

# Strategien zur Reibungsminderung und deren Auswirkung auf die Energieeffizienz von Stetigförderern mit Zug- und Tragmittel

Strategies to reduce friction and their impact on the energy efficiency of continuous conveyors with traction mechanisms

Jan Finke  
Jens Sumpf  
Ivo Maximow

Professur Fördertechnik  
Institut für Fördertechnik und Kunststoffe (IFK)  
Fakultät Maschinenbau  
Technische Universität Chemnitz

**I**n Stetigförderanlagen mit umlaufendem Zug- und Tragmittel wird in der Vielzahl der Anwendungen das Tragmittel gleitend abgestützt. In diesem tribologischen System ist der Reibwert der ausschlaggebende Faktor zur Dimensionierung und begrenzt somit maßgeblich die Transportleistung des Systems. Im Beitrag werden ausgewählte Strategien zur Reibungsminderung vorgestellt und anhand von Versuchsergebnissen die Vorzugsvariante nach dem Prinzip der „Rollenden Fördertechnik“ (RFT) ausgewählt. Um die Vorteile hinsichtlich Energieeffizienz der gewählten Variante gegenüber dem Stand der Technik zu verdeutlichen, wurden an sogenannten Werkermitfahrbändern (WMB) Wirkleistungsmessungen durchgeführt. Da hierbei nicht das Einsparpotential der Reibwertunterschiede festgestellt werden konnte, schließt sich eine Analyse der Energieverbrauchsanteile des Gesamtsystems an. Eine Extremwertbetrachtung zur möglichen Steigerung der Transportleistung von WMBs rundet den Beitrag ab.

[Schlüsselwörter: Stetigförderer, Werkermitfahrband, Reibungsminderung, Energieeffizienz, Wirkleistung]

**I**n continuous conveyor systems with revolving traction and load-bearing mechanisms, the loaded components are supported by a sliding rail in most of the applications. In these tribological systems, the coefficient of friction is the decisive factor for dimensioning and thus significantly limits the transport capacity of the system. The paper presents selected strategies to reduce friction. The principle of "rolling conveyor technology" got selected as the preferred option based on test results. To illustrate its advantages in terms of energy efficiency compared to the state of the art, effective power measurements were conducted on people movers. Since the full savings potential of the diverging friction coefficients could not be detected, the energy consumption shares of

the entire system got analyzed. An examination of extreme values for the possible increase of people mover's transport capacity completes the research.

[Keywords: continuous conveyor, people mover, friction reduction, energy efficiency, effective power]

## 1 EINFÜHRUNG

In vielen Stetigförderanlagen wird die Gewichtskraft des Gutes von einem Zug- und Tragmittel über Stütz- bzw. Gleitleisten, die häufig aus Kunststoff bestehen, in das Gestell eingeleitet. Im tribologischen System zwischen dem Tragmittel und seiner Abstützung liegt in der Vielzahl der Anwendungen im Betrieb Gleitreibung vor. Um den Anforderungen der Anwender hinsichtlich z. B. Lebensmittelverträglichkeit oder Wartungsaufwand gerecht zu werden, handelt es sich bei Kunststoff – Kunststoff Gleitpaarungen vorwiegend um trocken laufende Systeme, bei denen die Verwendung von extern zugeführten Flüssigschmierstoffen (z. B. Öl) meist unerwünscht ist. Als Konsequenz hieraus ergibt sich ein relativ hoher Gleitreibwert zwischen dem Tragmittel und seiner Abstützung. Dieser ist jedoch der ausschlaggebende Faktor bei der Auslegung der betrachteten Förderanlagen, die üblicherweise durch die Berechnung der maximal auftretenden Gesamtzugkraft und einem Vergleich zur zulässigen Zugkraft dimensioniert werden. Ein hoher Gleitreibwert führt entweder zur Beschränkung der Fördermasse oder der Länge der Förderanlage bei einer konstanten Streckenlast. Gleichzeitig muss zur Überwindung des Bewegungswiderstandes mehr Antriebsenergie zur Verfügung gestellt werden. Des Weiteren geht ein Anstieg des Gleitreibwertes einher mit der Erwärmung des tribologischen Kontakts Tragmittel – Abstützung. Dies bedingt erhöhten Verschleiß der Bauteile und kann bei einer zu hohen Reibleistung bis zum Aufschmelzen der Komponenten des Systems und somit zum Ausfall der Anlage führen.

Ziel ist es also, den Bewegungswiderstand ohne extern zugeführte Schmierstoffe dauerhaft auf verträgliches Niveau zu senken um somit den beschriebenen Effekten entgegenzuwirken.

## 2 STRATEGIEN ZUR REIBUNGSMINDERUNG TROCKEN LAUFENDER KUNSTSTOFF – KUNSTSTOFF PAARUNGEN

### 2.1 ZUSAMMENHANG ZWISCHEN DEN ANFORDERUNGEN AN DAS SYSTEM UND DEN EIGENSCHAFTEN DER EINZELKOMPONENTEN

Die Anforderungen, die an das tribologische System hinsichtlich Bewegungswiderstand, Verschleiß und Lebensdauer gestellt werden und die Eigenschaften der einzelnen Komponenten des Systems, wie z. B. Zugfestigkeit, Elastizität, Dämpfung, Chemikalienbeständigkeit usw., stehen oftmals im Widerspruch zueinander und beeinflussen sich gegenseitig. Deshalb ist bei der Optimierung auf ein ausgewogenes Zusammenspiel aller Eigenschaften und Anforderungen unbedingt zu achten. Für eine ausführlichere Erläuterung dieser Zusammenhänge sei auf die Fachliteratur verwiesen, z. B. [1].

Im Folgenden wird auf ausgewählte Strategien zur Reibungsminderung trocken laufender Kunststoff – Kunststoff Paarungen kurz eingegangen, um anschließend deren Auswirkungen auf den in Versuchen ermittelten Bewegungswiderstand darzustellen.

### 2.2 WERKSTOFFMODIFIKATION

Werkstoffmodifikationen an den Gleitpartnern, mit dem Ziel der Reibungsminderung, werden durch das Einlagern (Einmischen) von Gleitadditiven (z. B. PTFE, PE, MoS<sub>2</sub>, Graphit, Wachs, Silikonöl o. ä.) ins Polymergefüge oder deren chemische Kopplung an die Moleküle realisiert. Die Additive senken den Reibwert zwischen Grund- und Gegenkörper entweder durch die Ausbildung eines „Schmierfilms“ in der Kontaktfläche oder durch Verminderung des adhäsiven Reibungsanteils bedingt durch eine Verringerung der Oberflächenenergie der jeweiligen Kontaktpartner. Der Transfer der Additive in die Kontaktfläche erfolgt entweder durch Diffusion oder ist verschleißbedingt. Um eine Schädigung des Polymergefüges bzw. dessen Struktur, die meist mit einer Verschlechterung der mechanischen Eigenschaften sowie einer Verschleißerhöhung einhergeht, zu vermeiden, ist auf eine möglichst geringe Dosierung und homogene Verteilung der Additive zu achten.

### 2.3 OBERFLÄCHENMODIFIKATION

Neben unterschiedlichen Beschichtungen können auch konstruktive Möglichkeiten zur Reibwertsenkung verfolgt werden. Durch die Einbringung spezieller Mikrostrukturen in die Oberfläche des Spritzgusswerkzeuges

können diese Strukturen auf den Gleitflächen von Kunststoffbauteilen, z. B. von Förderketten (Abbildung 1), abgeformt werden. Der Ansatz geht auf eine Verringerung der realen Kontaktfläche zurück, wodurch bei Kunststoffen mit hoher Oberflächenenergie die atomaren und molekularen Wechselwirkungen (Anziehung der aufeinander gleitenden Partner in der realen Kontaktfläche), und somit der adhäsive Reibungsanteil, gesenkt werden. [2]

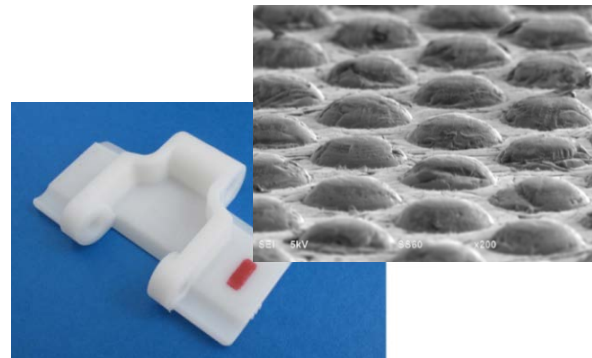


Abbildung 1. Kettenglied mit mikrostrukturierter Oberfläche

### 2.4 PRINZIP DER „ROLLENDE FÖRDERTECHNIK“ (RFT)

Ein weiterer konstruktiver Ansatz zur Senkung des Bewegungswiderstandes ist das Prinzip der „Rollenden Fördertechnik“, kurz RFT genannt. Das Grundelement der RFT basiert auf einem ovalen Mittelstück, bei dem umlaufende, achsfreie, zylindrische Körper die Last rollend abtragen (siehe Abbildung 2). Bedingt durch die Ablösung, der in den beschriebenen Systemen üblicher Weise vorherrschenden Gleitreibung, lässt sich mit Hilfe des Prinzips der RFT ein sehr geringer Bewegungswiderstand erzielen. [3]

