
51 Fx1 = zeros(1,3/2*length(snrange));
52 Fx2 = zeros(1,3/2*length(snrange));
53 Fx3 = zeros(1,3/2*length(snrange));
54
55 for i = 1:length(snrange)
56     Fx1(i) = Fx1(i) + Fxn(i);
57 end
58
59 for i = 1:length(snrange)
60     Fx2(i+length(snrange)/4) = Fxn(i);
61 end
62
63 for i = 1:length(snrange)
64     Fx3(i+length(snrange)/2) = Fxn(i);
65 end
66
67 /* Addition der Einzelkraftvektoren zum Summenkraftvektor */
68 Fx = Fx1 + Fx2 + Fx3;
69
70 /* Grafische Darstellung */
71 fig1 = figure;
72 hold on;
73 plot(srange, Fx1, 'r');
74 plot(srange, Fx2, 'g');
75 plot(srange, Fx3, 'm');
76 plot(srange, Fx, 'b');
77
78 /* Grafikeinstellungen */
79 grid on;
80 axis equal;
81 xlim([-deltas, deltas]);
82 ylim([-Mr*1/5, Mr*6/5]);
83 xlabel('s(phi) [m]');
84 ylabel('F_x(phi) [N]');
85 legend('F_x_1 = M_A/r_i*cos^2(phi)', ...
86        'F_x_2 = M_A/r_i*cos^2(phi)', ...
87        'F_x_3 = M_A/r_i*cos^2(phi)', ...
88        'F_x = F_x_1 + F_x_2 + F_x_3');
89
90 /* Numerische Lösung der normal zur Bewegungsrichtung übertragbaren Kraft

```

```

    */
91
92 /* Berechnung des Kraftvektors normal zur Bewegungsrichtung */
93 Fyn = MA / ri .* cos(phinrange) .* sin(phinrange) * -1;
94
95 /* Erstellen der positionierten Einzelkraftvektoren in einem Vektor mit
    der Länge des Summenkraftvektors zur Kompatibilität in der grafischen
    Darstellung. */
96
97 Fy1 = zeros(1,3/2*length(snrange));
98 Fy2 = zeros(1,3/2*length(snrange));
99 Fy3 = zeros(1,3/2*length(snrange));
100
101 for i = 1:length(snrange)
102     Fy1(i) = Fy1(i) + Fyn(i);
103 end
104
105 for i = 1:length(snrange)
106     Fy2(i+length(snrange)/4) = Fyn(i);
107 end
108
109 for i = 1:length(snrange)
110     Fy3(i+length(snrange)/2) = Fyn(i);
111 end
112
113 /* Addition der Einzelkraftvektoren zum Summenkraftvektor */
114 Fy = Fy1 + Fy2 + Fy3;
115
116 /* Grafische Darstellung */
117 fig2 = figure;
118 hold on;
119 plot(srange, Fy1, 'r');
120 plot(srange, Fy2, 'g');
121 plot(srange, Fy3, 'm');
122 plot(srange, Fy, 'b');
123
124 /* Grafikeinstellungen */
125 grid on;
126 axis equal;
127 xlim([-deltas, deltas]);
128 ylim([-Mr*3/5, Mr*3/5]);
129 xlabel('s(phi) [m]');
130 ylabel('F_y(phi) [N]');
131 legend('F_y_1 = M_A/r_i*cos(phi)*sin(phi)', ...
132        'F_y_2 = M_A/r_i*cos(phi)*sin(phi)', ...
133        'F_y_3 = M_A/r_i*cos(phi)*sin(phi)', ...
