

Craig A. Wheeler, Michael J. Carr, Peter W. Robinson
Bin Chen, Martin Lurie, Stefan Ebert

Rail-Running Conveyors: A Disruptive New Belt-Conveying Technology

The energy consumption of modern belt conveyor systems has fallen considerably in recent decades. Although extensive research has been carried out to produce energy-efficient belt conveyors, there is still considerable scope for further reducing energy consumption, especially for heavily loaded or long overland conveyors. From this starting point, a new rail-based conveyor system has been developed to reduce the energy consumption of heavily loaded and long overland conveyors. The new technology is aptly named the Rail Running Conveyor by combining two proven transportation technologies. The Rail Running Conveyor combines the advantages of belt conveyor technology and rail transport to create an energy and cost efficient bulk material handling system. This paper presents a comparison between the energy consumption and movement resistance of the Rail Conveyor system and

conventional belt conveyors. The Rail Conveyor is a continuous bulk material handling system that has rolling resistance similar in magnitude to railroad systems due to the wheels running on steel rails. By effectively eliminating the rolling resistance, the bending resistance of the belt and the bulk material within the Rail Conveyor system, a reduction in energy consumption of approximately 50% can be achieved compared to conventional belt conveyors. A look at the economic framework conditions and effects additionally highlights a clear added value for belt conveyor operators both in terms of investment costs and operation. Due to the significant reduction in running resistance, the components of the conveyor system can be designed for lower stresses. These positive effects are then continued in operation through a reduction in spare parts and wear part costs as well as energy costs.

Rail-Running Conveyors: Eine disruptive neue Bandfördertechnologie

Der Energieverbrauch moderner Gurtfördersysteme ist in den letzten Jahrzehnten erheblich gesunken. Obwohl umfangreiche Forschungsarbeiten zur Herstellung energieeffizienter Gurtförderer durchgeführt wurden, besteht noch erheblicher Spielraum für eine weitere Senkung des Energieverbrauchs, insbesondere bei stark beladenen oder langen Überlandförderern. Von dieser Ausgangslage wurde ein neues schienengestütztes Fördersystem entwickelt, um den Energieverbrauch von stark beladenen und langen Überlandförderern zu senken. Die neue Technologie trägt den treffenden Namen Rail Running Conveyor, indem sie zwei bewährte Transporttechnologien miteinander verbindet. Der Rail Running Conveyor vereint die Vorteile der Bandfördertechnik und des Schienentransports zu einem energie- und kosteneffizienten Schüttguttransportsystem.

In diesem Beitrag wird ein Vergleich zwischen dem Energieverbrauch und den Bewegungswiderständen des Rail Conveyor-Systems und herkömmlichen Gurtförderern vorgestellt. Der Rail Con-

veyor ist ein kontinuierliches Schüttgut-Transportsystem, das aufgrund der auf Stahlschienen laufenden Laufräder einen Rollwiderstand in ähnlicher Größenordnung wie Eisenbahnsysteme aufweist. Durch die effektive Eliminierung des Rollwiderstands, des Biege- und des Schüttgutwiderstands innerhalb des Rail Conveyor-Systems kann im Vergleich zu konventionellen Gurtförderern eine Reduzierung des Energieverbrauchs um ca. 50% erreicht werden.

Der Blick auf die wirtschaftlichen Rahmenbedingungen und Effekte stellt ergänzend einen deutlichen Mehrwert für die Bandanlagenbetreiber, sowohl hinsichtlich Investitionskosten als auch im Betrieb heraus. Durch die wesentliche Verringerung des Laufwiderstands können in Summe die Komponenten der Bandanlage für geringere Beanspruchungen ausgelegt werden. Diese positiven Effekte werden dann im Betrieb durch eine Minderung der Ersatzteil- und Verschleißteilkosten sowie der Energiekosten weitergeführt.

1 Introduction

The significant role belt conveying systems have, and will continue to play, in modern bulk material handling operations throughout the world a critical importance. Belt conveyors are by far the most widespread bulk material transportation system used across the mining, mineral processing and power generation industries. Their continuous mode of operation makes them highly desirable for

1 Einleitung

Die bedeutende Rolle, die Gurtfördersysteme in modernen Schüttgutumschlagsbetrieben auf der ganzen Welt spielen und auch in Zukunft spielen werden, ist von entscheidender Bedeutung. Gurtförderer sind das mit Abstand am weitesten verbreitete Schüttguttransportsystem, das im Bergbau, in der Mineralienverarbeitung und in der Energieerzeugung eingesetzt wird. Aufgrund ihrer kon-

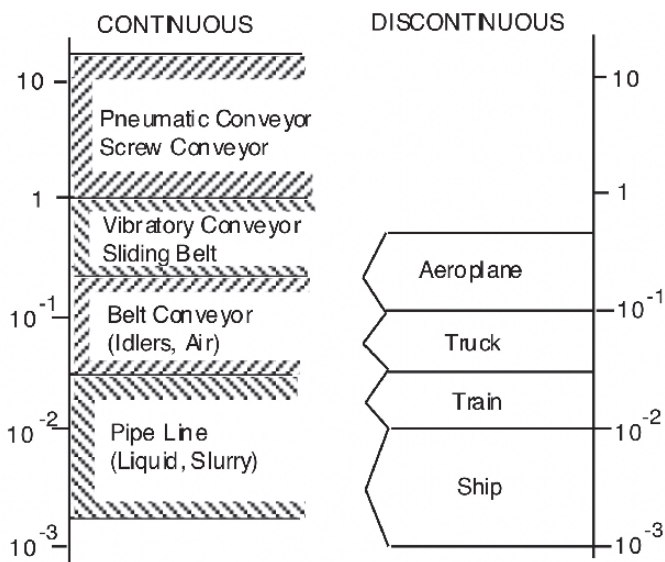


Fig. 1. Loss factor of transportation for bulk material handling systems (2).
Bild 1. Verlustfaktoren für Schüttguttransport (2).

automated mining activities and this continues to drive the technology towards higher capacities and longer transportation distances. Although belt conveyors have significant benefits for automated processes in comparison to alternative technologies such as hauling trucks, they still require significant amounts of energy for their operation. The need for energy reduction during conveying in the mining sector is critical when global power demands are considered. As case of example for a typical South African gold mine, it is estimated that approximately 23% of their total operating cost was attributed to electricity costs by 2020 (1).

Work conducted by Jonkers (2) showed the relative efficiencies of typical transportation methods in the Loss Factor of Transportation for bulk material handling systems as shown in figure 1. Figure 1 depicts each mode of transportation categorised into two sections; continuous and discontinuous, and the benefits of rail over trucks and trucks over conveyor belts can be seen. The comparison in this study was largely influenced by the rolling resistance factor in each of the respective systems, where the efficiencies of the drive systems have been excluded. The drive system efficiency has been excluded due to the complexity which arises when comparing systems. It is important to note that due to the significant size of these systems the overall friction factor for the whole system is a much more appropriate value for comparison. This can be attributed to the drive system simply being required to overcome these frictional resistances to drive the system. This study also considered both batch and continuous type systems with continuous systems to be the preferred method of transportation. When considering the rolling resistance and in effect the energy requirements of belt conveyors in comparison to hauling trains, significant improvements are possible. By incorporating the benefits of rail systems and the continuous conveying benefits of conveyor belts, a system can be produced which would seem to be an ideal solution for overland conveying in relation to an energy efficient system.

Since the early stages of their development in the 1890's, the fundamental principle of operation of modern conventional belt conveyors has remained unchanged. A conventional belt conveyor consists of a rubber covered belt supported by troughed idler

tinuierlichen Arbeitsweise sind sie für den automatisierten Bergbau äußerst wünschenswert. Dies erfordert höhere Kapazitäten und längere Transportstrecken für diese Technologie. Obwohl Förderbänder im Vergleich zu alternativen Technologien, wie z.B. Lkw, erhebliche Vorteile für automatisierte Prozesse bieten, erfordert ihr Betrieb nach wie vor erhebliche Energiemengen. Der Bedarf an Energieeinsparungen bei der Förderung im Bergbausektor ist entscheidend, wenn man den globalen Energiebedarf betrachtet. Am Beispiel eines typischen südafrikanischen Goldbergwerks wird geschätzt, dass bis 2020 etwa 23% der gesamten Betriebskosten auf Stromkosten entfielen (1).

In einer Arbeit von Jonkers (2) wurde die relative Effizienz typischer Transportmethoden anhand des Verlustfaktors für den Transport von Schüttgut aufgezeigt (Bild 1). In Bild 1 sind die einzelnen Transportarten in zwei Abschnitte unterteilt: kontinuierlich und diskontinuierlich, wobei die Vorteile der Bahn gegenüber dem Lkw und des Lkw gegenüber dem Förderband deutlich werden. Der Vergleich in dieser Studie wurde weitgehend durch den Rollwiderstandsfaktor der jeweiligen Systeme beeinflusst, während die Effizienz der Antriebssysteme nicht berücksichtigt wurde. Der Wirkungsgrad des Antriebssystems wurde aufgrund der Komplexität, die beim Vergleich von Systemen entsteht, nicht berücksichtigt. Es ist wichtig darauf hinzuweisen, dass aufgrund der beträchtlichen Größe dieser Systeme der Reibungsfaktor für das gesamte System ein viel geeigneterer Wert für den Vergleich ist. Dies lässt sich darauf zurückführen, dass das Antriebssystem diese Reibungswiderstände überwinden muss, um das System anzutreiben. In dieser Studie wurden sowohl diskontinuierliche als auch kontinuierliche Systeme betrachtet, wobei kontinuierliche Systeme die bevorzugte Transportmethode darstellen. Betrachtet man den Rollwiderstand und damit den Energiebedarf von Förderbändern im Vergleich zu Transportzügen, sind erhebliche Verbesserungen möglich. Durch die Einbeziehung der Vorteile von Schienensystemen und der Vorteile der kontinuierlichen Förderung von Förderbändern kann ein System geschaffen werden, das im Hinblick auf Energieeffizienz eine ideale Lösung für die Überlandbeförderung zu sein scheint.

Seit den Anfängen ihrer Entwicklung in den 1890er Jahren ist das grundlegende Funktionsprinzip moderner konventioneller Gurtförderer unverändert geblieben. Ein herkömmlicher Gurtförderer besteht aus einem gummibeschichteten Gurt, der von gemuldeten Tragrollen getragen und von einer oder mehreren Trommeln angetrieben wird, auf denen die Umwandlung von elektrischer in mechanische Energie erfolgt (3). Bedeutende Entwicklungen und Innovationen bei Überlandgurtförderern haben jedoch zu erheblichen betrieblichen und energetischen Verbesserungen geführt. Gurtfördersysteme müssen heute über viel längere Strecken transportieren, mit höheren Bandgeschwindigkeiten arbeiten und viel größere Leistungen erbringen, wobei das Streben nach einem geringeren Energiebedarf diese Anforderungen ermöglicht.

Die Weiterentwicklung der konventionellen Muldengurtförderer wurde durch die Nachfrage nach längeren Überlandgurtförderanlagen vorangetrieben. Die Notwendigkeit längerer Systeme ist mit einer Erhöhung der Bandspannung verbunden, was wiederum zu einem Anstieg des Energiebedarfs und der Leistungsaufnahme des Systems führt. Die Energieeffizienz von Gurtförderern kann typischerweise in Bezug auf Leistung, Betrieb, Technologie und auf Ausstattungsebene verbessert werden (4). Zhang und Xia (3)

rolls and driven by one or more pulleys, where the conversion of electrical energy to mechanical energy will occur (3). Significant developments and innovations in overland belt conveyors have however, resulted in considerable operational and energy improvements. Belt conveyor systems are now required to convey over much longer distances, operate at higher belt speeds and are capable of much greater capacities, where the strive for lower energy demands will make these requirements possible.