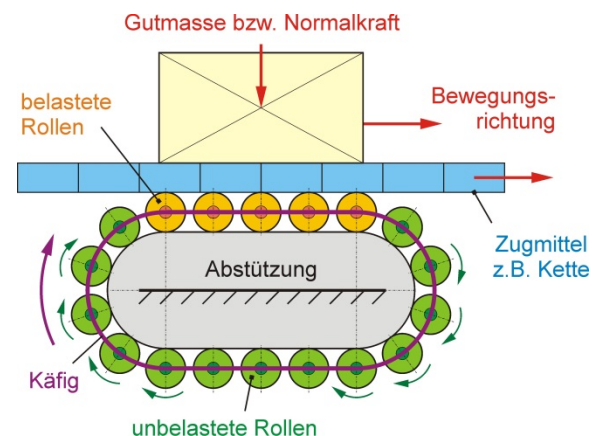


Abbildung 2. Funktionsprinzip der RFT

### 2.5 ÜBERBLICK ZUR SENKUNG DES BEWEGUNGSWIDERSTANDES

Um die verschiedenen Strategien hinsichtlich ihrer Wirkung zu vergleichen, bietet sich eine Gegenüberstel-

lung der in Versuchen ermittelten Bewegungswiderstände an. Die Messungen wurden auf Umlaufprüfständen mit für den industriellen Einsatz tauglichen Zug- und Tragmitteln, wie z. B. Mattenketten, Zahnriemen oder Bändern, durch eine direkte Messung der Reibkraft zwischen dem Tragmittel und seiner Abstützung unter fördertechnisch relevanter Belastung realisiert. Durch den einsatznahen Prüfstands Aufbau besitzen diese Versuche eine höhere Aussagekraft bezüglich praktischer Anwendungen als z. B. Modelversuche nach dem Platte – Platte – Prüfprinzip mit oszillierender Bewegung. Letztere eignen sich eher für eine Vorauswahl von Werkstoffpaarungen oder grundlegende wissenschaftliche Untersuchungen.

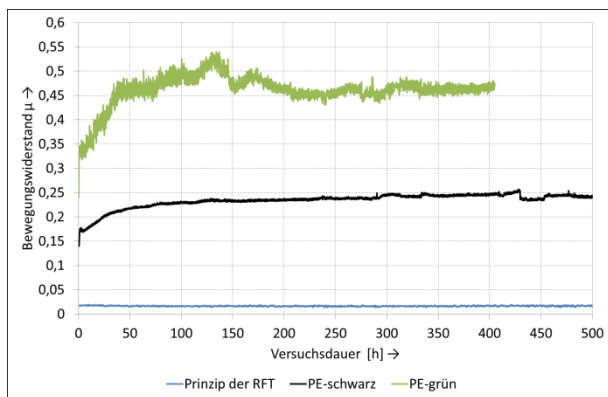


Abbildung 3. Bewegungswiderstände bei Abstützung eines Transportzahnriemens [4]

Abbildung 3 zeigt die Bewegungswiderstände verschiedener Varianten bei Abstützung eines Transportzahnriemens unter fördertechnisch relevanter Belastung im Langzeitversuch. Bei den Abstützungsvarianten handelt es sich um ein unmodifiziertes, ultrahochmolekulares Polyethylen (PE-grün), ein mit Leirußzusatz modifiziertes, ultrahochmolekulares Polyethylen (PE-schwarz) sowie die Abstützungsvariante nach dem Prinzip der RFT. Die PE-grün Variante weist zu Versuchsbeginn einen Bewegungswiderstand von ca.  $\mu = 0,25$  auf, dieser steigert sich innerhalb von ca. 2 Tagen auf einen Bereich von  $\mu = 0,45 \dots 0,55$ . Nach 300 h stabilisiert sich der Wert auf einen Bereich von  $\mu = 0,45 \dots 0,47$ . Die werkstoffmodifizierte Variante PE-schwarz weist zu Beginn des Versuchs einen mit  $\mu = 0,15$  geringeren Bewegungswiderstand auf als die unmodifizierte Variante. Dieser steigert sich im Laufe des Versuchs ebenfalls und verhält sich nach ca. 300 h fast gleichleibend bei ca.  $\mu = 0,25$ . Die Abstützungsvariante nach dem Prinzip der RFT hingegen besitzt über die gesamte Versuchsdauer von 500 h einen nahezu konstanten Bewegungswiderstand von ca.  $\mu = 0,02$ , während sich dieser bei PE-grün mehr als verdoppelt bzw. um ca. zwei Drittel seines Ausgangswerts bei der PE-schwarz Variante ansteigt. Die vorliegenden Ergebnisse verdeutlichen zum einen das Potential des Prinzips der RFT und veranschaulichen zum anderen die Notwendigkeit von praxisnahen Langzeitversuchen zur Bestimmung der Be-

wegungswiderstände zur Dimensionierung von Förderanlagen.

Um einen umfassenderen Vergleich zwischen den beschriebenen Optimierungsvarianten hinsichtlich der Reibwertsenkung zu gewährleisten sowie deren Unterschiede im Kurz- und Langzeitverhalten zu verdeutlichen, ist in Abbildung 4 eine qualitative Übersicht auf Basis zahlreicher, durchgeführter Versuche dargestellt.

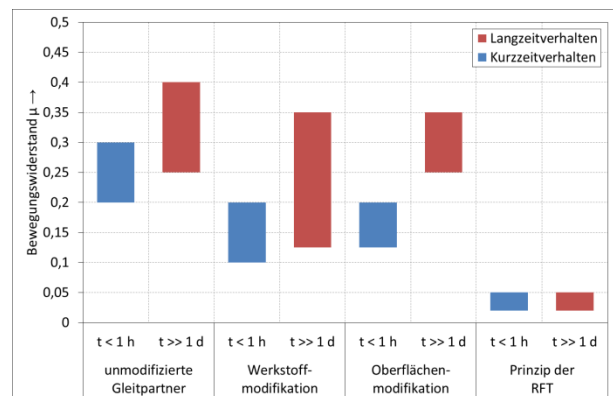


Abbildung 4. Qualitative Übersicht zu Bewegungswiderständen der beschriebenen Optimierungsvarianten im Kurz- und Langzeitverhalten

Gegenüber unmodifizierten Gleitpartnern weisen alle drei Strategien einen geringeren Bewegungswiderstand im Kurzzeitverhalten auf. Abgesehen von der RFT steigen jedoch die Reibwerte bei Langzeitbelastung teilweise sehr deutlich an. Bei der oberflächenmodifizierten Variante kommt es nach sehr langer Versuchsdauer (mehrere Monate) zu einem Anstieg des Bewegungswiderstandes bis in den Bereich der unmodifizierten Gleitpartner. Dies lässt sich mit Verschleißerscheinungen an den Mikrostrukturen, einer somit größer werdenden realen Kontaktfläche und der damit verbundenen Zunahme des adhäsiven Reibungsanteils nach einer längeren Versuchsdauer erklären. Das Langzeitverhalten werkstoffmodifizierter Varianten reicht von einem geringfügigen Anstieg des Bewegungswiderstandes hin bis zu einem fast gleichen Niveau unmodifizierter Gleitpartner. Diese relativ großen Unterschiede sind auf die unterschiedliche Wirkung der verwendeten Additive zurück zu führen. So reduzieren z. B. eingebrachte Nanopartikel aus PTFE den Bewegungswiderstand erst nach Einsetzen eines gewissen Verschleißbetrages, da diese im Ausgangszustand des Werkstückes nicht unmittelbar an dessen Oberfläche vorhanden sind. Bei der Beimischung von Silikonöl hingegen steigt der Bewegungswiderstand nach einer längeren Versuchsdauer an. Dies kann durch die Reduktion des „Schmierfilms“ zwischen den Gleitpartnern aufgrund der hohen Flüchtigkeit des Silikonöls begründet werden.

Wie schon bei den Versuchen zur Abstützung von Transportzahnriemen weist das Prinzip der RFT das größte Potential zur Reibwertsenkung auf. Außerdem verhält sich der Bewegungswiderstand auch bei langzeitiger Be-

lastung nahezu konstant. Aufgrund dessen ist der Verschleiß der Bauteile sehr gering. Weitere Untersuchungen zeigten zudem, dass die Erwärmung der Komponenten gegenüber einer gleitenden Abstützung aufgrund des Prinzips der Rollreibung drastisch gesenkt werden konnte, was ein Aufschmelzen der Komponenten und somit den Ausfall der Förderanlage verhindert. [3, S.120ff.] Somit konnte das in der Einführung formulierte Ziel unter Verwendung des Prinzips der RFT erreicht werden.

### 3 EINSATZ DER ROLLENDE FÖRDERTECHNIK IN WERKERMITFAHRBÄNDERN

Um das Prinzip der RFT für den industriellen Einsatz nutzbar zu machen, wurden gemeinsam mit dem Projektpartner, der Denipro AG aus Weinfelden in der Schweiz, mehrere industrietaugliche Grundelemente entwickelt und getestet. Als wichtigstes Basiselement der RFT steht das sogenannte denirug®-Element zur Verfügung, welches zur Abstützung von Gutlasten in Kombination mit einer Vielzahl von Tragmitteln, z. B. Kunststoffketten, Zahnriemen oder Bändern, eingesetzt werden kann.