134        'F_y = F_y_1 + F_y_2 + F_y_3');

```

# Abbildungsverzeichnis

2.1	Beispiele für Schüttgut [2]	2
2.2	Beispiele für Stückgut [4, 5, 6]	3
2.3	Gepäckkarussell [8]	4
2.4	Portalkran [10]	4
2.5	Komponenten eines Gurtförderers [15, S. 6]	8
2.6	Muldungsform [15, S. 26]	9
2.7	Aufbau eines Schlauchgurtförderers [16]	10
2.8	Tragrollenstation eines Schlauchgurtförderers [17]	10
2.9	Taschenförderer SICON <sup>®</sup> mit Rollenpaar [18, S. 5]	11
2.10	Kratzerförderer mit Hobelanlage [19]	12
2.11	Becherwerk [20]	13
2.12	RopeCon [21]	14
2.13	Abwurfpunkt mit Gurtwendestrecke [21]	14
2.14	Kräfte an der Antriebsstrommel [15, S. 44]	15
2.15	Gurtzugkräfte an einem horizontalen Gurtförderer [1, S. 189]	16
2.16	Seile als Zugmittel im Fördergurt [22]	17
2.17	Rundstahlkette [13, S. K 15]	17
2.18	Kettenrad [23, S. U 15]	18
2.19	Reibradantrieb [25, S. 31]	19
2.20	Sektionale Gurtspannung [27, S. 2]	21
2.21	Funktion der Gurtspannung von der Anzahl der Zwischenantriebe [27, S. 2]	21
2.22	Reifenantrieb [27, S. 2]	21
2.23	Bandschleifenantrieb [28, S. 4]	22
2.24	Traggurt-Treibgurt-Antrieb [28, S. 5]	23
2.25	Tragrollenantrieb [29, S. 2]	24
2.26	Zwischengurtantrieb für Schlauchgurtförderer [31]	24
2.27	Zwischenkettenrad [32]	25
2.28	Förderer mit Zwischenkettenrad [32]	25
2.29	Zwischenkettenantrieb [33]	26
3.1	Bolzensternrad mit fünf Bolzen	27
3.2	Anordnung von drei Bolzensternrädern mit deren Eingriffstrecke	28
3.3	Mittenabstand zweier Bolzensternräder	29
3.4	Radienverhältnis Grenzfall 1	30
3.5	Anordnungsmöglichkeiten der Antriebswellen	31
3.6	Radienverhältnis Grenzfall 2	32
3.7	Geometrische Größen am Bolzensternrad	34

3.8	Geschwindigkeitsplan an drei Eingriffspunkten . . . . .	34
3.9	Eingriffdetail an einer beliebigen Stelle . . . . .	37
3.10	Bahnkurve des Eingriffpunktes . . . . .	38
3.11	Maßstäbliche Bahnkurve des Eingriffpunktes . . . . .	38
3.12	Kräfteplan an der Kontaktstelle . . . . .	40
3.13	Kraftverlauf in Förderrichtung . . . . .	41
3.14	Kraftverlauf normal zur Förderrichtung . . . . .	42
3.15	Kraftverlauf in Förderrichtung - Bolzensternradverband . . . . .	45
3.16	Kraftverlauf normal zur Förderrichtung - Bolzensternradverband . . . . .	45
3.17	Durchschnittlich übertragene Kraft . . . . .	47
3.18	Nutzarbeit über Radienverhältnis, Par.1 . . . . .	48
3.19	Nutzarbeit über Radienverhältnis, Par.2 . . . . .	49
3.20	Eingriffswinkel über Radienverhältnis . . . . .	49
3.21	Abrollstrecke . . . . .	50
3.22	Abrollenergie über Radienverhältnis, Par.1 . . . . .	51
3.23	Abrollenergie über Radienverhältnis, Par.2 . . . . .	52
3.24	Gleitstrecke . . . . .	53
3.25	Reibkraft . . . . .	54
3.26	Gleitenergie über Radienverhältnis, Par.1 . . . . .	55
3.27	Gleitenergie über Radienverhältnis, Par.2 . . . . .	56
3.28	Gleitstrecke über Eingriffstrecke . . . . .	57
3.29	Gesamtarbeit über Radienverhältnis, Par.1 . . . . .	58
3.30	Gesamtarbeit über Radienverhältnis, Par.2 . . . . .	58
3.31	Wirkungsgrad über Radienverhältnis, Par.1 . . . . .	59
3.32	Wirkungsgrad über Radienverhältnis, Par.2 . . . . .	60
3.33	Eingriffzahl über Radienverhältnis, Par.1 . . . . .	62
3.34	Eingriffzahl über Radienverhältnis, Par.2 . . . . .	63
3.35	Prinzipdarstellung der Adaptierung . . . . .	65

## Tabellenverzeichnis

2.1	Eigenschaften von Antriebssystemen . . . . .	19
3.1	Bolzensternantrieb - Parametrisierung 1 . . . . .	39
3.2	Bolzensternantrieb - Parametrisierung 2 . . . . .	48

## Quellenverzeichnis

- [1] RÖMISCH, P. *Materialflusstechnik*. 10., überarbeitete und erweiterte Auflage. Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH: Vieweg+Teubner Verlag, 2011. ISBN 978-3-8348-1485-2.