The ongoing development of conventional troughed belt conveyors has been driven by the demand of longer overland belt conveying systems. The necessity of longer systems will have a linked increase in belt tension which in effect will also have an associated increase in the energy requirements and demand power of the system. The energy efficiency of belt conveyors can be typically improved for performance, operation, technology and at the equipment level (4). Zhang and Xia (3), found that most of the published literature for the improvement of the energy efficiency of belt conveyors focussed on the potential to improve either the operation or equipment of the system. When the improvement of equipment efficiency is considered, the interaction of the conveyor belt and idler roll will account for approximately 60% of the energy consumption of the system (5) where specialised low rolling resistant belt compounds are continually developed (6).

When the energy efficiencies of belt conveyors are considered at the operational level, there has been a shift within industry to utilise Variable Speed Drives (VSDs). One of the main reasons for utilising VSDs is to maintain a consistent throughput along the length of the entire system, in addition to controlling the transient behaviour of the system during starting and stopping (7). This is shown to significantly increase the operational efficiency of the system which can be viewed in the cited literature (8, 9, 10, 11). Zhang and Xia (3,12) also considered the operational efficiency of belt conveyors. However, they focused on the optimisation of the system utilising an energy model of belt conveyors. Existing methods (13, 14, 15, 16, 17) for the energy calculation of drive systems are typically used, however, these models are more suitable for the design of the belt conveyor rather than used as an optimisation tool.

The analytical model proposed by Zhang and Xia (3,12) analysed the optimal operation efficiency of belt conveyors at the operational level. This was undertaken using two performance indicators, namely the energy cost and the energy consumption. The proposed model used an offline parameter estimation using the Least Square (LSQ) technique (18,19) and on-line parameter estimation using the Recursive Least Square (RLSQ) technique (20). By using these methods in the proposed model, they were able to simulate a belt conveyor system where the optimisation of the feed rate and belt speed were obtained. Although these operational efficiency methods are effective and relatively simple to implement, the energy requirements of belt conveyors can still be significantly improved further when the technological efficiency is considered.

As outlined above, the extensive research that has been conducted on the operational efficiencies of belt conveyors, demonstrates the significant energy reductions that can be made. To take the energy efficiency further, this paper will propose a new method for long overland conveying that looks at the technological efficiency of belt conveying systems. Although there is a substantial amount of literature available on the operational efficiencies of belt

stellten fest, dass sich der Großteil der veröffentlichten Literatur zur Verbesserung der Energieeffizienz von Gurtförderern auf das Potential zur Verbesserung entweder des Betriebs oder der Ausstattung des Systems konzentriert. Wird die Verbesserung der Ausstattungseffizienz in Betracht gezogen, so entfallen etwa 60% des Energieverbrauchs des Systems auf das Zusammenspiel von Fördergurt und Umlenkrolle (5), wobei kontinuierlich spezielle rollwiderstandsarme Gurtmischungen entwickelt werden (6).

Betrachtet man die Energieeffizienz von Förderbändern auf der Betriebsebene, so hat sich in der Industrie eine Verlagerung hin zum Einsatz von drehzahlvariablen Antrieben (VSD) vollzogen. Einer der Hauptgründe für den Einsatz von VSDs ist die Aufrechterhaltung eines gleichmäßigen Durchsatzes über die gesamte Länge des Systems sowie die Steuerung des instationären Verhaltens des Systems beim Anfahren und Anhalten (7). Dies erhöht nachweislich die Betriebseffizienz des Systems erheblich, wie aus der zitierten Literatur hervorgeht (8, 9, 10, 11). Zhang und Xia (3,12) befassten sich ebenfalls mit der Betriebseffizienz von Gurtförderern. Sie konzentrierten sich jedoch auf die Optimierung des Systems unter Verwendung eines Energiemodells für Gurtförderer. Bestehende Methoden (13, 14, 15, 16, 17) zur Energieberechnung von Antriebssystemen werden in der Regel verwendet, jedoch sind diese Modelle eher für die Auslegung des Gurtförderers als für die Optimierung geeignet.

Das von Zhang und Xia (3,12) vorgeschlagene analytische Modell analysierte die optimale Betriebseffizienz von Gurtförderern auf der Betriebsebene. Dabei wurden zwei Leistungsindikatoren verwendet, nämlich die Energiekosten und der Energieverbrauch. Das vorgeschlagene Modell verwendet eine Offline-Parameterschätzung mit der Least-Square-Technik (LSQ) (18,19) und eine Online-Parameterschätzung mit der rekursiven Least-Square-Technik (RLSQ) (20). Durch den Einsatz dieser Methoden in dem vorgeschlagenen Modell konnten sie ein Bandfördersystem simulieren, bei dem eine Optimierung der Vorschub- und der Bandgeschwindigkeit erzielt wurde. Obwohl diese Methoden der Betriebseffizienz effektiv und relativ einfach zu implementieren sind, kann der Energiebedarf von Gurtförderern noch erheblich verbessert werden, wenn die technologische Effizienz berücksichtigt wird.

Wie oben dargelegt, zeigen die umfangreichen Forschungsarbeiten zur Betriebseffizienz von Förderbändern, dass eine erhebliche Energieeinsparung möglich ist. Um die Energieeffizienz weiter voranzutreiben, wird in diesem Beitrag eine neue Methode für lange Überlandtransporte vorgeschlagen, welche die technologische Effizienz von Gurtfördersystemen berücksichtigt. Obwohl eine beträchtliche Menge an Literatur über die Betriebseffizienz von Gurtförderern verfügbar ist, gibt es nur sehr wenig veröffentlichte Literatur, wenn die Energieeffizienz von Gurtförderern aus technologischer Sicht betrachtet wird. Wenn man dies berücksichtigt, besteht immer noch ein erheblicher Spielraum für die weitere Senkung des Energieverbrauchs, insbesondere bei stark belasteten und langen Überlandgurtförderern.

Betrachtet man den Reibungsfaktor für die folgenden Systeme – lange Überlandförderbänder liegen zwischen 0,009 und 0,017, Lkw bei etwa 0,006 (21) und Schienenfahrzeuge bei etwa 0,001 bis 0,002 (22) – erhält man einen Einblick in die Energieeffizienz. Es ist wichtig, zu beachten, dass eine Verringerung des Rollwiderstands in einem System zu einer entsprechenden Steigerung der Energieeffizienz führt. Dies lässt sich am besten durch einen

conveyors, there is very little published literature when the energy efficiency of belt conveyors is considered from a technological view point. When this is considered, there is still a significant scope for the further reduction of the energy consumption especially when heavily loaded and long overland belt conveyors are considered.

If the friction factor is considered for the following systems, long overland belt conveyors range from 0.009 to 0.017, trucks around 0.006 (21) and rail approximately 0.001 to 0.002 (22) an insight into the energy efficiency can be gained. It is important to note that as the rolling resistance decreases in a system, a corresponding increase of energy efficiency results. This can be best explained by comparing the rolling resistances for each system, excluding the efficiencies of the drive systems. The main resistances of belt conveyors consist of the belt and bulk solid flexure resistance, the rotating resistance of the idler rolls and the indentation rolling resistance, which will typically account for up to 60% of the energy consumption of the system (5) of the conveyor belt. By comparison the rolling resistance of trucks is due to the interaction between the rubber tyres and the road, where additional adhesion may be present from the rubber, while rail has the lowest rolling resistance due to steel wheels running on steel tracks.

If the rolling resistances are further considered with the energy consumption of the systems presented above, it can be shown that rail supersedes both belt conveyors and haul trucks from an energy efficiency perspective. Despite the inefficiencies of belt conveyors, research by Saxby and Elkink (23) has shown belt conveyors are more cost-effective on a life-cycle cost basis than both truck and rail transport for throughputs up to 5 Mt/a over horizontal conveying distances up to 40 km. This research is further confirmed by Galligan (24), where it was determined that the capital cost for rail per kilometre is greater than belt conveyors and trucks. Furthermore, the operating cost for rail is less, meaning that as the transportation distance increases the higher initial capital investment is offset against lower operating cost. Clearly, the relative operating cost comparisons are heavily dependent on their loss factor of transportation (2), with infrastructure costs gradually being outweighed by reduced energy costs as a result of lower rolling friction.

The limitation for conventional belt conveyors is the interaction between the rubber covered belt and idler rolls, meaning the efficiency of railway transportation will never be matched by systems supported by conventional idler rolls. With these limitations in mind, a new rail based continuous bulk material transportation system has been developed by researchers at the University of Newcastle, Callaghan, NSW/Australia to reduce the energy requirements of heavily loaded and long overland belt conveyors (25). The new technology is aptly named the Rail Conveyor due to its combination of two well-established transportation technologies. The Rail Conveyor technology provides an innovative and novel departure from conventional continuous bulk material transportation systems with significant energy and economic benefits. This paper presents a comparison between the energy consumption and motion resistances of the Rail Conveyor system and conventional belt conveyors.

2 Rail Conveyor system

The Rail Conveyor system is a new energy efficient hybrid rail and belt conveying system that has been developed by researchers at the University of Newcastle (25). The Rail Conveyor system, as the

Vergleich der Rollwiderstände für jedes System erklären, wobei die Wirkungsgrade der Antriebssysteme nicht berücksichtigt werden. Die Hauptwiderstände von Gurtförderern bestehen aus dem Biege- und Drehwiderstand des Gurts und des Schüttguts, dem Drehwiderstand der Umlenkrollen und dem Eindrückrollwiderstand des Fördergurts, der in der Regel bis zu 60% des Energieverbrauchs des Systems ausmacht (5). Im Vergleich dazu ist der Rollwiderstand von Lkw auf die Wechselwirkung zwischen den Gummireifen und der Straße zurückzuführen, wo zusätzliche Haftung durch das Gummi vorhanden sein kann, während die Eisenbahn den geringsten Rollwiderstand aufweist, da die Stahlräder auf Stahlschienen laufen.

Betrachtet man die Rollwiderstände zusammen mit dem Energieverbrauch der oben vorgestellten Systeme, so zeigt sich, dass die Schiene sowohl Gurtförderer als auch Lkw unter dem Gesichtspunkt der Energieeffizienz übertrifft. Trotz der Ineffizienzen von Gurtförderern haben Untersuchungen von Saxby und Elkink (23) gezeigt, dass Gurtförderer bei Durchsätzen von bis zu 5 Mio. t/a und horizontalen Förderstrecken von bis zu 40 km auf der Basis der Lebenszykluskosten kosteneffizienter sind als Lkw- und Bahntransport. Diese Forschungsergebnisse werden auch von Galligan (24) bestätigt, wo festgestellt wurde, dass die Kapitalkosten für die Schiene pro Kilometer höher sind als für Förderbänder und Lkw. Darüber hinaus sind die Betriebskosten für die Schiene geringer, was bedeutet, dass mit zunehmender Transportentfernung die höheren anfänglichen Kapitalinvestitionen durch niedrigere Betriebskosten ausgeglichen werden. Der Vergleich der relativen Betriebskosten hängt natürlich stark vom Verlustfaktor des Transports ab (2), wobei die Infrastrukturkosten allmählich durch die geringeren Energiekosten infolge der geringeren Rollreibung aufgewogen werden.