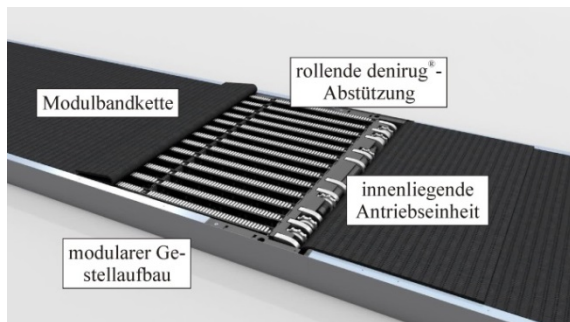


Abbildung 5. Aufbau des Modulbandförderers denimove® (Oben) und Einsatz als People- und Car-Mover in der Automobilproduktion (Unten) [Quelle: Denipro AG]

In Verbindung mit einer Mattenkette (Modulband) wurde daraus das Fördersystem denimove® zum Transport von Personen (Werkermittelförderband, kurz WMB) oder großflächigen und / oder schweren Stückgütern entwickelt (siehe Abbildung 5). Die Praxistauglichkeit des denimove® und damit der RFT konnte bereits in vielen Industriebereichen, z. B. in der Lebensmittel-, Haushaltsgeräte- und Verpackungsindustrie sowie dem Automobilbau, unter Beweis gestellt werden.

Der Förderer ist modular aufgebaut und lässt sich deshalb in Verbindung mit den plug-and-play-fähigen Antriebs- und Umlenkmodulen individuell gestalten und auch nachträglich gut an geänderte Bedürfnisse anpassen. Verfügbar sind verschiedene Antriebskonzepte mit innen- oder außenliegendem Motor sowie redundantem Antrieb für höchste Zuverlässigkeit. Hervorzuheben ist ein 2-Motoren-Konzept, welches im Betrieb eine regelbare Bandvorspannung zur Gewährleistung einer hohen Lauf-ruhe auch bei spontanen Laständerungen, wie z. B. beim Aufsteigen und Laufen der Werker, erzeugt.

Die an Kopf und Heck angeordneten Motoren ermöglichen zudem bei Gegenlauf eine Lockerung des Modulbandes zum einfachen Öffnen bzw. Schließen, wodurch in Verbindung mit einem innovativen Schnellverschluss des Antriebs extrem kurze Instandsetzungszeiten von ca. 7 Minuten erreicht werden. Die rollende Abstützung der Modulbandkette gewährleistet einen stick-slip-freien und äußerst energieeffizienten Betrieb. Der denimove® eignet sich deshalb trotz der Bauhöhe von nur 120 mm bei Verwendung von Gliederketten aus Kunststoff hervorragend für große Transportmassen und lange Förderstrecken.

### 4 EXPERIMENTELLE BESTIMMUNG DER ANTRIEBSLEISTUNG

Wie bereits beschrieben, ist der in Versuchen gemessene Bewegungswiderstand der denirug® Elemente wesentlich geringer als bei ungeschmierten Gleitpaarungen. Um diese Unterschiede auch an industrietauglichen WMBs nachweisen zu können, wurden weitere experimentelle Untersuchungen durchgeführt.

Nach dem Stand der Technik kommen zur gleitenden Abstützung von Mattenketten z. B. rostfreier Stahl, Kunststoff oder Holz zum Einsatz. Um die direkte Vergleichbarkeit zwischen den Abstützungsvarianten zu gewährleisten, wurden die Messungen an einem originalen denimove® durchgeführt, welcher im Lasttrum auf eine gleitende Abstützung der Mattenkette umgebaut wurde. Getestet wurden die unterschiedlichen Wirkpaarungen bzw. Materialkombinationen bei Geschwindigkeiten von 2, 4, 6 und 8 m/min sowie unter Variation einsatztypischer Belastungsszenarien von 0, 1, 2 und 3 zu transportierenden Personen (Tabelle 1). Um Wirkleistungsschwankungen aufgrund von sich verändernden Bewegungswiderständen in der Einlaufphase des Systems ausschließen zu können, wurde das WMB vor den Messungen jeweils 7 Tage im Dauerbetrieb lastfrei bei 6 m/min betrieben.

Tabelle 1. Versuchsp Parameter für die Vergleichsuntersuchungen

Förderer	denimove®, Länge = 6 m, Breite = 1,2 m
Zugmittel	Mattenkette (Modulband), 1 Zoll, POM antistatisch
Antrieb	Front- und Heckantrieb mit Gleichstrommotoren, 40 V, 280 W incl. Planetengetriebe
Abstützungsvarianten	rollende Abstützung mittels denirug® (Original denimove®-Förderer); rostfreier Stahl (Werkstoffnummer 1.4301); antistatisches, ultrahochmolekulares Polyethylen (PE-UHMW); phenolharzgetränktes Birkenperrholz
Geschwindigkeiten	v = 2, 4, 6 und 8 m/min
Beladung	Leerlauf sowie 1, 2 und 3 Personen entsprechend ca. 80, 160 und 240 kg Zuladung

Die für einen Anwender interessante Messgröße ist der Energieverbrauch, der alle zum Betrieb der Gesamtanlage erforderlichen Anteile enthält. Neben der zum Bewegen des Förderbandes benötigten Energie zählen dazu auch die Verluste der beiden Antriebseinheiten und die Energie zur Versorgung der Peripherie wie beispielsweise der Steuerung des Systems. Bei Wechselstrom wird zwischen Scheinleistung (Anschlusswert und Anschlussleistung), Blindleistung (nicht umgesetzter Leistungsanteil) sowie Wirkleistung unterschieden. Die Wirkleistung ist die tatsächlich umgesetzte elektrische Energie pro Zeiteinheit und stellt demnach ein vergleichbares Maß für die im Betrieb entstehenden Energiekosten dar. Gemessen wurde die Wirkleistung vor dem ersten Verbraucher, also direkt an der Steckdose.

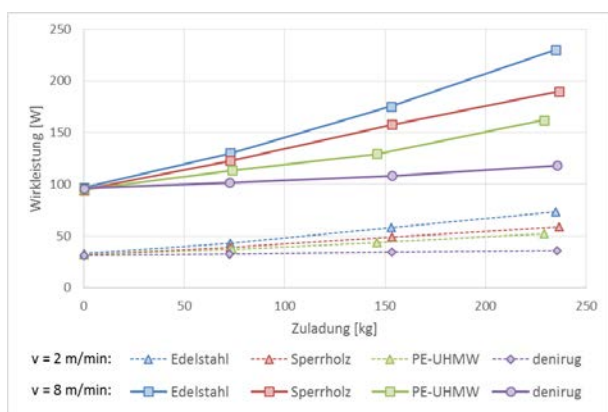


Abbildung 6. Ergebnisse der Wirkleistungsmessung in Abhängigkeit von der Art der Kettenabstützung und den Belastungsparametern

In Abbildung 6 sind ausgewählte Messergebnisse exemplarisch dargestellt. Die Leistungsaufnahme steigt demnach erwartungsgemäß bei höherer Zuladung sowie

höherer Transportgeschwindigkeit an. Zudem ist ein deutlicher Unterschied zwischen den Abstützungsvarianten erkennbar, der jedoch vorrangig bei großer Transportmasse auftritt. Ohne Zuladung, also im Leerlauf, hat die Art der Abstützung nahezu keinen Einfluss.

Die bei großer Transportmasse von 240 kg (3 Personen) ermittelten Messergebnisse in Abbildung 7 verdeutlichen die Unterschiede der einzelnen Stützvarianten. Die schlechtesten Resultate wurden dabei beim Gleiten der Kette auf rostfreiem Stahl erzielt. Bezogen darauf benötigen das phenolharzgetränkte Birkenperrholz ca. 80 % und das antistatische PE UHMW ca. 70 % der Wirkleistung. Das größte Einsparpotential weist jedoch die rollende Abstützung mittels denirug®-Elementen auf, in den Tests wurden im Vergleich zum Edelstahl nur etwa 50 % der Energie benötigt. Interessant dabei ist, dass die Geschwindigkeit keinen Einfluss auf die relative Energieeinsparung hat. Diese hängt demnach nur von der Masse der Zuladung ab.

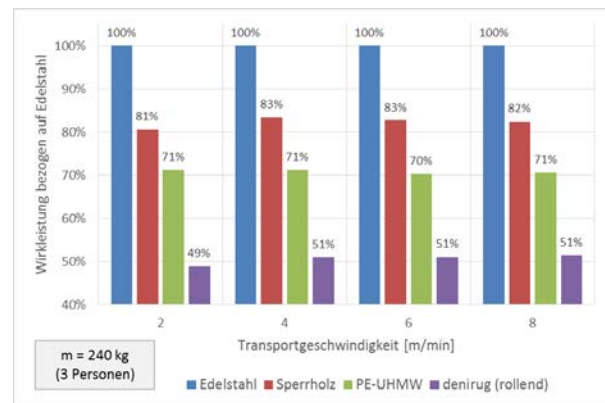


Abbildung 7. Wirkleistungsverbrauch der Abstützungsvarianten beim Transport von 3 Personen (m = 240 kg Zuladung) bezogen auf die Gleitabstützung aus Edelstahl

## 5 SYSTEMANALYSE DES DENIMOVE FÖRDERERS

Entsprechend der durchgeführten Messungen benötigt ein rollend abgestützter denimove®-Förderer insbesondere bei hoher Zuladung wesentlich weniger Antriebsenergie als bei gleitender Abstützung der Kette. Beim Transport von 3 Personen lag die ermittelte Einsparung gegenüber einer Gleitschiene aus Edelstahl z. B. bei ca. 50 %. Dieser Wert ist jedoch deutlich geringer als der Unterschied im Bewegungswiderstand zwischen rollender und gleitender Reibung vermuten lässt. Werden allein diese Werte betrachtet, ergibt sich bei  $\mu \approx 0,02 \dots 0,05$  (rollend) gegenüber  $\mu \approx 0,2 \dots 0,4$  (unmodifizierte Gleitpartner, vgl. Abbildung 4) ein Einsparpotential von ca. 75...95 %. Wie die Messungen ebenfalls zeigten, geht das Einsparpotential bei Verringerung der Transportmasse weiter deutlich zurück. Im Leerlauf waren gar keine Unterschiede zwischen rollender und gleitender Abstützung mehr messbar.