- [2] TECHNISCHE UNIVERSITÄT MÜNCHEN. *Schüttgut* [online]. Lehrstuhl für Fördertechnik Materialfluss Logistik [Zugriff am 2.10.2018]. Verfügbar unter <http://www.fml.mw.tum.de/fml/Kompodium/images/2/28/Schuettgut.jpg>
- [3] TECHNISCHE UNIVERSITÄT MÜNCHEN. *Stückgut* [online]. Lehrstuhl für Fördertechnik Materialfluss Logistik [Zugriff am 5.10.2018]. Verfügbar unter [http://www.fml.mw.tum.de/fml/index.php?Set\\_ID=945&letter=S&title=St%FCckgut](http://www.fml.mw.tum.de/fml/index.php?Set_ID=945&letter=S&title=St%FCckgut)
- [4] ÖSTERREICHISCHE POST AG. *Feldpostpaket* [online]. Österreichische Post AG [Zugriff am 28.1.2019]. Verfügbar unter [https://www.post.at/privat\\_versenden\\_paket\\_international\\_services\\_feldpostpaket.php](https://www.post.at/privat_versenden_paket_international_services_feldpostpaket.php)
- [5] LUKOIL PAO. *Oils for axle journals* [online]. Lukoil PAO [Zugriff am 28.1.2019]. Verfügbar unter <http://www.lukoil-masla.ru/tr/Products/ProductCard?product=340>
- [6] GETRIEBEBAU NORD GMBH. *Asynchron Motoren* [online]. Nord Drivesystems [Zugriff am 28.1.2019]. Verfügbar unter [https://www.nord.com/cms/de/product\\_catalogue/motors/asynchron\\_motors/pdp\\_product\\_detail\\_page\\_80778.jsp](https://www.nord.com/cms/de/product_catalogue/motors/asynchron_motors/pdp_product_detail_page_80778.jsp)
- [7] TECHNISCHE UNIVERSITÄT MÜNCHEN. *Stetigförderer* [online]. Lehrstuhl für Fördertechnik Materialfluss Logistik [Zugriff am 9.10.2018]. Verfügbar unter [http://www.fml.mw.tum.de/fml/index.php?Set\\_ID=945&letter=S&title=Stetigf%F6rderer](http://www.fml.mw.tum.de/fml/index.php?Set_ID=945&letter=S&title=Stetigf%F6rderer)
- [8] CASSIOLI SRL. *Caterpillar Drive Carousels* [online]. Cassioli Group [Zugriff am 9.10.2018]. Verfügbar unter <https://www.cassioli.com/products-catalogue/caterpillar-plates/>
- [9] TECHNISCHE UNIVERSITÄT MÜNCHEN. *Unstetigförderer* [online]. Lehrstuhl für Fördertechnik Materialfluss Logistik [Zugriff am 9.10.2018]. Verfügbar unter [http://www.fml.mw.tum.de/fml/index.php?Set\\_ID=945&letter=U&title=Unstetigf%F6rderer](http://www.fml.mw.tum.de/fml/index.php?Set_ID=945&letter=U&title=Unstetigf%F6rderer)



- [10] KONECRANES OYJ. *Hafenschienenkrane* [online]. Konecranes [Zugriff am 9.10.2018]. Verfügbar unter <https://www.konecranes.at/krane-und-hebezeuge/mobile-hafenkrane/hafenschienenkrane>
- [11] TIPLER, P., MOSCA, G. *Physik für Wissenschaftler und Ingenieure*. 6. Auflage. Springer Verlag Berlin Heidelberg, 2009. ISBN 978-3-8274-1945-3.
- [12] CONVEYOR EQUIPMENT MANUFACTURERS ASSOCIATION *Belt Conveyors for Bulk Material*. Seventh Edition. Conveyor Equipment Manufacturers Association, 2014. ISBN 978-1-891171.44.4.
- [13] BÖGE, A. *Handbuch Maschinenbau*. 21., aktualisierte und überarbeitete Auflage. Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH: Springer Vieweg, 2013. ISBN 978-3-8348-2478-3.
- [14] KESSLER, F. *Vorlesungsskriptum Stetige Fördersysteme*. Montanuniversität Leoben, Lehrstuhl für Fördertechnik und Konstruktionslehre, 2015.
- [15] ALLES, R. ET AL. *Fördergurte Berechnungen*. 4. Auflage. Northeim: ContiTech Transportbandsysteme GmbH, 2008.