Die Beschränkung auf konventionelle Gurtförderer liegt in der Wechselwirkung zwischen dem gummibeschichteten Gurt und den Umlenkrollen, was bedeutet, dass die Effizienz des Eisenbahntransports niemals von Systemen erreicht werden kann, die von konventionellen Umlenkrollen unterstützt werden. Unter Berücksichtigung dieser Einschränkungen wurde von Forschern der University of Newcastle (25), Callaghan, NSW/Australia, ein neues schienengestütztes System für den kontinuierlichen Schüttguttransport entwickelt, um den Energiebedarf von schwer beladenen und langen Überlandgurtförderern zu senken (25). Die neue Technologie trägt den treffenden Namen Rail Conveyor, da sie zwei bewährte Transporttechnologien kombiniert. Die Rail Conveyor-Technologie stellt eine innovative und neuartige Abkehr von konventionellen kontinuierlichen Schüttguttransportsystemen dar und bietet erhebliche energetische und wirtschaftliche Vorteile. In diesem Beitrag wird ein Vergleich zwischen dem Energieverbrauch und den Bewegungswiderständen des Rail Conveyor-Systems und konventionellen Gurtförderern angestellt.

2 Rail Conveyor-System

Das Rail Conveyor-System ist ein neues energieeffizientes hybrides Schienen- und Gurtfördersystem, das von Forschern der University of Newcastle entwickelt wurde (25). Das Rail Conveyor-System vereint, wie der Name schon sagt, die Vorteile der Gurtfördertechnik und der Schiene zu einem kontinuierlichen Schüttguttransportsystem mit geringem Rollwiderstand. Das Rail Conveyor-System funktioniert und wird wie ein herkömmlicher Gurtförderer ange-

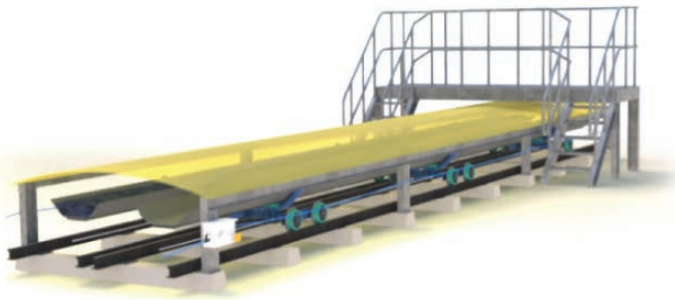


Fig. 2. Rail Conveyor system in side-by-side configuration.
Bild 2. Rail Conveyor-System nebeneinander in Side-by-Side Konfiguration. Source/Quelle: tk

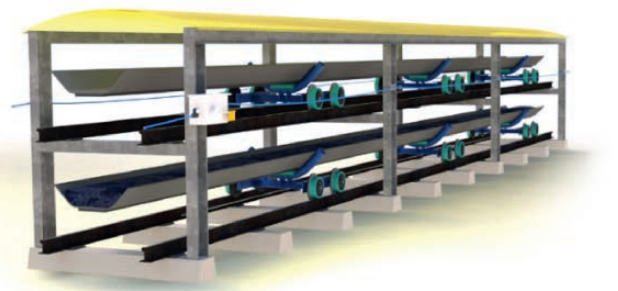


Fig. 3. Rail Conveyor system showing carry side beneath return side.
Bild 3. Rail Conveyor-System mit Anordnung übereinander (Tragseite unten). Source/Quelle: tk

name suggests, unites the benefits of both belt conveying technology and rail to produce a continuous low rolling resistance bulk material transportation system. The Rail Conveyor system operates and is driven like a conventional belt conveyor. The bulk material is supported by a conveyor belt that is driven by one or more localised drive pulleys. The drive system is the same as a conventional belt conveyor, with either single or multiple drive pulleys, in addition to a take up system. However, rather than being supported by idler rolls the belt is supported by a series of linked carriages, which is the novel aspect of the invention. The carriages utilise steel or nylon track wheels that run along light gauge steel railway tracks. The belt is not physically fixed to the support carriages but drives each carriage by friction developed between the belt and the carriage yoke. The support carriages are clamped to an endless wire rope, typically via a spring, and equally spaced along the length of the system. The support carriages follow a continuous path around the conveying system, supporting the bulk material and belt along the carry side, and the belt on the return side (25). The tracks are typically positioned side-by-side, or above one another as per a conventional belt conveyor, as shown in figures 2 and 3, respectively.

In July 2015 a prototype Rail Conveyor system was successfully built and commissioned in China. The prototype system, shown in figure 4, is 150 m long, has a belt width of 1.2 m and operates at belt speeds of up to 4 m/s. Figure 5 shows a typical conveying section of the Rail Conveyor where the prototype system has the carry side above the return side. This would be the opposite for a long overland system as described above. The successful commissioning and operation of the prototype system proved the Rail Conveyor concept and has provided an invaluable means to evaluate and test a wide range of system variables, including the energy consumption and motion resistances.

By having the conveyor belt supported on carriages rather than idler rolls for most of the length, the major motion resistance components of a conventional belt conveyor are minimised. Since the belt rests on the support carriages during transportation there is no relative movement between the carriages and the belt, and therefore, no indentation rolling resistance or belt and bulk material flexure resistance. The only resistances to motion of the Rail Conveyor technology is the rotating resistance of the bearings and seals of the track wheels – similar to idler rolls of a conventional belt conveyor – and the rolling friction of the track wheels. This

triebene. Das Schüttgut wird von einem Förderband getragen, das von einer oder mehreren lokalisierten Antriebsscheiben angetrieben wird. Das Antriebssystem ist das gleiche wie bei einem konventionellen Gurtförderer, entweder mit einer oder mehreren Antriebsrollen zusätzlich zu einem Aufnahmesystem. Das Band wird jedoch nicht von Umlenkrollen getragen, sondern von einer Reihe miteinander verbundener Schlitten, was der neue Aspekt der Erfindung ist. Die Schlitten sind mit Stahl- oder Nylonrädern ausgestattet, die auf Stahlschienen mit geringer Spurweite laufen. Der Gurt ist nicht fest mit den Tragwagen verbunden, sondern treibt jeden Wagen durch die Reibung zwischen dem Gurt und dem Wagenjoch an. Die Tragwagen sind an einem endlosen Drahtseil befestigt, in der Regel über eine Feder, und in gleichmäßigen Abständen über die Länge des Systems verteilt. Die Tragschlitten folgen einem kontinuierlichen Weg um das Fördersystem herum und stützen das Schüttgut und den Gurt auf der Transportseite und den Gurt auf der Rücklaufseite (25). Die Schienen sind in der Regel nebeneinander oder übereinander angeordnet, wie bei einem herkömmlichen Bandförderer, wie in den Bildern 2 und 3 dargestellt.

Im Juli 2015 wurde in China ein Prototyp eines Schienenfördersystems erfolgreich gebaut und in Betrieb genommen. Das in Bild 4 dargestellte Prototypensystem ist 150 m lang, hat eine Gurtbreite von 1,2 m und arbeitet mit Bandgeschwindigkeiten von bis zu 4 m/s. Bild 5 zeigt einen typischen Förderabschnitt des Schienenförders, bei dem das Prototypensystem die Tragseite über der Rücklaufseite hat. Bei einem langen Überlandtransportsystem wie oben beschrieben wäre dies genau umgekehrt. Die erfolgreiche Inbetriebnahme und der Betrieb des Prototypensystems haben das Konzept des Schienenförders bestätigt und ein unschätzbare Mittel zur Bewertung und Prüfung einer Vielzahl von Systemvariablen einschließlich des Energieverbrauchs und der Bewegungswiderstände bereitgestellt.

Dadurch, dass das Förderband über den größten Teil der Länge auf Schlitten und nicht auf Umlenkrollen gelagert ist, werden die wichtigsten Bewegungswiderstände eines herkömmlichen Bandförderers minimiert. Da der Gurt während des Transports auf den Tragschlitten ruht, gibt es keine Relativbewegung zwischen den Schlitten und dem Gurt und somit auch keinen Rollwiderstand durch Eindringen oder Biege widerstand von Gurt und Schüttgut. Die einzigen Bewegungswiderstände der Rail Conveyor-Technologie sind der Drehwiderstand der Lager und Dichtungen der Laufräder – ähnlich den Umlenkrollen eines herkömmlichen



Fig. 4. Rail Conveyor prototype system operating in China.
Bild 4. Rail Conveyor-Prototyp in Betrieb in China. Source/Quelle: tk



Fig. 5. Conveying section of prototype system with carry side above.
Bild 5. Detailansicht des Prototyps mit Tragseite oben. Source/Quelle: tk

leads to a more highly efficient transportation system analogous to rail. The following sections present a comparison between the energy consumption and motion resistances of the Rail Conveyor system and conventional belt conveyors.

3 Tension comparisons

The energy consumption of a conventional belt conveying system affects the tension found in the conveyor belt and the associated demand power required to drive the system. Since the Rail Conveyor technology is driven like a conventional belt conveying system the overall energy consumption principles also apply. The following section outlines the resistances to motion and associated tension distribution along the length of the system for both conventional belt conveyors and the Rail Conveyor technology.

3.1 Conventional belt conveyor resistances

Throughout the operation of a long overland belt conveying system, most of the energy will be consumed by the main resistances

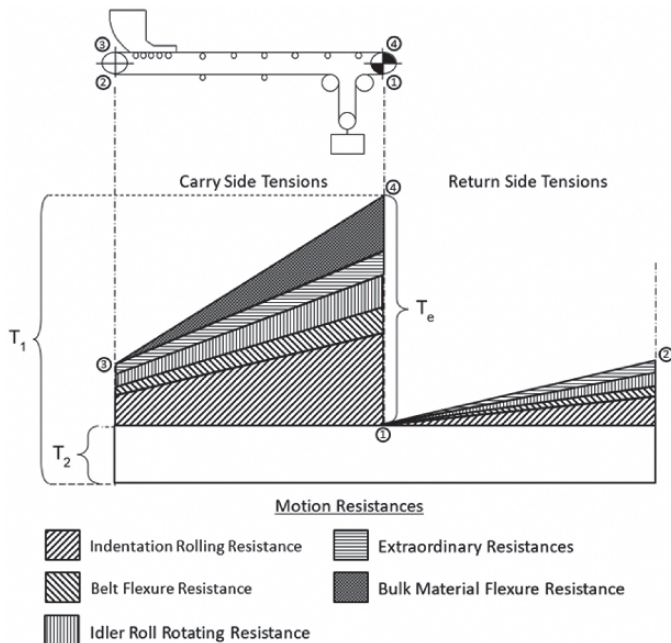


Fig. 6. Steady state belt tension distribution for a horizontal belt conveyor (26). // Bild 6. Betriebslastverteilung für horizontale Bandanlagen (26).

Gurtförderers – und die Rollreibung der Laufräder. Dies führt zu einem hocheffizienten Transportsystem analog zur Schiene. In den folgenden Abschnitten wird ein Vergleich zwischen dem Energieverbrauch und den Bewegungswiderständen des Rail Conveyor-Systems und konventionellen Gurtförderern dargestellt.

3 Vergleichsbetrachtung der Gurtzüge

Der Energieverbrauch eines herkömmlichen Förderbandsystems hängt von der Gurtspannung des Förderbands und dem damit verbundenen Energiebedarf für den Antrieb des Systems ab. Da die Schienenfördertechnik wie ein herkömmliches Gurtfördersystem angetrieben wird, gelten die gleichen Grundsätze für den Gesamtenergieverbrauch. Im folgenden Abschnitt werden die Bewegungswiderstände und die damit verbundene Spannungsverteilung über die Länge des Systems sowohl für herkömmliche Gurtförderer als auch für die Rail Conveyor-Technologie beschrieben.

3.1 Widerstände bei konventionellen Bandanlagen

Während des Betriebs eines langen Überlandförderbandsystems wird der größte Teil der Energie durch die Hauptwiderstände verbraucht, die entlang der Länge des Förderers auftreten, einschließlich des Biege- und des Schüttgutwiderstands, des Drehwiderstands der Umlenkrollen und des Rollwiderstands des Förderbands über die Umlenkrollen.