Der Grund für dieses Verhalten liegt darin, dass die untersuchten Varianten lediglich die Abstützung der Kette innerhalb der Transportstrecke betreffen. Wird der gesamte Förderer betrachtet finden sich weitere Reibungsverluste, die den Bewegungswiderstand des umlaufenden Bandes beeinflussen (Abbildung 8). Dazu zählen z. B. die Kettenrückführungsstrecke, die Lagerreibung der Antriebs- und Umlenkwellen, Schwenkwiderstände in den Kettengelenken oder Reibung beim seitlichen Anlaufen des Bandes. Eine weitere wesentliche Einflussgröße stellt das Antriebssystem des Förderers dar. Wie schematisch in Abbildung 8 dargestellt, verfügt der verwendete Testförderer über 2 separate Getriebemotoren, wobei sowohl die Getriebe als auch die Motoren Wirkungsgradverluste aufweisen.

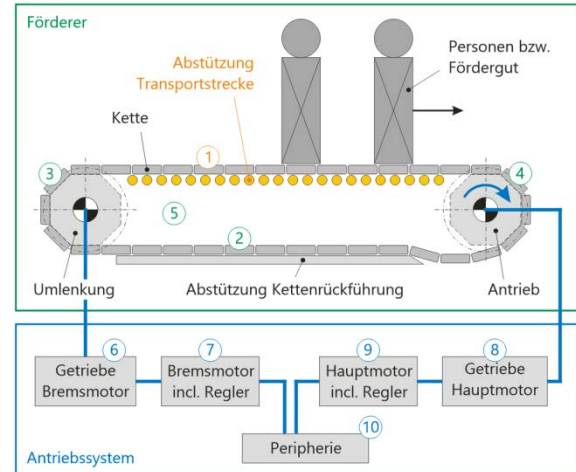


Abbildung 8. Leistungsbedarfsanteile der Förderstrecke (grün) sowie des Antriebssystems (blau) des Versuchsförderers

Tabelle 2. Leistungsanteile eines Kettenförderers und deren Veränderung bei Verringerung des Bewegungswiderstandes im Transportbereich und / oder der Transportmasse

ID	Leistungsanteil	Veränderung bei <u>Verringerung</u> des Bewegungswiderstandes und / oder der Transportmasse	
1	Reibung Modulband - Abstützung im Obertrum (Transportbereich)	↓↓	direkt abhängig vom Reibwert zwischen Band und Abstützung
2	Reibung Modulband - Abstützung im Untertrum (Bandrückführung)	→	unabhängig von der Abstützung im Obertrum
3 4	Reibung an Antrieb und Umlenkung (Lagerreibung, Schwenkbewegung der Kettengelenke, Reibung Kette - Kettenrad usw.)	↘	etwas weniger Reibungsverluste durch geringere Kettenzugkraft
5	sonstige Reibungsverluste (z. B. seitliches Anlaufen der Kette usw.)	→ ↘	ggf. etwas weniger Seitenreibung bei geringerer Kettenzugkraft
6 8	Wirkungsgradverlust der Getriebe	↘	weniger Verluste, Getriebewirkungsgrad abhängig vom Arbeitsbereich
7 9	Wirkungsgradverluste Motor / Motorregelung (ggf. Frequenzumrichter)	→ ↘ ↓	weniger Verluste, aber Wirkungsgrad sehr stark abhängig vom Arbeitsbereich des Motors
10	Grundverbrauch der Peripherie (Netzteil, Lüfter, Steuerung, usw.)	→	unabhängig von der Abstützung im Obertrum

Die entsprechenden Leistungsanteile sind in Tabelle 2 dargestellt. Es wird deutlich, dass die Teilreibkraft  $F_{R1}$  zum Bewegen der Kette im Transportbereich (1), also dem Kettenabschnitt zwischen Antrieb und Umlenkung, direkt proportional sowohl zum Bewegungswiderstand  $\mu_1$  zwischen Kette und Abstützung als auch zur Masse  $m$  des Fördergutes ist:

$$F_{R1} = \mu_1 \cdot (m \cdot g) \quad \text{Gleichung 1}$$

Viele der weiteren Leistungsanteile im Bereich des Förderers werden jedoch nur gering oder gar nicht von der Art der Abstützung beeinflusst, sodass deren prozentualer Anteil am Gesamtwiderstand bei sinkender Transportmasse oder geringerem Reibwert der Abstützung ansteigt.

Zur Untersetzung der in der Regel viel zu hohen Motordrehzahlen kommen im Antriebsstrang meist Getriebe-

motoren zum Einsatz. Beim untersuchten denimove® wurde ein zweistufiges Planetengetriebe mit einem Wirkungsgrad von  $\eta = 0,81$  in Verbindung mit einem bürstenlosen Gleichstrommotor verwendet. Wie entsprechenden Datenblättern entnommen werden kann, ist der Wirkungsgrad derartiger Motoren nicht konstant sondern hängt sehr stark vom abgeforderten Drehmoment ab. Im Bereich des Nenndrehmomentes  $M_n$  bzw. bei Nennstrom (hier  $I_n = 7A$ ) ist der Wirkungsgrad am höchsten und beträgt beim untersuchten Motor 84%. Davon abweichend, vor allem im Teillastbereich, sinkt er jedoch oft rapide ab und kann unter Umständen weniger als 30% betragen (Abbildung 9). In der Förderanlage führt somit vor allem ein niedriges Motordrehmoment, d. h. eine kleine Fördergutmasse oder sehr geringe Reibung der Abstützung, zu hohen Wirkungsgradverlusten innerhalb des Antriebssystems.

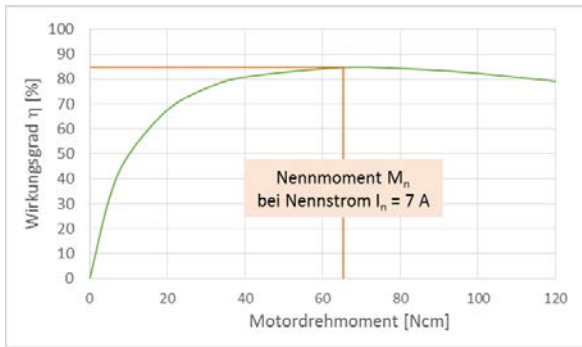


Abbildung 9. Wirkungsgradkennlinie des bürstenlosen Gleichstrommotors Dunker BG65Sx50XI-40V

## 6 ANALYSEERGEBNISSE BEIM ANTRIEB MIT 2 MOTOREN

Zur weiteren Analyse wurden die Leistungsanteile entsprechend Tabelle 2 anhand der Spezifikation des untersuchten Fördersystems einzeln berechnet. Da das System mit 2 Motoren ausgerüstet ist, wurde die Annahme getroffen, dass der Heckmotor die Kettenrückführung im Untertrum übernimmt und der Kopfmotor nur die Kette innerhalb der Transportstrecke (Obertrum) zieht. Die Vergleichsrechnungen erfolgten mit den in Tabelle 3 aufgeführten Parametern. Insbesondere wurden die in den Versuchen verwendeten Extrembedingungen abgebildet.

Tabelle 3. Parameter für die Analyserechnungen

Förderer	Länge = 6 m; Mattenkette aus POM, $m' = 7,5 \text{ kg/m}$
Antrieb	2 bzw. 1 Gleichstrommotor(en): $U_n = 40 \text{ V}$ , $I_n = 7 \text{ A}$ , $P_n = 280 \text{ W}$ ; zweistufiges Planetengetriebe: $i = 101$ , $\eta = 0,81$
Abstützungsvarianten	rollend, denirug®: $\mu = 0,09$ (incl. bauartbedingtem Gleitanteil); gleitend, Edelstahl: $\mu = 0,33$
hohe Belastung	$m = 240 \text{ kg}$ (entspricht 3 Personen), $v = 2$ und $8 \text{ m/min}$
minimale Belastung	$m = 0 \text{ kg}$ (Leerlauf): $v = 2 \text{ m/min}$

Zunächst ist festzustellen, dass die Berechnungen bei Annahme der genannten Reibwerte sehr gut mit den Versuchsergebnissen übereinstimmen (Abbildung 10). Hierbei ist anzumerken, dass bei der denirug-Abstützung bauartbedingt ein geringer Gleitanteil zur Kette vorliegt, sodass der Bewegungswiderstand mit  $\mu = 0,09$  höher liegt als bei reiner Rollreibung ( $\mu$  ca.  $0,02 \dots 0,05$ ).

In Abbildung 11 sind die berechneten Leistungsanteile bei hoher Belastung des Förderers ( $m = 240 \text{ kg}$ ) und einer Bandgeschwindigkeit von  $v = 8 \text{ m/min}$  grafisch dargestellt. Die orangefarbenen Balken (Anteil 1) verdeutlichen den Leistungsbedarf nur auf der Transportstrecke. Dabei

beträgt das Verhältnis zwischen Roll- und Gleitabstützung ca. 27%, was entsprechend Gleichung 1 exakt dem Verhältnis des Bewegungswiderstandes ( $\mu = 0,09 / \mu = 0,33$ ) entspricht. Die weiteren Anteile innerhalb des Förderers (grüne Balken) sind insgesamt von untergeordneter Bedeutung und unterscheiden sich nicht bzw. nur sehr wenig. Die blauen Balken in Abbildung 11 kennzeichnen die beiden Antriebsstränge, wobei die Anteile 6 und 8 die Getriebe und 7 und 9 die Motoren darstellen. Bei dem an der Umlenkung befindlichen Motor (7) incl. seines Getriebes (6) stellt sich exakt der gleiche Verbrauch ein, da dieser gemäß der Annahme die Kettenrückführung übernimmt. Dagegen benötigt das Getriebe des Antriebsmotors (8) aufgrund der geringeren Kettenzugkraft bei Rollabstützung deutlich weniger Leistung.