- [16] TECHNISCHE UNIVERSITÄT MÜNCHEN. *Schlauchgurtförderer* [online]. Lehrstuhl für Fördertechnik Materialfluss Logistik [Zugriff am 9.10.2018]. Verfügbar unter [http://www.fml.mw.tum.de/fml/index.php?Set\\_ID=945&letter=S&title=Schlauchgurtf%F6rderer](http://www.fml.mw.tum.de/fml/index.php?Set_ID=945&letter=S&title=Schlauchgurtf%F6rderer)
- [17] CONTITECH AG. *Pipe Conveyor Belts* [online]. Conveyor Belt Group [Zugriff am 9.10.2018]. Verfügbar unter <https://www.contitech.de/en-GL/Solutions/Conveyor-Belt-Systems/Material-handling/Enclosed-conveyor-belts/Products/Product-range/Pipe-conveyor-belts>
- [18] CONTITECH AG. *SICON<sup>®</sup>* [online]. *Enclosed Belt Conveyor System*. Conveyor Belt Group, 2014 [Zugriff am 3.10.2018]. Verfügbar unter <https://www.contitech.de/getmedia/ceea3769-6b32-4853-917d-bd7c8f1fbce7/CBG6238-En-Sicon.pdf>
- [19] CATERPILLAR TRADE PRESS MEDIA. *New Cat<sup>®</sup> GH800B Long-wall Plow System Achieves High Production in Very Low Coal Seam* [online]. Caterpillar Inc., 2014 [Zugriff am 23.1.2019]. Verfügbar unter [https://www.cat.com/en\\_AU/news/machine-press-releases/new-cat-gh800b-longwallplowsystemachieveshighproductioninverylow.html](https://www.cat.com/en_AU/news/machine-press-releases/new-cat-gh800b-longwallplowsystemachieveshighproductioninverylow.html)

- [20] TECHNISCHE UNIVERSITÄT MÜNCHEN. *Becherwerk* [online]. Lehrstuhl für Fördertechnik Materialfluss Logistik [Zugriff am 24.01.2019]. Verfügbar unter [http://www.fml.mw.tum.de/fml/index.php?Set\\_ID=945&letter=B&title=Becherwerk](http://www.fml.mw.tum.de/fml/index.php?Set_ID=945&letter=B&title=Becherwerk)
- [21] DOPPELMAYER SEILBAHNEN GMBH. *RopeCon* [online]. Doppelmayr Transport Technology GmbH [Zugriff am 22.1.2019]. Verfügbar unter <https://www.doppelmayr.com/systeme/ropecon/>
- [22] CONTITECH AG. *Steel cord conveyor belts* [online]. ContiTech AG [Zugriff am 24.01.2019]. Verfügbar unter <https://www.contitech.de/en-GL/Solutions/Conveyor-Belt-Systems/Material-handling/Steel-Cord-Conveyor-Belts>
- [23] GROTE, K.-H., FELDHUSEN, J. *Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau*. 22., neubearbeitete und erweiterte Auflage. Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, 2007. ISBN 978-3-540-49714-1.
- [24] DÖRSAM, E. *Kinematische Untersuchungen an Rollenkettentrieben mit Kettenführungen*. Technische Hochschule Darmstadt, Fachbereich Maschinenbau, 1994.
- [25] MEHLAN, V. *Experimentelle Verschleißuntersuchungen von angetriebenen Polyurethan-Rädern unter Einwirkung von Zwischenstoffen*. Universität Dortmund, Fakultät Maschinenbau, 2002.
- [26] ABELBECK, F. *Antriebssysteme für Stückgutsortieranlagen - eine Bestandsaufnahme*. Leibniz Universität Hannover, Institut für Transport- und Automatisierungstechnik, 2007.
- [27] ALSPAUGH, M.A. *The Evolution of Intermediate Driven Belt Conveyor Technology*. Mark Alspaugh, 2003.
- [28] HESE MASCHINENFABRIK GMBH *Hese TT-Zwischenantriebstechnik* [online]. Hese Maschinenfabrik [Zugriff am 22.10.2018]. Verfügbar unter [http://www.passarge-china.com/tl\\_files/Bilder/downloads/HESE\\_TT\\_Antrieb\\_DE.pdf](http://www.passarge-china.com/tl_files/Bilder/downloads/HESE_TT_Antrieb_DE.pdf)
- [29] BINDZUS, L. *Kostenbetrachtung von antreibenden Tragrollen als neuartiges Antriebskonzept*. Leibniz Universität Hannover, Institut für Transport- und Automatisierungstechnik, 2018.
- [30] CHUMACHENKO, Y. *Driven Idler - Dezentraler Direktantrieb zur Leistungssteigerung von bestehenden Förderanlagen*. Artur Krüpper GmbH & Co. KG, 2018.
- [31] RAPPEN, A., Erfinder; VSR TECHNOLOGIE GMBH, Inhaber. *Schlauchgurtförderer*. Europäisches Patent EP 93114702, 1994.

- [32] TAKESHI, T., TERANISHI, K., KATSETA, N., SHOICHI, M., Erfinder; HITACHI LTD., Inhaber. *Fördereinrichtung mit Endlosketten*. Deutsches Patent DT 2016035, 1970.
- [33] ERNST HEINKEL FLUGZEUGBAU GMBH, Inhaber. *Zwischenantrieb für Förderketten*. Deutsches Patent PA 434057, 1966.
- [34] FIMBINGER, E. Studienassistent und Mitarbeiter am Lehrstuhl für Bergbaukunde - Fördertechnik und Konstruktionslehre an der Montanuniversität Leoben. *Bolzensternantrieb - Grundlagen und antriebsspezifische Besonderheiten*. Persönliche Gespräche, 2018/2019.
- [35] FIMBINGER, E. *Entwicklung eines Stetigfördersystems für den Untertageeinsatz*. Montanuniversität Leoben, Lehrstuhl für Fördertechnik und Konstruktionslehre, 2017.