Bei der Auslegung eines Überlandförderbands werden die Antriebsleistung, die Aufwickelbewegung, die instationäre Wellenausbreitung und die daraus resultierende Verteilung der Bandspannung im stationären Zustand berechnet. Dies erfolgt für eine Reihe von Belastungsbedingungen, die typischerweise für einen leeren Gurt, ein voll beladenes System und den ungünstigsten Fall, der nur aus der Belastung der horizontalen und geneigten Abschnitte ermittelt wird, in Betracht gezogen werden. Diese Abschnitte werden anhand der Topographie des zu überwindenden Geländes bestimmt. Die Ableitung der verschiedenen Widerstandskomponenten variiert je nach Norm oder Bemessungsmethode, während die Böschungswiderstände im Allgemeinen nach demselben Verfahren ermittelt werden. Für diese Untersuchung wird ein gerades, horizontales Förderband angenommen, wie in Bild 6 dargestellt.

Bild 6 zeigt die Komponenten des Reibungswiderstands für einen horizontalen Gurtförderer, ähnlich denen, die in CEMA (13)

occurring along the length of the conveyor, including the belt and bulk material flexure resistance, the rotating resistance of the idler rolls and the indentation rolling resistance of the conveyor belt over the idler rolls.

Throughout the design of any overland belt conveyor system, the drive power, take-up motion, transient wave propagation, and resulting steady state belt tension distribution is calculated. This is undertaken for a range of loading conditions which is typically considered for an empty belt, fully loaded system and the worst-case scenario which will be determined from the loading of the horizontal and inclined sections only. These sections will be determined from the topography of the terrain to be conveyed over. Derivation of the various resistance components varies according to the standard or design method followed, while the slope resistances generally follow the same procedure. For the purpose of this research, a straight horizontal belt conveyor is assumed, as shown in figure 6.

Figure 6 outlines the components of frictional resistance for a horizontal belt conveyor, similar to those referenced in CEMA (13). It should be noted, however, that the resistance components are notably different to those outlined in DIN 22101 (14) and ISO 5048 (15). The resistance components take into consideration individual contributions, rather than lumping multiple resistances together. During the design of a belt conveyor system the frictional resistance components considered include the indentation rolling resistance, belt flexure resistance, idler roll rotating resistance, extraordinary resistances and bulk material flexure resistance. As outlined in the DIN 22101 and ISO 5048 standards, the cumulative resistance along the length of the belt conveying system is calculated by superimposing the contributions from each of the frictional resistances, as shown in figure 6. Secondary resistances can also be included as a length coefficient based on the approach detailed in DIN 22101 or ISO 5048.

Generally, an increase in tension is attributed to the cumulative resistances occurring along the length of the system. It will be appropriate to identify, regarding figure 6, the belt and bulk material flexure resistance components are shown due to scaling to linearly increase with length and are therefore, independent of tension. In practice, these components typically decrease, as the belt tension increases with an increase in belt length. The numerical calculation of these motion resistances is determined using the procedures outlined in Wheeler et al. (26). It is important to note that T_1 is the maximum tension in the system (typically at the drive pulley), T_2 is the slack side tension and T_e is the effective (or drive) tension which is numerically defined as:

$$T_e = T_1 - T_2.$$

3.2 The Rail Conveyor system resistances

Since the Rail Conveyor system operates and is driven like a conventional belt conveyor the same methodology for the determination of the demand power, take-up tension and resulting steady state belt tension distribution will apply. It was previously determined that the bulk material is supported by a conveyor belt that is driven by one or more localised drive pulleys, however, rather than being supported by idler rolls, the belt is predominantly supported by a series of linked carriages. A schematic of the Rail Conveyor system is shown in figure 7 where, points 5

genannt werden. Es ist jedoch anzumerken, dass sich die Widerstandskomponenten deutlich von denen unterscheiden, die in DIN 22101 (14) und ISO 5048 (15) beschrieben sind. Die Widerstandskomponenten berücksichtigen die einzelnen Beiträge, anstatt mehrere Widerstände in einen Topf zu werfen. Bei der Auslegung eines Gurtfördersystems werden als Reibungswiderstandskomponenten der Eindruckrollwiderstand, der Gurtbiegewiderstand, der Umlenkrollen-Drehwiderstand, außerordentliche Widerstände und der Schüttgutbiegewiderstand berücksichtigt. Wie in den Normen DIN 22101 und ISO 5048 beschrieben, wird der Gesamtwiderstand über die Länge des Gurtfördersystems durch Überlagerung der Beiträge der einzelnen Reibungswiderstände berechnet, wie in Bild 6 dargestellt. Sekundäre Widerstände können auch als Längenkoeffizient auf der Grundlage des in DIN 22101 oder ISO 5048 beschriebenen Ansatzes einbezogen werden.

Im Allgemeinen wird eine Zunahme der Spannung auf die kumulativen Widerstände zurückgeführt, die über die Länge des Systems auftreten. In Bild 6 sind die Komponenten des Band- und Schüttgutbiegewiderstands aufgrund der Skalierung so dargestellt, dass sie linear mit der Länge zunehmen und daher unabhängig von der Spannung sind. In der Praxis nehmen diese Komponenten in der Regel ab, da die Bandspannung mit zunehmender Bandlänge steigt. Die numerische Berechnung dieser Bewegungswiderstände erfolgt nach den in Wheeler et al. (26) dargestellten Verfahren. Es ist wichtig zu beachten, dass T_1 die maximale Spannung im System ist (typischerweise an der Antriebsscheibe), T_2 die schlaaffe Seitenspannung ist und T_e die effektive (oder Antriebs-) Spannung ist, die numerisch wie folgt definiert ist:

$$T_e = T_1 - T_2.$$

3.2 Widerstände bei Rail Conveyor-Bandanlagen

Da das Schienenfördersystem wie ein herkömmlicher Gurtförderer arbeitet und angetrieben wird, gilt die gleiche Methodik für die Bestimmung der Bedarfsleistung, der Aufnahmespannung und der sich daraus ergebenden Verteilung der Gurtspannung im stationären Zustand. Zuvor wurde festgelegt, dass das Schüttgut von einem Förderband getragen wird, das durch eine oder mehrere örtlich begrenzte Antriebstrommeln angetrieben wird, wobei das Band jedoch nicht durch Tragrollen, sondern überwiegend durch eine Reihe miteinander verbundener Schlitten getragen wird. Eine schematische Darstellung des Schienenfördersystems ist in Bild 7 zu sehen, wobei die Punkte 5 bis 8 die Transportseite und die Punkte 1 bis 4 die Rücklaufseite darstellen. Die Wagen sind mit Stahl- oder Nylonrädern ausgestattet, die auf Stahlschienen mit geringer Spurweite laufen. Die Punkte 6 bis 7 für die Transportseite und die Punkte 2 bis 3 für die Rücklaufseite des in Bild 7 gezeigten Systems stellen die Hauptförderstrecke dar, die viele Kilometer lang ist.

Da das Band nicht fest mit den Tragschlitten verbunden ist, sind die Tragschlitten an einem endlosen Drahtseil befestigt, in der Regel über eine Feder, und in gleichmäßigen Abständen über die Länge des Systems verteilt. Die Tragschlitten folgen einem kontinuierlichen Weg und kehren an den Punkten 7 bis 2 am Kopfende und an den Punkten 3 bis 6 am Ende des Systems um. Die Punkte 5 bis 6 stellen den Beladungsabschnitt des Systems dar und die Punkte 7 bis 8 den Entladungsabschnitt des Systems am Kopfende, wobei in beiden Fällen herkömmliche Tragrollen zum Einsatz

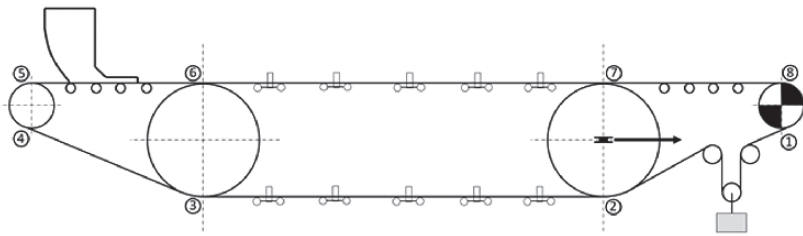


Fig. 7. Schematic of the Rail Conveyor system. // Bild 7: Schema des Rail Conveyor-Systems. Source/Quelle: tk

to 8 represent the carry side and points 1 to 4 the return side. The carriages utilise steel or nylon track wheels that run along light gauge steel railway tracks which are represented as points 6 to 7 for the carry side and points 2 to 3 for the return side of the system shown in figure 7 and represent the main conveying section which will be many kilometres in length.

Due to the belt not being physically fixed to the support carriages, the support carriages are clamped to an endless wire rope, typically via a spring, and equally spaced along the length of the system. The support carriages follow a continuous path and will turnaround at points 7 to 2 at the head end and points 3 to 6 at the tail end of the system. Points 5 to 6 represent the loading section of the system and points 7 to 8 represents the discharge section of the system at the head end which both utilises conventional troughed idler sets. Finally, points 1 to 2 represent the belt take-up of the system which will be as per a conventional belt conveying system where hydraulic take-ups or gravity towers are typically used.

The major resistances of the Rail Conveyor system will be the track wheel rolling resistance, track wheel bearing and seal resistance and carriage turnaround resistance. The loading and discharge sections of the Rail Conveyor will utilise the components of a conventional belt conveyor (shown as points 5 to 6 and points 7 to 8 in figure 7). These sections will have all the resistances of a conventional belt conveyor, shown in figure 6, however, will be classified as secondary resistances for the Rail Conveyor system as they occur only at the tail and head sections.

kommen. Die Punkte 1 bis 2 schließlich stellen die Spannvorrichtung des Systems dar, welche ebenfalls einem herkömmlichen Gurtfördersystem entspricht und daher mit Winden oder als Gewichtsspanntürme ausgeführt werden.

Die Hauptwiderstände des Schienenfördersystems sind der Rollwiderstand der Laufräder, der Widerstand der Laufradlager und -dichtungen sowie der Umlenkwiderstand des Wagens. Die Be- und Entladeabschnitte des Schienenförders verwenden die Komponenten eines konventionellen Gurtförders (dargestellt als Punkte 5 bis 6 und 7 bis 8 in Bild 7). Diese Abschnitte weisen alle Widerstände eines konventionellen Gurtförders auf (s. Bild 6), werden jedoch als sekundäre Widerstände für das Rail Conveyor-System eingestuft, da sie nur an den End- und Kopfabschnitten auftreten.

Ähnlich wie bei der Bestimmung der stationären Gurtspannungen in konventionellen Systemen wird die Spannungsverteilung des Rail Conveyor-Systems in Bild 8 dargestellt. Betrachtet man die Hin- und Rücklaufseite des Systems, so zeigt sich, dass die Gurtspannung linear mit der Länge zunimmt, ähnlich wie bei einem konventionellen Gurtfördersystem. Wird der Lastwiderstand des Schüttguts auf der Tragseite des Systems berücksichtigt, kommt es zu einem Anstieg der Gurtspannung an den Belade- und Entladepunkten des Systems, d. h. an den Punkten 5 bis 6 und 7 bis 8. In der Hauptförderstrecke des Schienenfördersystems, d. h. an den Punkten 6 bis 7, erhöht sich die Gurtspannung aufgrund des Schüttgutwiderstands nicht.