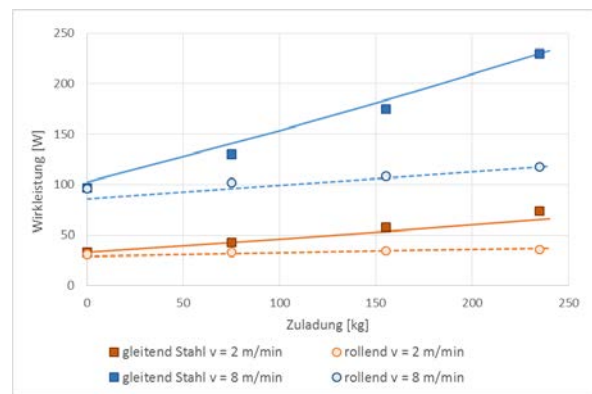


Abbildung 10. Vergleich der Versuchsergebnisse (Symbole) mit der berechneten Wirkleistung (Linien)

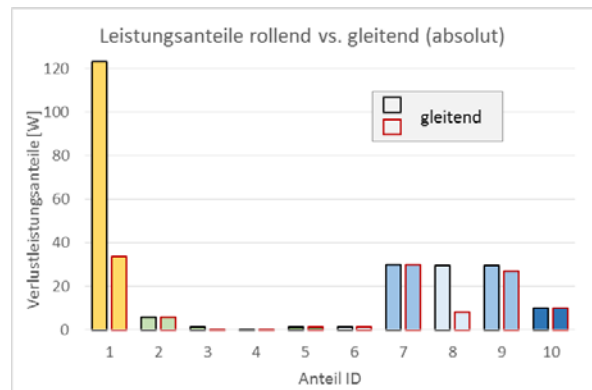


Abbildung 11. Leistungsanteile bei hoher Belastung ( $m = 240 \text{ kg}$ ) und  $v = 8 \text{ m/min}$

Interessant ist der Vergleich des Antriebsmotors (9) in Abbildung 11. Dieser verbraucht bei Rollreibung trotz wesentlich geringerer Kettenzugkraft fast genau so viel Energie wie bei der ungünstigen Gleitabstützung. Den Grund dafür liefert die Wirkungsgradkennlinie nach Abbildung 9: Während der Motor bei Gleitreibung mit  $I_A = 6,6 \text{ A}$  in unmittelbarer Nähe der Nennlast von  $64 \text{ Nm}$  (entspricht  $I_n = 7 \text{ A}$ ) betrieben wird und damit einen Wirkungsgrad von  $\eta_A = 0,84$  erreicht, fällt dieser bei Rollreibung und einem Strombedarf von „nur“  $I_A = 2,9 \text{ A}$  auf  $\eta_A = 0,62$  ab.

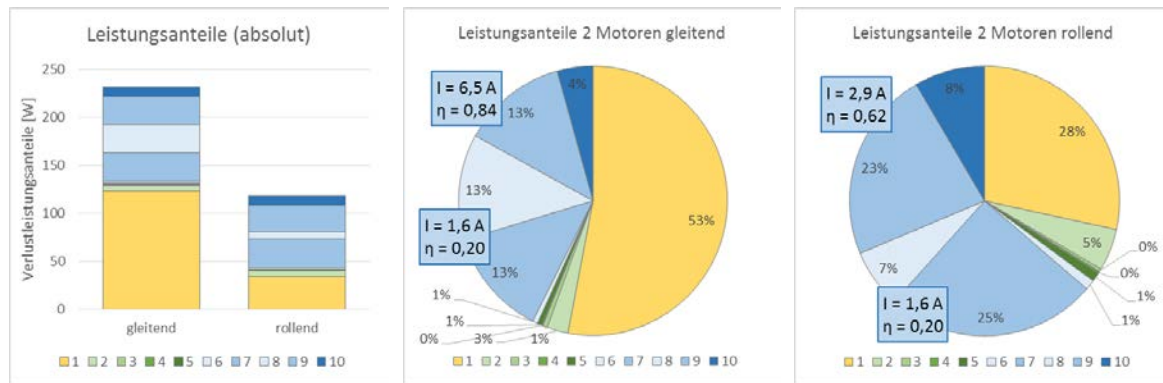


Abbildung 12. Leistungsanteile bei hoher Belastung ( $m = 240 \text{ kg}$ ) und  $v = 8 \text{ m/min}$ : absolut (links) sowie relativ bei gleitender (Mitte) und rollender Abstützung (rechts)

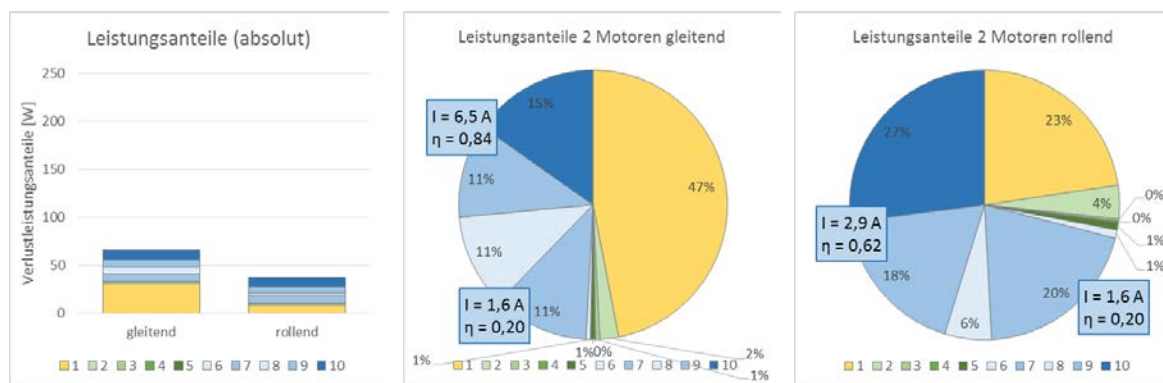


Abbildung 13. Leistungsanteile bei hoher Belastung ( $m = 240 \text{ kg}$ ) und  $v = 2 \text{ m/min}$ : absolut (links) sowie relativ bei gleitender (Mitte) und rollender Abstützung (rechts)

Aus Abbildung 12 wird deutlich, dass sich die Verlustanteile bei sinkendem Strombedarf des Motors in Richtung des Antriebssystems verschieben (blaue Teilstücke in Abbildung 12 Mitte und rechts). So beträgt der relative Leistungsbedarf der Transportstrecke (orangefarbene Teilstücke) bei der Gleitabstützung 53%, bei Rollabstützung jedoch nur 28%. Absolut gesehen ist jedoch die Wirkleistung bei rollender Abstützung etwa 50% kleiner als bei Gleitabstützung (Abbildung 12), was bereits aus den experimentellen Untersuchungen hervorging.

Wird die hohe Gutbelastung des Förderers beibehalten und nur die Transportgeschwindigkeit verringert ( $v = 2 \text{ m/min}$ ), sinkt die benötigte Antriebsleistung deutlich ab, wobei die Gleitabstützung wie im Experiment etwa doppelt so viel Energie verbraucht wie mit RFT (Abbildung 7 sowie Abbildung 13 links). Die Verhältnisse der Verbrauchsanteile (Abbildung 13 Mitte und rechts) ändern sich jedoch nur wenig, da die Drehzahl des Motors über die Spannung geregelt wird. Der benötigte Strom, der durch das Drehmoment bestimmt wird, bleibt auf-

grund der gleichen Gutmasse nahezu konstant, sodass der Motor in einem ähnlichen Wirkungsgradbereich arbeitet wie bei hoher Drehzahl. Lediglich die in Abbildung 13 dunkelblau dargestellten Anteile des als konstant angenommenen elektrischen Anteils 10 (Peripherie) vergrößern sich infolge der gesunkenen Gesamtleistung.

Abbildung 14 zeigt die Leistungsanteile bei sehr geringer Gesamtbelastung, d. h. im Leerlauf bei kleiner Geschwindigkeit. Aus der relativen Darstellung (Mitte und rechts) geht dabei hervor, dass der Transportstrecke (orangefarbene Teilstücke) mit 15% (gleitend) bzw. 5% (rollend) nur noch eine untergeordnete Bedeutung am Gesamtleistungsverbrauch zukommt. Schwerpunktmäßig fließen hier die Wirkungsgradverluste der beiden Gleichstrommotoren (mittelblau) sowie der konstante Stromverbrauch der Peripherie (dunkelblau) ein. Der Gesamtverbrauch ist zwar insgesamt sehr klein, jedoch sind, wie auch in den experimentellen Untersuchungen, nahezu keine Unterschiede zwischen gleitender und rollender Abstützung mehr erkennbar.