Anhand von Bild 8 lässt sich erkennen, dass der örtliche Wagen- und Gurtumlenkwiderstand ähnlich verteilt ist wie der Schüttgutwiderstand, wobei dies sowohl auf der Hin- als auch auf der Rücklaufseite des Schienenfördersystems der Fall ist. Dies lässt sich am besten in Bezug auf die Spannung des Verbindungskabels zwischen den Wagen erklären. In der Arbeit von Wheeler (27) wurde gezeigt, dass es zu einer allmählichen Verringerung der Seilspannung kommt, wenn das Förderband von den Wagen getragen wird, was sich wiederum auf das Band auswirkt. Es ist auch wichtig zu beachten, dass die Widerstandsberechnungen des Schienenförders das zusätzliche Gewicht der Stützwagen in die Komponente des Schienenradwiderstands einbeziehen, wie in Bild 8 dargestellt. Diese Widerstände werden in Abschnitt 5 näher erläutert.

Das Anfahren und Anhalten des Systems führt zu einem Einschwingverhalten, das sich von dem herkömmlicher Förderer unterscheidet. Die geringere Reibung und die höhere Trägheitsmasse des Systems beeinflussen die dynamische Wellenausbreitung und verlängern möglicherweise die Abklingzeit der Transienten. Diese Änderung würde die Anfahr- und Bremsvorgänge des Antriebs verlängern und die Dynamik der Massenerhöhung minimieren. Ein dynamisches Finite-Elemente-Methode (FEM)-Modell des Schienenförders wird in (28) vorgestellt. Dieses Modell teilt das System in zwei Stränge auf, um das Verhalten der Wagen und des Gurts getrennt zu berücksichtigen, wobei an jedem Knoten lokalisierte Widerstände, die spezifisch für die Lage des Gurts sind, platziert

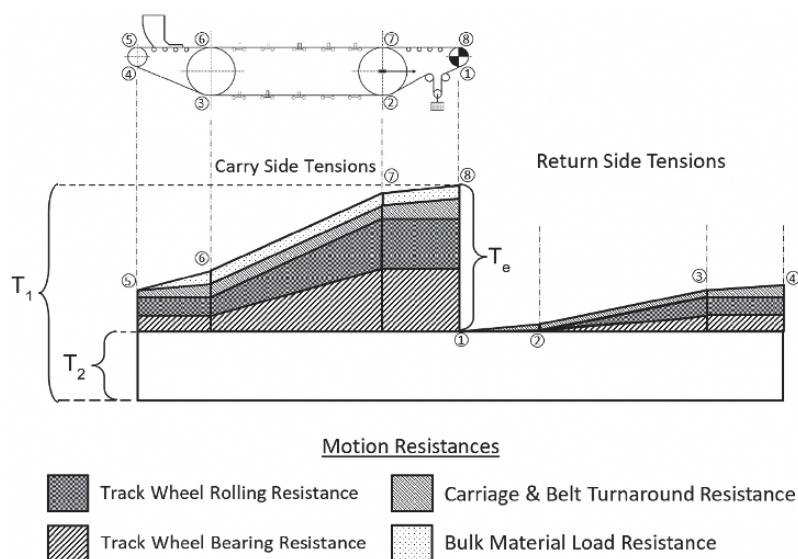


Fig. 8. Steady state belt tension distribution for the Rail Conveyor system. Bild 8. Gurtzugverteilung im Betrieb für das Rail Conveyor-System. Source/Quelle: tk

Similar to the method used for the determination of the steady state belt tensions in conventional systems, the determination of the tension distribution of the Rail Conveyor system is shown in figure 8. When the carry and return sides of the system are considered, the belt tension is shown to linearly increase with length (similar to a conventional belt conveyor). If the bulk material load resistance is considered for the carry side of the system, an increase of the belt tension will be experienced at the loading and discharge points of the system, i.e. points 5 to 6 and points 7 to 8. Within the main conveying section of the Rail Conveyor system, i.e. points 6 to 7, the belt tension due to the bulk material load resistance will not increase.

It will be appropriate to identify, regarding figure 8, the localised carriage and belt turnaround resistance is distributed in a similar way to the bulk material load resistance, where, this will occur for both the carry and return side of the Rail Conveyor system. This can be best explained in reference to the tension of the connecting cable between the carriages. It has been shown in the work of Wheeler (27) that when the conveyor belt is supported by the carriages a gradual reduction of the cable tension is experienced, which in turn is distributed to the belt. It is also important to note that the resistance calculations of the Rail Conveyor incorporate the additional weight of the support carriages in the track wheel resistance component as indicated in figure 8. These resistances are outlined further in Section 5.

Starting and stopping of the system will result in transient behaviour that differs from conventional conveyors. The reduced friction and higher inertial mass of the system will influence the dynamic wave propagation, potentially increasing the decay time of the transients. This change would lengthen the starting and braking procedures of the drive, minimising the dynamics of the increase in mass. A dynamic Finite Element Method (FEM) model of the Rail Conveyor is presented in (28). This model splits the system into two strands to account for the behaviour of the carts and belt separately, with localised resistances specific to the belt location placed on each node. Given the reduced tensions in the system, parameters such as belt rating and width, speed and idler selection could be further optimised, resulting in a further decrease in drive power.

4 Determination of belt conveying and the Rail Conveyor system resistances

The determination of the resistances for both conventional belt conveyor and the Rail Conveyor systems are required for the accurate and successful design of both systems. When designing either system, one of the most critical parameters will be the demand power to drive the system which in turn is determined from the energy consumption from the produced frictional resistances described previously. The following section outlines the key resistances found in both systems and how they contribute to the energy consumption of each respective system.

4.1 Conventional belt conveying resistances

The key frictional resistances found in conventional belt conveyors are the belt and bulk solid flexure resistance, the rotating resistance of the idler rolls, as described by Wheeler (29), and the indentation rolling resistance of the conveyor belt over the idler rolls.

werden. Angesichts der verringerten Spannungen im System konnten Parameter wie Gurtstärke und -breite, Geschwindigkeit und Auswahl der Tragrollen weiter optimiert werden, was zu einer weiteren Verringerung der Antriebsleistung führte.

4 Bestimmung der Widerstände bei konventionellen sowie Rail Conveyor-Systemen

Die Bestimmung der Widerstände sowohl für herkömmliche Gurtförderer als auch für Schienenfördersysteme ist für die genaue und erfolgreiche Auslegung beider Systeme erforderlich. Einer der kritischsten Parameter bei der Auslegung beider Systeme ist der Leistungsbedarf für den Antrieb des Systems, der sich wiederum aus dem Energieverbrauch durch die zuvor beschriebenen Reibungswiderstände ergibt. Im folgenden Abschnitt werden die wichtigsten Widerstände in beiden Systemen und ihr Beitrag zum Energieverbrauch des jeweiligen Systems beschrieben.

4.1 Widerstände bei konventionellen Bandanlagen

Die wichtigsten Reibungswiderstände in konventionellen Gurtförderern sind der Biege- und Schüttdruckwiderstand von Gurt und Schüttdruck, der von Wheeler (29) beschriebene Drehwiderstand der Tragrollen und der Eindrückrollwiderstand des Fördergurts über die Tragrollen. Nach Hager und Hintz (5) und Wheeler (30, 31, 32, 33) machen der Eindrückrollwiderstand und der Gurt- und Schüttdruckbiege- und Schüttdruckwiderstand in der Regel mehr als 80% des gesamten Energieverbrauchs langer horizontaler Gurtförderer aus. Der Eindrückrollwiderstand entsteht durch die Verformung der Seitenabdeckung des Fördergurts, wenn dieser zwischen der Karkasse und den aufeinanderfolgenden Umlenkrollen eingeklemmt wird. Der Biege- und Schüttdruckwiderstand des Gurts entsteht durch die vertikale und transversale Verschiebung des Gurts zwischen den Umlenkrollengruppen. Beide Widerstände gegen die Bewegung des Gurts sind das Ergebnis interner Energieverluste innerhalb des Fördergurts, die vom Gurt als Wärme absorbiert werden. Wenn der Gummigurt über eine Rolle des Förderers läuft, wird der Rollenmantel durch das Gewicht des Gurts und des Schüttdrucks eingedrückt. Der Eindrückungszyklus beinhaltet eine Kompression des Rollendeckels, wenn der Gurt in die Rolle fährt, gefolgt von einer Erholung, wenn der Gurt über die Rolle läuft. Da sich der Gurt aufgrund der zeitabhängigen, viskoelastischen Eigenschaften des Gummis nicht in gleichem Maß erholen kann, wie er komprimiert wird, bildet sich eine asymmetrische Druckverteilung, die zu einem Eindrückrollwiderstand führt. Bild 9 zeigt eine spezielle Prüfeinrichtung zur Messung des Eindrückrollwiderstands von Fördergurten. Die analytische und experimentelle Bestimmung des Biege- und Schüttdruckwiderstands von Gurt und Schüttdruck sowie des Eindrückrollwiderstands erfolgte nach Wheeler et al. (26), wobei die Werte in der zitierten Literatur eingesehen werden können.

Die Hauptfunktion der Tragrollen in einem Gurtförderersystem besteht darin, den Fördergurt über seine Länge zu stützen. Die Vorhersage des kumulativen Widerstands der Tragrollen ist von entscheidender Bedeutung für die Berechnung der Gurtspannung und damit des Energiebedarfs eines Systems, insbesondere bei langen Überlandförderern, bei denen es in der Regel mehr als tausend Tragrollen pro Kilometer Gurt gibt. Der Drehwiderstand von Tragrollen in Gurtförderanlagen entsteht durch die Reibung der



Fig. 9. Belt indentation rolling resistance test facility.
Bild 9. Testanlage für Eindruckrollwiderstand. Source/Quelle: tk

According to Hager and Hintz (5) and Wheeler (30, 31, 32, 33), the indentation rolling resistance and belt and bulk material flexure resistance typically accounts for more than 80% of the total power consumption of long horizontal belt conveyors. The indentation rolling resistance occurs due to the deformation of the pulley side cover of the conveyor belt as it is squeezed between the carcass and successive idler rolls. Belt flexure resistance occurs due to the vertical and transverse displacement of the belt between idler sets. Both resistances to movement of the belt are as a result of internal energy losses within the conveyor belt that are absorbed by the belt as heat. As the rubber belt travels over a conveyor idler roll, the pulley cover is indented by the weight of the belt and bulk material. The indentation cycle involves compression of the pulley cover as the belt drives into the roller, followed by recovery as the belt travels over the roller. Since the belt cannot recover at the same rate as it is compressed due to the time dependent (viscoelastic) properties of the rubber, an asymmetric pressure distribution forms, resulting in indentation rolling resistance. Figure 9 shows a specialised test facility to measure the indentation rolling resistance of conveyor belts. The analytical and experimental determination of the belt and bulk material flexure resistance and the indentation rolling resistance was found according to Wheeler et al. (26) where the values can be viewed in the cited literature.

The primary function of idler rolls in a belt conveyor system is to support the conveyor belt along its length. Predicting the cumulative resistance of idler rolls is critically important in calculating the belt tension and, therefore, power requirements of a system, particularly on long overland conveyors where there are typically more than 1,000 idler rollers per kilometre of belt. The rotating resistance of idler rolls in belt conveyor systems occurs due to the friction of the rolling elements in the bearings, the viscous drag of the lubricant and the friction of the contact lip seals (29). The resistance force typically contributes between 5 to 15% (5, 30) of the motion resistance of long horizontal belt conveyors. While this may be considered a relatively small contribution in comparison to the belt and bulk solid flexure resistance and the indentation rolling resistance, the rotating resistance of idler rolls must be considered especially for long overland belt conveyors. Accurately determining this resistance is vital for the demand power which in effect leads to the appropriate selection of drives and belting. Figure 10 shows a specialised test facility used to measure the rotating resistance of idler rolls.

Wälzkörper in den Lagern, den viskosen Widerstand des Schmiermittels und die Reibung der Kontaktlippendichtungen (29). Die Widerstandskraft trägt typischerweise zwischen 5 und 15% (5, 30) zum Bewegungswiderstand von langen horizontalen Gurtförderern bei. Obwohl dies im Vergleich zum Biege- und Rollwiderstand des Gurts und des Schüttguts sowie zum Rollwiderstand der Vertiefungen als relativ geringer Beitrag angesehen werden kann, muss der Drehwiderstand der Tragrollen insbesondere bei langen Überlandgurtförderern berücksichtigt werden. Die genaue Bestimmung dieses Widerstands ist entscheidend für die Bedarfsleistung, die wiederum zu einer geeigneten Auswahl der Antriebe und Gurte führt. Bild 10 zeigt eine spezielle Prüfeinrichtung, mit welcher der Drehwiderstand von Tragrollen gemessen wird.

Der Drehwiderstand der Tragrollen hängt in erster Linie von der Art und Konfiguration der Dichtung, der Art der Lager, der Temperatur des Schmierstoffs und der Drehzahl der Tragrolle ab (29). Berührende Lippendichtungen und fettgefüllte Labyrinthdichtungen bilden in der Regel die Begrenzung, die das Eindringen von Staub und Wasser in die Wälzkörper der Lager verhindert. Die Labyrinthdichtungen können vollständig mit Fett gefüllt sein, um die Dichtwirkung des Labyrinths zu optimieren, was zu einem viskosen Widerstand führt, der durch die Scherung des Fetts zwischen den Schichten der rotierenden und stationären Oberflächen entsteht. Eine äußere berührende Lippendichtung bildet in der Regel die primäre Grenze zwischen externen Verunreinigungen, die in die Labyrinthdichtung eindringen, während eine innere Lippendichtung das Schmierfett innerhalb des Lagers enthält. Die äußeren und inneren Lippendichtungen tragen aufgrund der Art des Dichtungsmechanismus zum Drehwiderstand der Tragrolle bei. Zusätzlich zu den mit der Dichtung verbundenen Widerständen verwenden herkömmliche Tragrollen Wälzlager, bei denen die Reibung in erster Linie von der Art und Größe des Lagers, der Betriebsgeschwindigkeit, den Eigenschaften und der Menge des Schmierstoffs und – im Falle von Tragrollen in geringerem Maße – von der Belastung abhängt (26).

4.2 Widerstände bei Rail Conveyor-Bandanlagen

Die wichtigsten Reibungswiderstände im Schienenfördersystem sind der Rollwiderstand der Laufräder, der Lagerwiderstand der Laufräder und der Umdrehungswiderstand des Wagens. Untersuchungen von Wheeler et al. (34) haben gezeigt, wie der

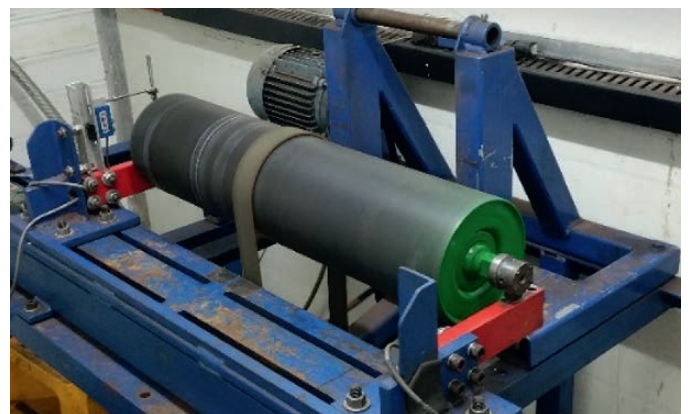


Fig. 10. Idler roll rotating resistance test facility. // Bild 10. Testanlage für Rotationswiderstand der Tragrollen. Source/Quelle: tk



Fig. 11. Laboratory test equipment to measure rolling resistance.
Bild 11. Testaufbau für Laufradwiderstandsmessungen.
Source/Quelle: tk

The rotating resistance of the idler rolls (rim drag) is primarily dependent on the seal type and configuration, the type of bearings, the temperature of the lubricant and the rotational speed of the idler roll (29). Contact lip seals and grease-filled labyrinth seals typically form the boundary preventing dust and water ingress into the rolling elements of the bearings. The labyrinth seals can be fully packed with grease to optimise the sealing efficiency of the labyrinth, resulting in viscous drag generated from the shearing of the grease between the layers of rotating and stationary surfaces. An outer contact lip seal typically forms the primary boundary between external contaminants entering the labyrinth seal, while an inner lip seal contains the lubricating grease within the bearing. The outer and inner contact lip seals add to the rotating resistance of the idler roll due to the nature of the sealing mechanism. In addition to the resistances associated with sealing, conventional idler rolls use rolling element bearings where the friction primarily depends on the bearing type and size, the operating speed, the properties and quantity of the lubricant and, to a lesser extent in the case of idler rolls, the load (26).

4.2 The Rail Conveyor system resistances

The key frictional resistances found in the Rail Conveying system are the track wheel rolling resistance, track wheel bearing resistance and the carriage turnaround resistance. Research by Wheeler et al. (34) has shown the determination of the track wheel rolling resistance and track wheel bearing resistance for a range of materials. These values are used to determine the demand power and projected energy consumption of the Rail Conveyor system as outlined in Section 6.

To quantify the energy reduction likely from the Rail Conveyor technology, laboratory experiments have been undertaken (34). This investigation involved simple drag tests, in addition to more complex combined radial and axial load tests involving several different potential track wheel materials. While there is much published literature on the rolling resistance of conventional railway systems, the influence of smaller diameter track wheels and significantly lower radial loads are not readily available in published literature. Figure 11 shows a testing apparatus where



Fig. 12. Laboratory test equipment to measure track wheel wear and friction. // Bild 12. Testaufbau für Felgenwiderstand in Kombination zur Kontaktreibung. Source/Quelle: tk

Roll- und der Lagerwiderstand der Laufräder für eine Reihe von Materialien bestimmt werden können. Diese Werte werden zur Bestimmung des Leistungsbedarfs und des voraussichtlichen Energieverbrauchs des Schienenfördersystems verwendet, wie in Abschnitt 6 beschrieben.

Um die durch die Rail Conveyor-Technologie zu erwartende Energieeinsparung zu quantifizieren, wurden Laborexperimente durchgeführt (34). Diese Untersuchung umfasste einfache Widerstandstests sowie komplexere kombinierte Radial- und Axiallasttests mit verschiedenen potentiellen Schienenradmaterialien. Es gibt zwar viel Literatur über den Rollwiderstand konventioneller Eisenbahnsysteme, aber der Einfluss von Laufrädern mit kleinerem Durchmesser und deutlich geringeren Radiallasten ist in der veröffentlichten Literatur nicht ohne weiteres zu finden. Bild 11 zeigt eine Prüfvorrichtung, in der erste Widerstandsmessungen mit Stahlrädern durchgeführt wurden, die an Achsnaben von Anhängern mit Kegelrollenlagern befestigt waren. Die Versuchsergebnisse ergaben Reibungsfaktoren von 0,004 bis 0,005 trotz der Verwendung von Kegelrollenlagern, die in der Regel einen wesentlich höheren Rotationswiderstand aufweisen als Rillenkugellager. In jüngster Zeit wird auch der Verschleiß von Kettenrädern mithilfe von FEM-Simulationen untersucht, die auf Labordaten basieren, um das effektivste Material für die Herstellung der Kettenräder auszuwählen. Bild 12 zeigt eine Laborprüfanlage zur Messung des Verschleißes und des Rotationswiderstands von Laufrädern unter kombinierter radialer und axialer Belastung.

Um ein besseres Verständnis des Reibungsfaktors des Schienenfördersystems zu erlangen, wurde eine Reihe von Tests mit verschiedenen Schienenradmaterialien durchgeführt. Zu den getesteten Materialien gehörten Kunststoff, verschiedene Nylonarten und Gusseisen. Um den Unterschied zwischen der Kontaktreibung zwischen den Laufrädern und der Leichtspurschiene und dem Drehwiderstand der Räder zu ermitteln, wurden zwei Testreihen durchgeführt. Der erste Test, der durchgeführt wurde, war ein Felgenwiderstandstest (Bild 13), der ein quantifizierbares Maß für den Drehwiderstand der Lager, der Dichtungsanordnung und des Fetts liefert ähnlich wie bei herkömmlichen Tragrollen. Beim zweiten Test wurde die in Bild 12 gezeigte Labortestausrüstung verwendet, mit welcher der Felgenwiderstand zusätzlich zur Kontaktreibung

initial drag measurements were undertaken using steel wheels attached to trailer axle hubs containing back-to-back tapered roller bearings. Experimental results showed friction factors of 0.004 to 0.005 despite the use of tapered roller bearings, which typically exhibit significantly greater rotational resistance than deep groove ball bearings. More recently, track wheel wear is also being investigated using FEM simulations using laboratory data to select the most effective material from which to manufacture the track wheels. Figure 12 shows a laboratory test facility designed to measure track wheel wear and rotational resistance under combined radial and axial loading.

To gain a better understanding of the friction factor of the Rail Conveyor system, a series of tests were completed on different track wheel materials. The materials that were tested included plastic, several grades of nylon and cast iron. To determine the difference between the contact friction between the track wheels and the light gauge rail and the rotational resistance of the wheels, two sets of tests were completed. The first test that was completed was rim drag testing, shown in figure 13, which gives a quantifiable measure for the rotational resistance of the bearings, sealing arrangement and grease similar to conventional idler rolls. The second test utilised the laboratory test equipment shown in figure 12 that measures the rim drag, in addition to the contact friction between the track wheels and the light gauge rail. This was achieved by recording the total resistance of the track wheel under load and subtracting the rim drag value to give an overall contact friction factor for each of the tested track wheel materials. The determination of the key resistances using the methods identified above will be critical for the demand power and energy consumption calculations. The results of these tests are shown in figure 14 and will be used in the subsequent sections where a case study will be used to show the reduction in energy consumption of the Rail Conveyor system when compared to conventional overland belt conveyors.

5 Comparison of resistances

The resistances of both, the Rail Conveyor system and conventional belt conveyors, can be compared when the friction factors of each system are considered. For the case of this research an 11 km system has been considered for comparison. The resistances for a con-

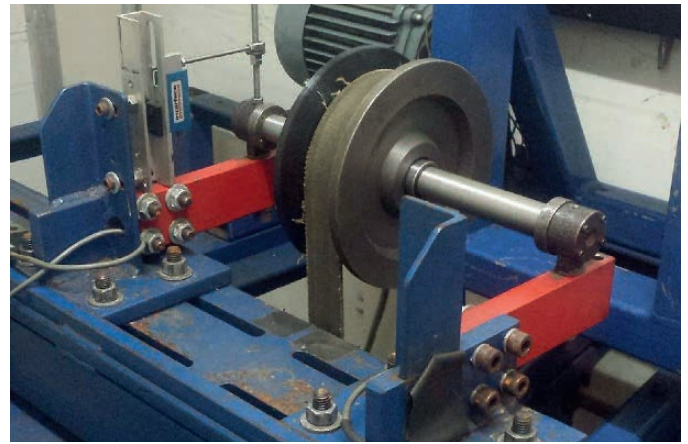


Fig. 13. Rim drag testing apparatus for track wheels.
Bild 13. Testaufbau für Felgenwiderstandstest. Source/Quelle: tk

zwischen den Laufrädern und der Leichtspurschiene gemessen wird. Dazu wurde der Gesamtwiderstand des Laufrads unter Last aufgezeichnet und der Wert des Felgenwiderstands abgezogen, um einen Gesamtkontaktreibungsfaktor für jedes der geprüften Laufradmateriale zu erhalten. Die Bestimmung der Hauptwiderstände mit den oben genannten Methoden ist entscheidend für die Berechnungen des Leistungsbedarfs und des Energieverbrauchs. Die Ergebnisse dieser Tests sind in Bild 14 dargestellt und werden in den folgenden Abschnitten verwendet, in denen anhand einer Fallstudie die Verringerung des Energieverbrauchs des Schienenfördersystems im Vergleich zu herkömmlichen Überlandgurtförderern aufgezeigt wird.