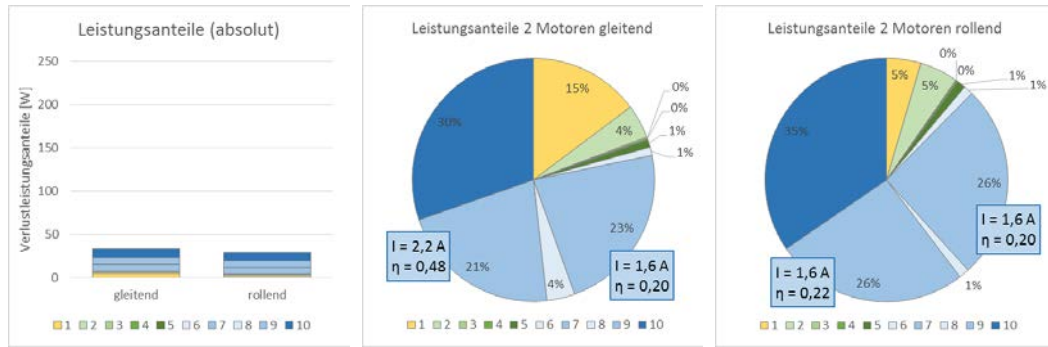


Abbildung 14. Leistungsanteile bei geringer Belastung,  $v = 2 \text{ m/min}$ ;  $m = 0 \text{ kg}$  (Leerlauf): absolut (links) sowie relativ bei gleitender (Mitte) und rollender Abstützung (rechts)

### 7 ANTRIEB MIT EINEM MOTOR

Wie oben beschrieben, werden denimove® WMB teilweise mit 2 Motoren ausgerüstet. Dies vereinfacht die Montage / Demontage des Modulbandes erheblich und sorgt durch eine geringe Bandvorspannung vor allem bei kurzen Förderern ( $\leq 6 \text{ m}$ ) für eine hohe Laufruhe. Aufgrund der erhöhten Investitionskosten sowie dem, wie gezeigt, Betrieb bei schlechterem Wirkungsgrad wird der Förderer entsprechend Abbildung 15 häufig auch mit einem Motor betrieben.

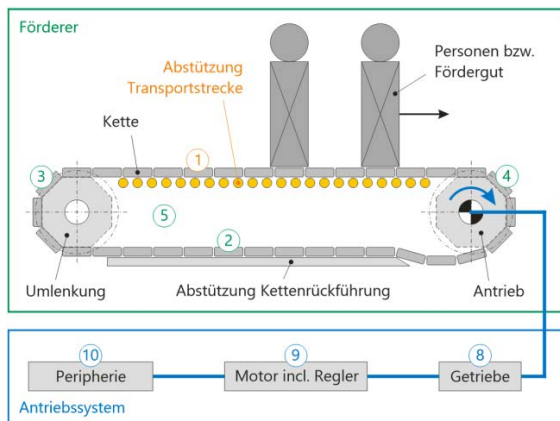


Abbildung 15. Leistungsbedarfsanteile der Förderstrecke (grün) sowie des Antriebssystems (blau) eines WMB mit einem Antriebsmotor

In einigen Anwendungen muss die Mattenkette leicht vorgespannt werden. Bei den einmotorigen denimove® kann dafür eine sogenannte Euler-Umlenkung verwendet werden. Dabei wird die Kette um eine feststehende Umlenkrolle gezogen, wobei die auftretende Gleitreibung eine Vorspannung erzeugt. Die Berechnung bei hoher Belastung zeigt, dass der Energieverbrauch mit dieser Gestaltungsvariante sogar geringfügig unter dem des 2-Motoren-Antriebs liegt (Abbildung 16). Bei „normalem“ Betrieb, also mit rotierender Umlenkung, verbraucht der denimove® deutlich weniger Energie, was in erster Linie durch den hohen Wirkungsgradverlust des zweiten Motors begründet ist (Abbildung 17). Gegenüber der gleitenden Abstützung kann jedoch bei allen RFT-basierten Varianten bis zu 55 % Antriebsenergie eingespart werden.

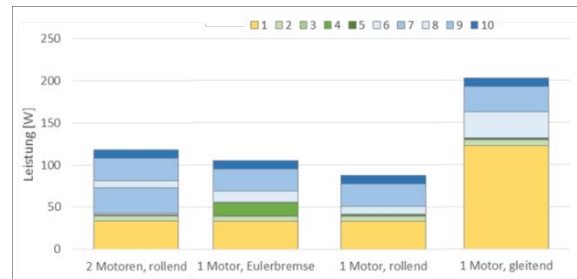


Abbildung 16. Vergleich der Wirkleistung bei verschiedenen Antriebs- und Abstützvarianten und hoher Belastung ( $m = 240 \text{ kg}$ ,  $v = 8 \text{ m/min}$ )

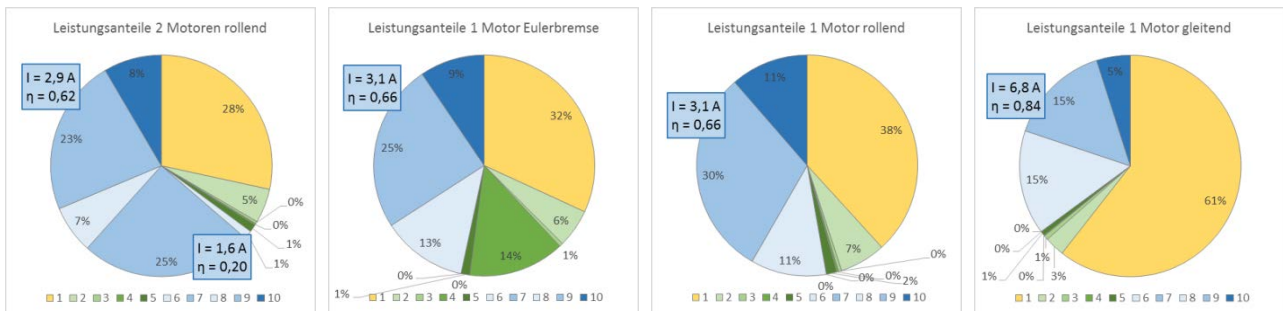


Abbildung 17. Leistungsanteile bei verschiedenen Antriebs- und Abstützvarianten und hoher Belastung ( $m = 240 \text{ kg}$ ,  $v = 8 \text{ m/min}$ )

## 8 EXTREMWERTBETRACHTUNG

Die verwendeten Gleichstrommotoren können bei Nennstrom von  $I_n = 7,0$  A dauerhaft betrieben werden und erzeugen dabei bei Nenndrehzahl ( $n_n = 3595$  1/min) ein Nenndrehmoment von  $M_n = 64$  Ncm. Werden die  $I = 7,0$  A als Kriterium für die Auslegung der WMB herangezogen, kann die maximal mögliche Transportlänge

der Bänder berechnet werden. Bei einer gleichbleibenden spezifischen Gutmasse von  $m' = 40$  kg/m, was bei der bisher betrachteten Bandlänge von 6 m der Gesamtgutmasse von 240 kg entspricht, können demnach folgende Transportlängen umgesetzt werden:

- 2 Motoren, rollend,  $L = 24,1$  m,
- 1 Motor, rollend,  $L = 20,4$  m,
- 1 Motor, gleitend,  $L = 6,3$  m.

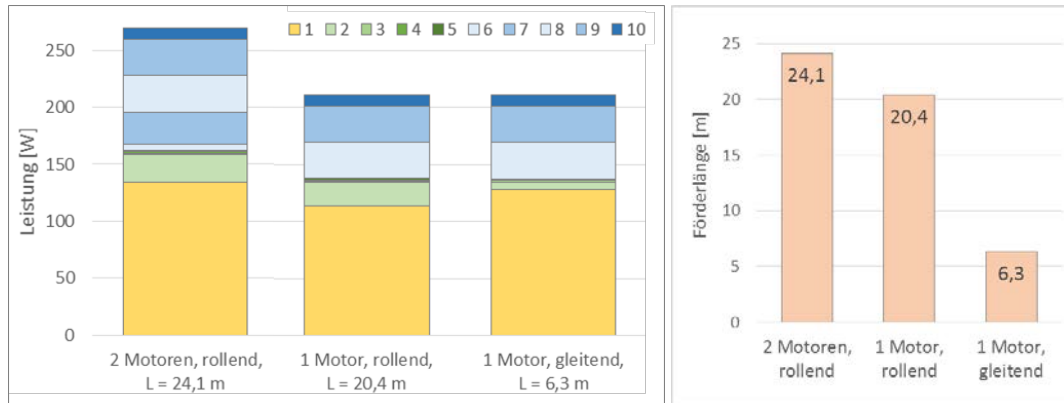


Abbildung 18. Wirkleistung (links) und mögliche Förderlänge (rechts) verschiedener Antriebs- und Abstützvarianten ( $m' = 40$  kg/m,  $v = 8$  m/min)

Im betrachteten Beispiel ergibt sich nach Abbildung 18, dass mit dem gleichen Antriebsmotor und gleicher Antriebsleistung eine rollend abgestützte Förderanlage mit  $L = 20,4$  m ca. 3,2-mal länger gebaut werden kann als mit Gleitabstützung ( $L = 6,3$  m). Werden 2 Motoren verbaut, steigt die maximale Transportlänge auf  $L = 24,1$  m an, wobei allerdings mit höherem Stromverbrauch zu

rechnen ist. Der Unterschied zwischen den Antriebskonzepten ist demnach sehr gering. Der Grund dafür ist, dass der Anteil der in der Kettenrückführung entstehenden Reibungsverluste gegenüber der Transportstrecke bei hoher Fördergutmasse relativ gering ist und der Heckmotor deshalb im unteren Lastbereich bei sehr schlechtem Wirkungsgrad betrieben wird.