5 Vergleich der Widerstände

Die Widerstände des Rail Conveyor-Systems und der konventionellen Gurtförderer können verglichen werden, wenn man die Reibungsfaktoren der beiden Systeme berücksichtigt. Im Rahmen dieser Untersuchung wurde ein 11 km langes System zum Vergleich herangezogen. Die Widerstände für einen konventionellen Gurtförderer wurden in Übereinstimmung mit der Norm ISO 5048 ermittelt. Darüber hinaus wurden zur Bestimmung der Widerstandskomponenten des Rail Conveyor-Systems die Reibungsfaktoren für den Rollwiderstand der Laufräder und dem Lagerwiderstand der Laufräder in der Arbeit von Wheeler et al. (34) experimentell ermittelt. Dabei wurden Werte von 0,002 und 0,004 für die jeweiligen Komponenten unter Last, d. h. unter Berücksichtigung einer Normlast von 200 kg pro Rad, ermittelt. Diese Werte sind in Bild 14 für eine Reihe von Gleisradwerkstoffen dargestellt. Es ist wichtig zu beachten, dass der Reibungsfaktor die gesamte Länge des Systems als Gesamtreibungswert berücksichtigt.

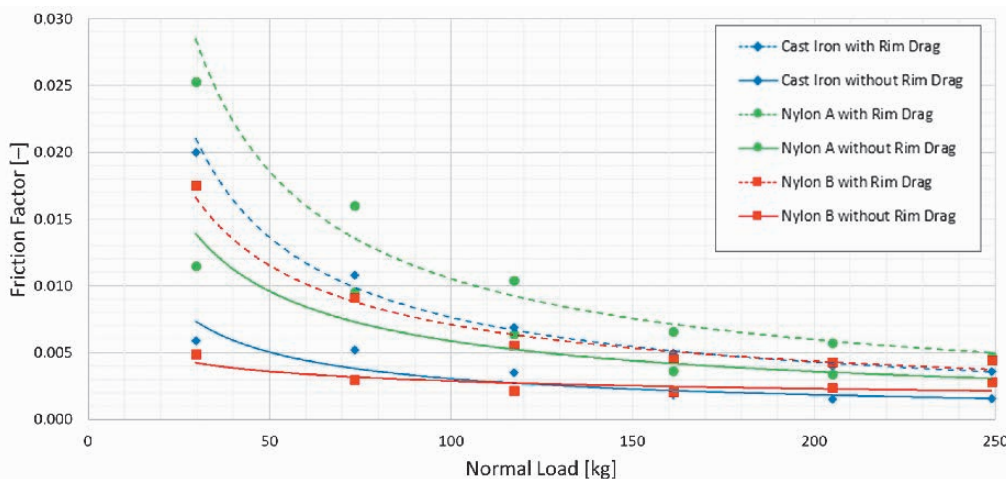


Fig. 14. Track wheel friction versus radial load (34). // Bild 14. Vergleich der Reibungsfaktoren (34).

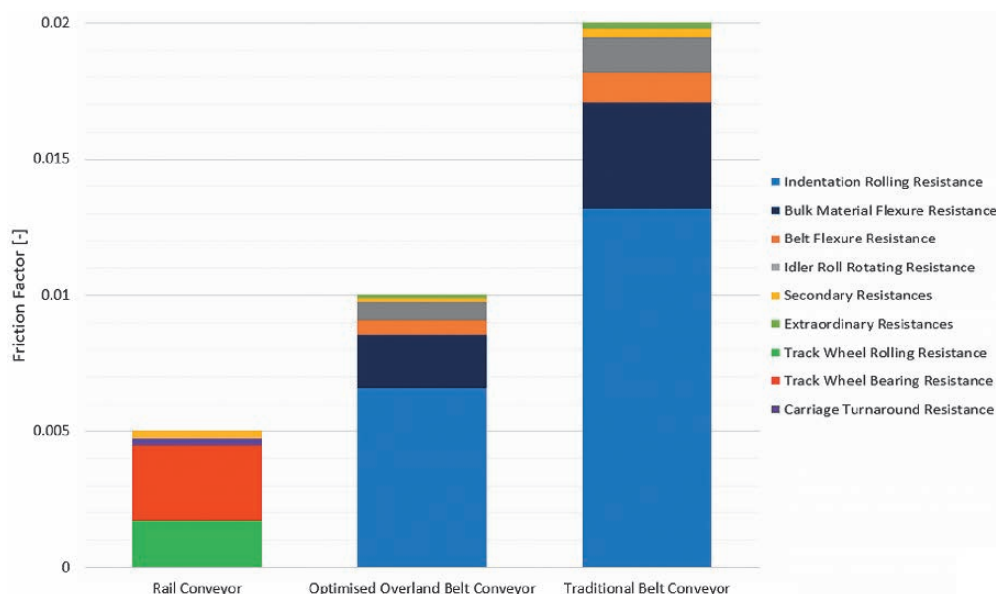


Fig. 15. Resistance breakdown comparison between rail conveyor and conventional belt conveyors.
Bild 15. Widerstandsvergleich Rail Conveyor vs. konventionelle Bandanlage. Source/Quelle: tk

ventional belt conveyor have been determined in accordance with the ISO 5048 (15) standard. Furthermore, for the determination of the resistance components of the Rail Conveyor system, the friction factor for the track wheel rolling resistance and track wheel bearing resistance have been determined experimentally in the work of Wheeler et al. (34). Values of 0.002 and 0.004 were found for each of the respective components under loaded conditions, i. e. a 200 kg normal load per wheel is considered. These values are shown in figure 14 for a range of track wheel materials. It is important to note that the friction factor considers the full length of the system as an overall friction value.

The comparison of the friction factors for the Rail Conveyor system and conventional belt conveyors are shown in figure 15. Friction factor values for a conventional belt conveyor system of 0.01 (optimised overland belt conveyor) and 0.02 (traditional belt conveyor) are shown for comparison. The dramatic reduction of the friction factor of the Rail Conveyor system when compared to conventional belt conveyors is primarily due to the elimination of the indentation rolling resistance and the belt and bulk material flexure resistance. This reduction in the friction factor of the Rail Conveyor system will also have an associated reduction in the energy consumption and demand power of the system. This will lead to reduced belt tensions and therefore, lower strength conveyor belting. To demonstrate the reduction in the energy consumption and demand power of the Rail Conveyor system a case study is presented in the subsequent section.

6 Case Study

The potential energy and power advantages of the Rail Conveyor technology over conventional overland belt conveyors for long overland transportation of bulk materials is presented in the following section. For this purpose, an 11 km long overland belt conveyor transporting iron ore will be investigated, with the design specifications detailed in table 1.

Der Vergleich der Reibungsfaktoren für das Rail Conveyor-System und herkömmliche Gurtförderer ist in Bild 15 dargestellt. Zum Vergleich sind Reibungsfaktorwerte für ein konventionelles Gurtfördersystem von 0,01 (optimierter Überlandgurtförderer) und 0,02 (herkömmlicher Gurtförderer) dargestellt. Die drastische Verringerung des Reibungsfaktors des Schienenförderersystems im Vergleich zu herkömmlichen Gurtförderern ist in erster Linie auf die Beseitigung des Rollwiderstands der Vertiefung und des Biege widerstands von Gurt und Schüttgut zurückzuführen. Diese Verringerung des Reibungsfaktors des Schienenförderersystems führt auch zu einer Verringerung des Energieverbrauchs und der Bedarfsleistung des Systems. Dies führt zu geringeren Gurtspannungen und damit zu einer geringeren Festigkeit der Fördergurte. Um die Verringerung des Energieverbrauchs und des Leistungsbedarfs des Rail Conveyor-Systems zu demonstrieren, wird im folgenden Abschnitt eine Fallstudie vorgestellt.

6 Fallstudie

Die potentiellen Energie- und Leistungsvorteile der Rail Conveyor-Technologie gegenüber konventionellen Überlandgurtförderern für den langen Überlandtransport von Schüttgütern werden im folgenden Abschnitt dargestellt. Zu diesem Zweck wird ein 11 km langer Überlandgurtförderer für den Transport von Eisenerz untersucht, dessen Konstruktionsmerkmale in Tabelle 1 aufgeführt sind.

Der Reibungsfaktor f nach DIN 22101 ist ein bewährtes Maß für die Energieeffizienz eines Gurtfördersystems, wobei ein niedrigerer Reibungsfaktor für ein energieeffizienteres System steht. Nach DIN 22101 und ISO 5048 beträgt der Nennwert von f für die Systemauslegung 0,020, aber dieser Wert kann bei gut ausgelegten Systemen mit guter Gesamtausrichtung und guten Wartungspraktiken reduziert werden. Für den in diesem Beispiel betrachteten Überlandgurtförderer wurde aufgrund der Erfahrungen der Autoren bei früheren Konstruktionsprüfungen (35) ein Wert von $f = 0,015$ verwendet. Dieser Wert wurde auf der Grundlage einer

Bulk material	Iron ore
Bulk material Density	22,000 kg/m ³
Design capacity	5,000 t/h
Belt speed	4.0 m/s
Belt width	1,500 mm
Horizontal length	11,000 m
Lift	50 m

Table 1. Belt conveyor specifications.
Tab. 1. Spezifikation der Förderbandanlage.
Source/Quelle: tk

The DIN 22101 (14) friction factor, f , is a well-established measure of a belt conveying systems energy efficiency, with a lower friction factor representing a more energy efficient system. According to DIN 22101 and ISO 5048, the nominal value of f for system design is 0.020, but this may be reduced for well-designed systems with good overall alignment and good maintenance practices. For the overland belt conveyor considered in this example, a value of $f = 0.015$ was used as a result of the experience of the authors in previous design audits (35). This value was predicted based on specialised conveyor design software developed by Wheeler (30). The resulting belt tensions and demand power for this system are detailed in table 2, where T_1 represents the maximum belt tension, T_2 the slack side tension, and T_e the effective (or drive) tension which is numerically defined as: $T_e = T_1 - T_2$. The calculated belt strength rating (ST) in kN/m width of belt is also shown and is calculated assuming a static belt safety factor of 5:1.

Additionally, table 2 details calculated belt tensions, power demand and belt strength requirements for a Rail Conveyor system operating with an equivalent DIN 22101 friction factor of $f = 0.005$. The method which has been used for the calculation of T_1 , T_2 and T_e presented in this case study are based on the DIN 22101 and ISO 5048 standards. Analysing the values shown in table 2, it can be found that a significant reduction of the demand power of approximately 50 % for a Rail Conveyor system in comparison to a conventional overland belt conveyor will be experienced for an 11 km system. Furthermore, it is appropriate to identify that this reduction in demand power and energy consumption will increase further when an increase in the length of the Rail Conveyor system is considered.

7 Concluding remarks

This paper has presented a comparison between the demand power, associated energy consumption and motion resistances of the Rail Conveyor system and conventional belt conveyors. The energy consumption of the Rail Conveyor system was shown to be significantly lower in comparison to conventional belt conveyors when an 11 km system is considered. The frictional resistances of both the Rail Conveyor system and conventional belt conveyors can be directly compared when the friction factor of each system is considered. Due to the effective elimination of the indentation rolling resistance and belt and bulk material flexure resistance within the Rail Conveyor system, an approximate reduction of 50 % in energy consumption can be achieved.

System parameters	Equivalent DIN friction factor, f	
	Overland belt conveyor	Rail Conveyor system
	0.015	0.005
Demand power (MW)	4.3	1.9
Belt strength (kN/m)	ST4000	ST2000
T_1 (kN)	1,343	608
T_2 (kN)	280	130
T_e (kN)	1,063	478

Table 2. System parameters versus DIN friction factor.
Tab. 2. Systemparameter vs. DIN Widerstandsfaktoren.
Source/Quelle: tk

speziellen, von Wheeler (30) entwickelten Software für die Auslegung von Förderern vorausberechnet. Die sich daraus ergebenden Gurtspannungen und Leistungsanforderungen für dieses System sind in Tabelle 2 aufgeführt, wobei T_1 die maximale Gurtspannung, T_2 die schlaife Seitenspannung und T_e die effektive (oder Antriebs-) Spannung darstellt, die numerisch wie folgt definiert ist: $T_e = T_1 - T_2$. Die berechnete Gurtfestigkeit (ST) in kN/m Gurtbreite ist ebenfalls angegeben und wird unter der Annahme eines statischen Sicherheitsfaktors des Gurts von 5:1 berechnet.

Zusätzlich sind in Tabelle 2 die berechneten Gurtspannungen, der Leistungsbedarf und die Anforderungen an die Gurtfestigkeit für ein Schienenfördersystem aufgeführt, das mit einem äquivalenten Reibungsfaktor von $f = 0,005$ nach DIN 22101 betrieben wird. Die Methode, die für die Berechnung von T_1 , T_2 und T_e in dieser Fallstudie verwendet wurde, basiert auf den Normen DIN 22101 und ISO 5048. Die Analyse der in Tabelle 2 dargestellten Werte zeigt, dass bei einem 11 km langen System eine signifikante Reduzierung der Bedarfsleistung von ca. 50 % für ein Schienenfördersystem im Vergleich zu einem konventionellen Überlandgurtförderer zu verzeichnen ist. Darüber hinaus ist festzustellen, dass diese Verringerung des Leistungsbedarfs und des Energieverbrauchs weiter zunimmt, wenn die Länge des Schienenfördersystems erhöht wird.

7 Schlussbemerkung

In diesem Beitrag wurde ein Vergleich zwischen der Bedarfsleistung, dem damit verbundenen Energieverbrauch und den Bewegungswiderständen des Rail Conveyor-Systems und herkömmlicher Gurtförderer vorgestellt. Es wurde gezeigt, dass der Energieverbrauch des Rail Conveyor-Systems im Vergleich zu konventionellen Gurtförderern deutlich geringer ist, wenn ein 11 km langes System betrachtet wird. Die Reibungswiderstände des Rail Conveyor-Systems und der konventionellen Gurtförderer können direkt miteinander verglichen werden, wenn der Reibungsfaktor jedes Systems berücksichtigt wird. Aufgrund der effektiven Beseitigung des Rollwiderstands der Vertiefungen und des Biege- und Schüttgutwiderstands des Gurts und des Schüttguts innerhalb des Rail Conveyor-Systems kann eine ungefähre Reduzierung des Energieverbrauchs um 50 % erreicht werden. Zusätzlich können entsprechend deutliche Einsparungseffekte bei der Komponentenauswahl realisiert werden, sodass die Wirtschaftlichkeit des Rail Conveyors im Vergleich zu konventionellen Bandanlagen sowohl hinsichtlich der Investitionskosten als auch bei den Betriebskosten deutliche Einsparungspotentiale für die Industrie mit sich bringt.

References / Quellenverzeichnis

- (1) Van der Zee, L. F.; Pelzer, R.; Marais, J. H.: The Combined Cost Effect of Carbon Tax, ECS and MYPD₃ Tariffs on the Gold Mining Industry of South Africa. *Industrial and Commercial Use of Energy Conference (ICUE)*, 2013 Proceedings of the 10th Aug. 2013.
- (2) Jonkers, C.: Loss Factor in Transport. In: *Fördern und Heben*. 1981. Vol.31. No.2.
- (3) Zhang, S.; Xia, X.: Modeling and Energy Efficiency Optimization of Belt Conveyors. In: *Applied Energy*, 2011. Vol.88. No.9. pp 3061–3071. doi:10.1016/j.apenergy.2011.03.015.
- (4) Xia, X.; Zhang, J.: Control Systems and Energy Efficiency from the POET Perspective. *IFAC Conference on Control Methodologies and Technology for Energy Efficiency*; Vilamoura, Portugal; 29–31 March 2010.
- (5) Hager, M.; Hintz, A.: The Energy Saving-Design of Belts for Long Conveyor Systems. In: *Bulk Solids Handling* 1993. Vol.13. No.4. pp 749–758.
- (6) Jansen, M.: The Development of Energy-Optimized Conveyor Belts – A Joint Project of the Conveyor Belt Group of ContiTech AG and RWE Power AG. In: *World Min* 2008; 60(2):83–7.
- (7) Robinson, P. W.: Dynamics of Open and Closed Belt Conveyor Systems Incorporating Multiple Drives. PhD Thesis, The University of Newcastle, 2015.
- (8) Middelberg, A.; Zhang, J.; Xia, X.: An Optimal Control Model for Load Shifting – with Application in the Energy Management of a Colliery. In: *Applied Energy*, 2009. Vol. 86. No. 7–8. pp 1266–1273. doi:10.1016/j.apenergy.2008.09.011.
- (9) Marx, D. J. L.; Calmeyer, J. E.: An Integrated Conveyor Energy Model Methodology. *Trans South African Institute of Electrical Engineers*, 2004. Vol.95. pp 256–264.
- (10) Halepoto, I. A.; Khaskheli, S.: Modeling of an Integrated Energy Efficient Conveyor System Model Using Belt Loading Dynamics. In: *Indian Journal of Science and Technology*, 2016. Vol.9. No.47. doi:10.17485/ijst/2016/v9i47/108658.
- (11) De Almeida, A. T.; Fonseca, P.; Bertoldi, P.: Energy-Efficient Motor Systems in the Industrial and in the Services Sectors in the European Union: Characterisation, Potentials, Barriers and Policies. In: *Energy*, 2003. Vol.28. No.7. pp 673–690. doi:10.1016/S0360-5442(02)00160-3.
- (12) Zhang, S.; Xia, X.: Optimal Control of Operation Efficiency of Belt Conveyor Systems. In: *Applied Energy*, 2010. Vol.87. No.6. pp 1929–1937. doi:10.1016/j.apenergy.2010.01.006.
- (13) CEMA (2014): *Belt Conveyors for Bulk Materials*. 7th Ed. Naples, Florida, USA.
- (14) DIN 22101 (2000): *Continuous Conveyors – Belt Conveyors for Loose Bulk Materials – Basis for Calculation and Dimensioning*.
- (15) ISO 5048 (1989): *Continuous Mechanical Handling Equipment – Belt Conveyors with Carry Idlers – Calculation of Operating Power and Tensile Forces*. International Standard, Switzerland.
- (16) Hager, M.; Simonsen, H.: Calculation and Design of Belt Conveyors for Bulk Material. In: *Braunkohle Surf Min*, 2000. Vol.52. No.3. pp 245–260.
- (17) Goodyear: *Handbook of Conveyor and Elevator Belting*. Akron, Ohio: The Goodyear Tire & Rubber Company; 1975.
- (18) Hsia, T. C.: On Least Squares Algorithms for System Parameter Identification. *IEEE Trans. Autom. Control*, 1976. Vol.104. No.8.
- (19) Chen, H. Y. K.; Postel, C. E.: On-Line Parameter Identification of Input Output Curve for Thermal Units. *IEEE Trans. Power Syst.* 1986; PWRS-1(2):221–4.
- (20) Koubaa, Y.: Recursive Identification of Induction Motor Parameters. *Simul. Modell. Pract. Theory*, 2004. Vol.12. pp 363–381.
- (21) Lodewijks, G.; Welink, J.: The Environmental Impact of Transport Systems. *Proc. 10th International Conference on Bulk Materials Storage, Handling and Transportation + CHoPS-06*, Brisbane, Australia. 2009.
- (22) Avallone, E.; Baumeister, T.; Sadegh, A.: *Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers*. 11th Ed. McGraw-Hill. 2006.
- (23) Saxby, P.; Elkins, J.: Material Transportation in Mining – Trends in Equipment Development and Selection. In: *Australian Bulk Handling Review*, 2010. Vol. 15. No. 2, pp 10–14.
- (24) Galligan, S.: Pit to Port Solutions – Determining the Best Transportation Option. *Proc. OzMine*, Indonesia. 2011.
- (25) Wheeler, C. A.: Rail Conveyor System. International Patent Number; WO2012/009765 A1, Filed 26 Jan 2012.
- (26) Wheeler, C. A.; Munzenberger, P.; Ausling, D.; Beh, B.: Energy Efficient Belt Conveyor Design. *Proc. Beltcon 18. IMHC: South Africa*. 2015.
- (27) Wheeler, C. A.: Development of the Rail Conveyor Technology. In: *International Journal of Mining, Reclamation and Environment*, 2017. doi:10.1080/17480930.2017.1352058.
- (28) Rahman, A.; Robinson, P. W.; Carr, M. J.; Wheeler, C. A.: A Dynamic Analysis of the Rail Conveyor System. *Proc. 13th International Conference on Bulk Materials Storage, Handling and Transportation, Gold Coast, Australia*. 2019.
- (29) Wheeler, C. A.: Rotating Resistance of Belt Conveyor Idler Rolls. *ASME. J. Manuf. Sci. Eng.*, 2015. Vol.138 (4):041009-041009-8. doi:10.1115/1.4031552.
- (30) Wheeler, C. A.: Analysis of the Main Resistances of Belt Conveyors. PhD Thesis, 2003. The University of Newcastle, Australia.
- (31) Wheeler, C. A.: Indentation Rolling Resistance of Belt Conveyors – A Finite Element Solution. In: *Bulk Solids Handling*, 2006. Vol.26. No.1, pp 40–44.
- (32) Munzenberger, P.; Wheeler, C. A.: Laboratory Measurement of the Indentation Rolling Resistance of Conveyor Belts. *Measurement*, 2016. Vol. 94. pp 909-918. ISSN 0263-2241.
- (33) Wheeler, C. A.; Ausling, D.: Numerical Optimisation Procedures Applied to Belt Conveyor Design. In: *Bulk Solids and Powder: Science and Technology*, 2008. Vol. 3, pp 15–22.
- (34) Wheeler, C. A.; Carr, M. J.; Chen, B.: The Rail Conveyor – A New Energy Efficient Conveying Technology. *Proc. Beltcon 19. IMHC: South Africa*. 2017.
- (35) TUNRA Bulk Solids Report No.7816, (2012): *Conveyor Design Audit*.

Authors / Autoren

Prof. Craig A. Wheeler PhD, Michael J. Carr PhD, Peter W. Robinson B. Eng. and Bin Chen PhD, Newcastle Institute for Energy and Resources, The University of Newcastle, Callaghan, NSW/Australia, Martin Lurie M. Sc., thyssenkrupp Industrial Solutions (USA) Inc., Greenwood Village, Colorado/USA, Stefan Ebert M. Sc., thyssenkrupp Industrial Solutions AG, Essen/Germany