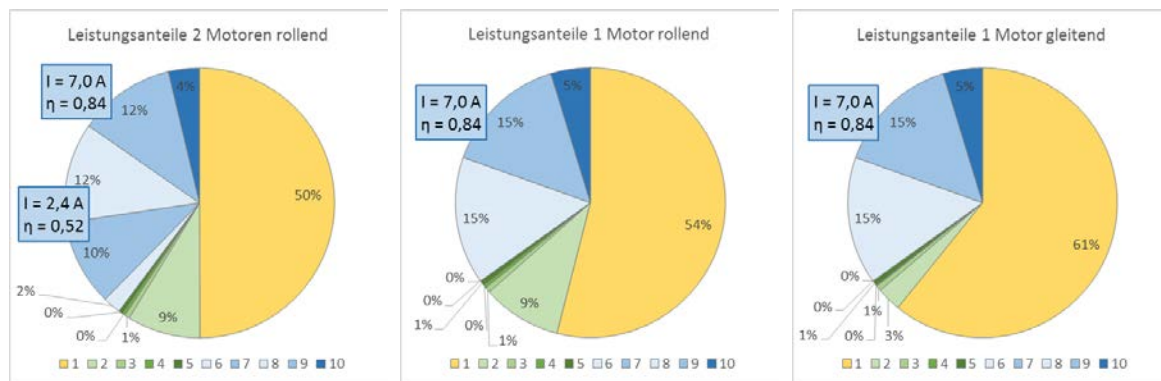


Abbildung 19. Leistungsanteile bei gleicher spezifischer Gutlast und Geschwindigkeit ( $m' = 40$  kg/m,  $v = 8$  m/min): links: 2 Motoren, rollend,  $L = 24,1$  m; Mitte: 1 Motor, rollend,  $L = 20,4$  m; rechts: 1 Motor, gleitend,  $L = 6,3$  m

Im Gegensatz dazu unterscheidet sich bei kleiner Fördergutmasse die zum Ziehen der Kette im Ober- und Untertrum erforderliche Kraft nur wenig, sodass Heck- und Kopfmotor in einem ähnlichen Lastbereich arbeiten und sich das Drehmoment relativ gleichmäßig aufteilen. Im Extremfall des Leerlaufes ist somit theoretisch eine Verdopplung der Förderstrecke möglich, wenn 2 Motoren ge-

nutzt werden (Abbildung 20 rechts). Hierbei ist zu beachten, dass der in der Umlenkung befindliche Heckmotor aufgrund des höheren Reibwertes bei gleicher Kettenmasse eine höhere Leistung zu erbringen hat und damit die Stromgrenze von  $I = 7,0$  A eher erreicht als der Kopfmotor.

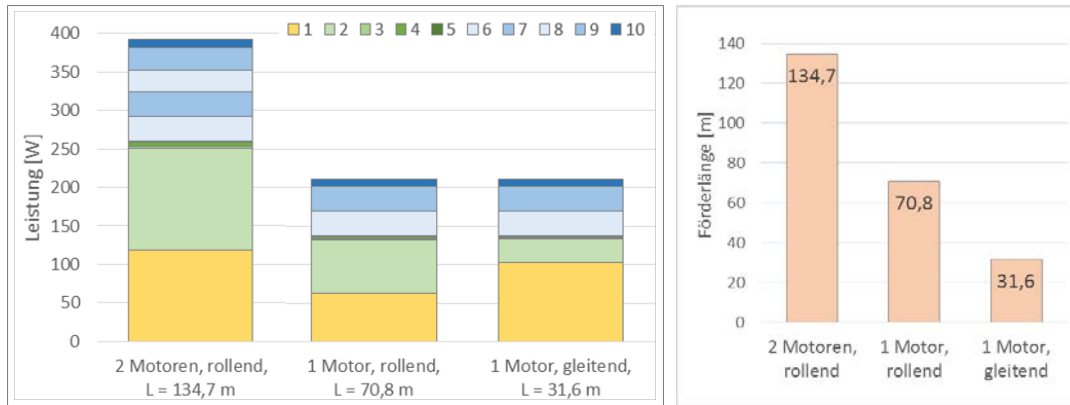


Abbildung 20. Wirkleistung (links) und mögliche Förderlänge (rechts) verschiedener Antriebs- und Abstützvarianten (Leerlauf,  $v = 8 \text{ m/min}$ )

Mit einem Einzelantrieb kann im Leerlauf bei rollender Abstützung eine doppelt so große Förderlänge überwunden werden wie bei gleitendem Abtrag:

- 2 Motoren, rollend,  $L = 134,7 \text{ m}$ ,
- 1 Motor, rollend,  $L = 70,8 \text{ m}$ ,
- 1 Motor, gleitend,  $L = 31,6 \text{ m}$ .

Oftmals ist interessant, mit welcher Gesamtmasse ein bestimmter Förderer beladen werden kann. Die vom Antriebsmotor maximal zu bewegende Gutmasse bei gleicher Förderlänge von  $L = 6 \text{ m}$  wurde wie folgt berechnet:

- 2 Motoren, rollend,  $m = 1100 \text{ kg}$ ,
- 1 Motor, rollend:  $m = 1048 \text{ kg}$ ,
- 1 Motor, gleitend,  $m = 253 \text{ kg}$ .

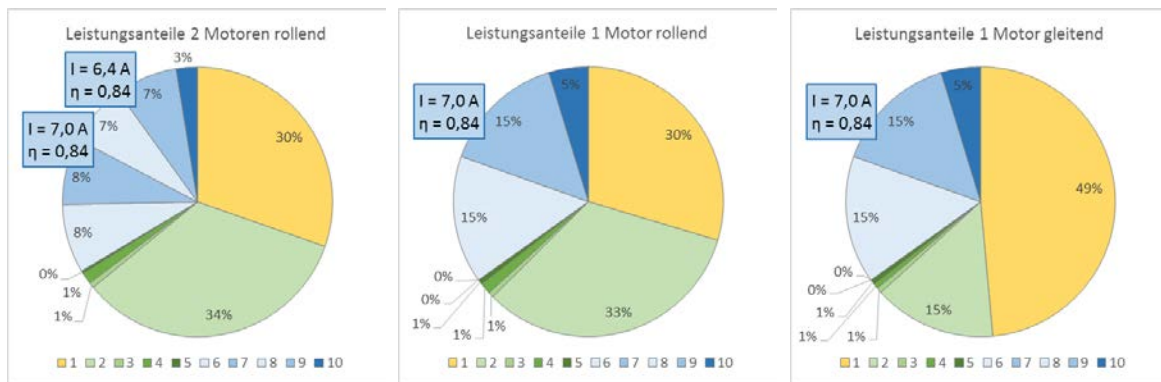


Abbildung 21. Leistungsanteile bei gleicher spezifischer Gutlast und Geschwindigkeit ( $m' = 40 \text{ kg/m}$ ,  $v = 8 \text{ m/min}$ ): links: 2 Motoren, rollend,  $L = 134,7 \text{ m}$ ; Mitte: 1 Motor, rollend,  $L = 70,8 \text{ m}$ ; rechts: 1 Motor, gleitend,  $L = 31,6 \text{ m}$

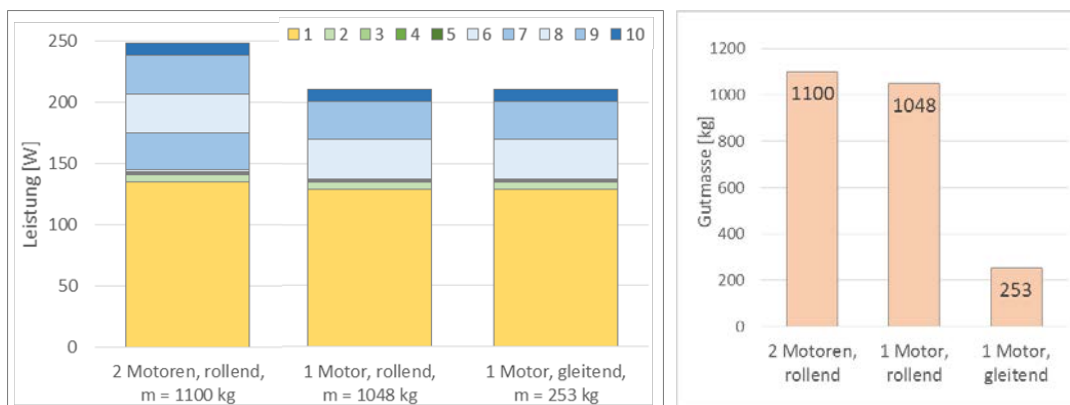


Abbildung 22. Wirkleistung (links) und mögliche Fördergutmasse (rechts) verschiedener Antriebs- und Abstützvarianten ( $L = 6 \text{ m}$ ,  $v = 8 \text{ m/min}$ )

Wie die Ergebnisse zeigen, werden auch hierbei die Vorteile der rollenden Abstützung voll ausgespielt. Nach Abbildung 22 (links) bzw. Abbildung 23 sind die Leistungsanteile der Transportstrecke beim einmotorigen Antrieb absolut identisch, obwohl bei RFT-Abstützung gegenüber dem Gleiten mehr als 4-mal schwerere Lasten

bewegbar sind. Interessant ist, dass bei diesem Lastfall nahezu kein Vorteil des zweimotorigen Antriebs erkennbar ist. Der Grund dafür ist die relativ kurze Transportstrecke, wodurch der Heckmotor nur einen sehr geringen Anteil der Gesamtmasse bewegen muss.

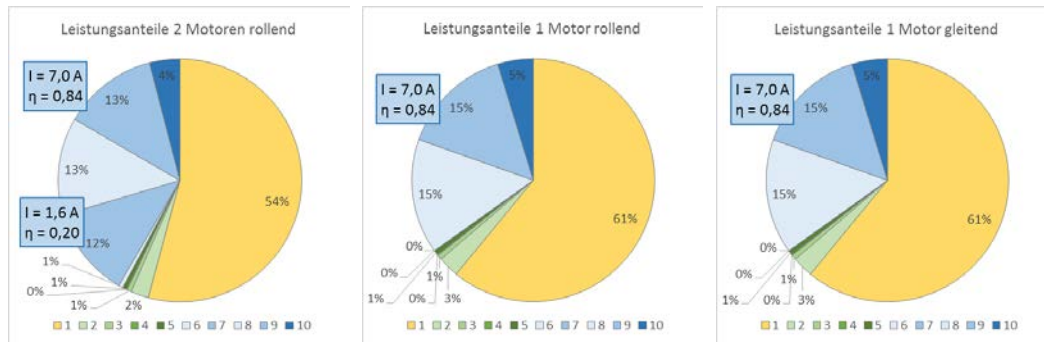


Abbildung 23. Leistungsanteile bei gleicher Förderlänge und Geschwindigkeit ( $L = 6 \text{ m}$ ,  $v = 8 \text{ m/min}$ ): links: 2 Motoren, rollend,  $m = 1100 \text{ kg}$ ; Mitte: 1 Motor, rollend,  $m = 1048 \text{ kg}$ ; rechts: 1 Motor, gleitend,  $m = 253 \text{ kg}$

## 9 ZUSAMMENFASSUNG

Die gemeinschaftlich von der Denipro AG und der Professur Fördertechnik der TU Chemnitz entwickelte Rollende Fördertechnik (RFT) wird seit einigen Jahren erfolgreich zur Abstützung von fördertechnischen Zug- und Tragmitteln, u. a. im Mattenkettenträger *denimove*<sup>®</sup>, eingesetzt. Der experimentell ermittelte Bewegungswiderstand liegt dabei etwa ein Zehnerpotenz niedriger als vergleichbarer Gleitabstützungen und ermöglicht deshalb auch bei sehr hoher Transportleistung einen energieeffizienten und bauteilschonenden Fördervorgang.

In experimentellen Untersuchungen wurde der Nachweis erbracht, dass die rollende Abstützung im Fördersystem auch zu einer deutlich messbaren Einsparung der benötigten Antriebsleistung und damit der Energiekosten beiträgt. Die relative Größe der Ersparnis gegenüber einer Gleitabstützung ist unabhängig von der Transportgeschwindigkeit, hängt jedoch sehr stark von der Beladung des Fördersystems ab. Vor allem bei hoher Zuladung zeigen sich, anders als im Leerlauf, erhebliche Unterschiede. Die Energieverbrauchsanteile des Testförderers wurden umfassend analysiert, die Ergebnisse sind in Tabelle 4 zusammengefasst. Es wird rechnerisch bestätigt, dass rollend abgestützte Transportketten wesentlich weniger Antriebsenergie benötigen als mit einer gleitenden Abstützung. Dieser Vorteil macht sich vor allem bei hoher Beladung bemerkbar, da sich in diesem Fall die Wirkungsgradverluste des Antriebsstranges im Verhältnis zur Reibung auf der Transportstrecke verringern. Die reduzierte Antriebsleistung bewirkt allerdings ebenfalls, dass die verwendeten Motoren oftmals deutlich unterhalb der Nennleistung und dadurch mit einem sehr schlechten Wirkungsgrad arbeiten. Die Verwendung kleinerer Antriebe würde deshalb zu einer weiteren Reduktion des Stromverbrauchs führen.

Der Stromverbrauch wird maßgeblich durch die mechanische Reibleistung im Transportbereich bestimmt, die nahezu vollständig in Wärme umgewandelt wird. Bei höheren Bewegungswiderständen sind deshalb auch höhere Kontaktflächentemperaturen zwischen Kette und Abstützung und damit mehr Verschleiß zu erwarten. Ebenfalls trägt der geringe Bewegungswiderstand der RFT dazu bei, dass sich die mechanische Belastung aller Bauteile signifikant verringert. Dadurch ist es u. a. möglich, kleinere und kostengünstigere Ketten einzusetzen sowie die Zuverlässigkeit und Lebensdauer der Bauteile und damit der Anlagen zu erhöhen.

Wie erwähnt, ist eine rollende Abstützung vor allem bei hoher Fördergutmasse vorteilhaft. Die Berechnung in Tabelle 4 zeigt, dass das Beispiellayout dabei im Vergleich zur Gleitabstützung mit der mehr als vierfachen Gutmasse beansprucht werden kann. Soll bei gleicher Zuladung die Länge der Förderer maximiert werden, sind auch hier mit RFT-Abstützung drei- bis viermal längere Anlagen möglich. Beide Effekte beruhen darauf, dass die Reibung in der Transportstrecke den überwiegenden Anteil der Gesamtleistung benötigt und dass die Motoren im Nennlastbereich betrieben werden

Die *denimove* Förderanlagen sind alternativ mit einem oder zwei Motoren verfügbar, wobei der Heckmotor im WMB die notwendige Bandvorspannung aufrecht erhält und die Montage des Modulbandes vereinfacht. Wie Tabelle 4 zeigt, benötigen dafür zwei Motoren in den Beispielfiguren gegenüber dem reinen Kopfantrieb ca. 15...30 % mehr Strom. Vor allem bei hoher Zuladung ist dabei die Steigerung der zulässigen Gutmasse bzw. Förderlänge jedoch weit geringer (hier ca. 5...15 %), weil der Heckmotor in diesen Fällen wesentlich weniger Leistungsbedarf hat als der Kopfmotor und damit bei schlechtem Wirkungsgrad arbeitet. Anders verhält es sich bei ge-

ringer Last und langen Förderanlagen. Hierbei liegt die Kettenzugkraft im Unter- und Obertrum auf ähnlichem Niveau, sodass sich beide Motoren den Leistungsbedarf gleichmäßiger aufteilen. Entsprechend der Analyse kann demnach gegenüber dem Kopfantrieb nahezu eine Verdopplung der Transportlänge erreicht werden, wobei auch der Energiebedarf in diesem Fall fast doppelt so groß ist.

Tabelle 4. Zusammenfassung der Analyseergebnisse

Antrieb und Abstützung	Wirkleistung [W]		max. Gutmasse [kg]	max. Förderlänge [m]	
	L = 6 m m = 240 kg v = 8 m/min	L = 6 m m = 0 kg v = 2 m/min	L = 6 m v = 8 m/min	m' = 40kg/m v = 8 m/min	m' = 0 kg/m v = 8 m/min
2 Motoren, rollend	118,1	28,9	1.100	24,1	134,7
2 Motoren, gleitend	232,2	33,0	267	6,6	41,5
1 Motor, rollend	87,8	21,3	1.048	20,4	70,8
1 Motor, gleitend	203,2	25,3	253	6,3	31,6

Zusammengefasst können folgende wesentliche Merkmale der denimove Förderanlagen mit rollender Abstützung herausgestellt werden:

- gegenüber gleitender Abstützung
  - Einsparung von Antriebsenergie, geringere Ketten- und Bauteilbelastung, geringere Erwärmung bzw. Verschleiß
  - Möglichkeit der Verwendung kleinerer Motoren und Ketten
  - deutliche längere Förderstrecken realisierbar
  - deutliche höhere Zuladung möglich
- kurze Förderer ( $\leq 6$  m), hohe Beladung
  - 1 Antriebsmotor günstiger, da Anteil der Kettenrückführung relativ gering ist
- lange Förderer ( $> 6$  m), geringe Beladung
  - 2 Motoren günstiger, da Heckmotor die lange Rückführung zieht und beide Motoren annähernd gleich ausgelastet sind

## LITERATUR

- [1] Weise, S.: Entwicklung und Evaluation von Hochleistungsleitketten aus Kunststoff. Dissertation, TU Chemnitz, 2014. Verlag Dr. Hut, ISBN 978-3-8439-1897-8.
- [2] Schumann, A; Weise, S.; Sumpf, J.; Nendel, K.: Oberflächenstrukturen zur Reibungs- und Verschleißreduzierung von Kunststoff-Reibpaarungen in Förderanlagen. Tribologie und Schmierungstechnik 59 (2012), Heft 5, S. 19-23, ISSN 0724-3472.
- [3] Rasch, F.: Reibungsminderung an Stütz- und Führungselementen für Kunststoffketten. Dissertation TU Chemnitz. Verlag Dr. Hut, 2012, ISBN 978-3-8439-0574-9.
- [4] Finke, J.; Sumpf, J.; Nendel, K.: Rollende Abstützung von Transportzahnriemen. Tagungsband zur 18. Internationalen Fachtagung Zahnriemengetriebe (16./17.09.2014) in Dresden, S. 76-88, ISBN 978-3-00-046496-6.

**M.Eng. Jan Finke**, Research Assistant and Member of the Group “Traction Mechanisms and Tribology“ at the Professorship of Materials Handling and Conveying Engineering, Technische Universität Chemnitz. He was born in 1983 and studied Mechanical Engineering at UAS Mittweida.

**Dr.-Ing. Jens Sumpf**, Group Leader “Traction Mechanisms and Tribology“ at the Professorship of Materials Handling and Conveying Engineering, Technische Universität Chemnitz. He was born in 1966 and studied Mechanical Engineering in Chemnitz, Germany.

**Dipl.-Ing. Ivo Maximow**, Research Assistant and Group Leader “Measurement and Control Technology“ at the Professorship of Materials Handling and Conveying Engineering, Technische Universität Chemnitz. He was born in 1986 and studied Electrical Engineering in Chemnitz, Germany.

**Technische Universität Chemnitz**  
 Institut für Fördertechnik und Kunststoffe  
 Professur Fördertechnik  
 Reichenhainer Straße 70, 09126 Chemnitz  
 Telefon: +49(0)371 531 23110