

Adaptives Fahrwerk für Hochgeschwindigkeitsförderer SPEEDTrans

Adaptive running gear for high speed conveyor SPEEDTrans

Jonas Nölcke
Markus Schröppel

*Institut für Fördertechnik und Logistik (IFT),
Abteilung für Maschinenentwicklung und Materialflussautomatisierung,
Universität Stuttgart*

Ein neuer Ansatz für den innerbetrieblichen Warentransport in Form eines schienengebundenen Hochgeschwindigkeitsfördersystems wird präsentiert. Zur Reduzierung der Schienenkosten wurde eine Schiene aus handelsüblichen Walzstahlträgern entworfen, was jedoch signifikante Schwankungen der Spurweite über den Streckenverlauf zur Folge hat. Die konstruktive Umsetzung eines adaptiven Fahrwerks zum Ausgleich dieser Schwankungen wird in diesem Beitrag vorgestellt.

[Schlüsselwörter: Warentransport, Schienenfahrzeug, adaptives Fahrwerk, Unstetigförderer, Palettentransport]

A novel approach for the internal transport of goods in form of a rail-bound high speed conveyor system is presented. For cost reduction, a rail made of commercially available rolled steel girders was developed, however, this causes significant deviations in track gauge over the length of the route. The constructive implementation of an adaptive running gear to compensate these fluctuations is presented in this paper.

[Keywords: Transport of goods, rail vehicle, adaptive running gear, intermittent conveyor, pallet transport]

1 EINLEITUNG

Der innerbetriebliche Warentransport als zentrale Aufgabe der Intralogistik entspricht in der Realität nicht immer einer „Logistik der kurzen Wege“. Durch historisches Wachstum der Betriebsgelände und „brown-field-Werke“ müssen Waren zwischen räumlich getrennten Produktions- und Lagerstätten transportiert werden. Bisher wird dies häufig mittels Lkw-Shuttle oder flurgebundenen Routenzügen gelöst, was jedoch mit hohem Aufwand bei der Handhabung, großen Pufferlagern und längeren Durchlaufzeiten verbunden ist.

Ziel des Forschungsprojekts SPEEDTrans ist die Weiterentwicklung eines aufgeständerten, schienengebundenen Hochgeschwindigkeitsfördersystems hinsichtlich einer

neuartigen Schienengeometrie mit entsprechendem adaptiven Fahrwerk.

Für die Schiene sollen handelsübliche warmgewalzte Stahlträger verwendet werden. Deren fertigungsbedingt große Toleranzen führen jedoch zu neuen Schwierigkeiten, sowohl bei den Übergängen an den Schienenstößen als auch bezüglich der Spurführung und der Gewährleistung des Zahneingriffs. Als Lösungsansatz wird ein adaptives Fahrwerk entwickelt, das sich an die Schiene anpassen kann. Nach einer Vorstellung des bereits bestehenden Systems werden die neuen Konzepte des aktuellen Projektes vorgestellt. Im Anschluss werden die Anforderungen an das adaptive Fahrwerk sowie die konstruktive Umsetzung präsentiert.

2 STAND DER TECHNIK

Aus einer vorangegangenen Entwicklung besteht bereits ein formschlüssiges Antriebssystem, bestehend aus einer flexiblen Zahnstange und einem Triebstockrad. [Beu17] Die Zahnstange verläuft entlang der gesamten Schiene und ein Motor am Fahrzeug treibt das darin eingreifende Triebstockrad an, um das Fahrzeug zu bewegen. Die Schiene ist eine Fachwerkkonstruktion aus verschweißten Rohren, die von unten abgestützt wird. Die einzelnen Schienensegmente werden in handwerklicher Arbeitsweise gefertigt und die Schienenstöße auf einer Länge von bis zu 1.000 mm aufwendig verschliffen. Ein Foto der Schiene mit der Zahnstange am oberen Rohr ist in Abbildung 1 gezeigt.

Diese Fertigungsweise ist zwar vorteilhaft für die Maßhaltigkeit, um einen korrekten Zahneingriff von Triebstockrad in die Zahnstange zu gewährleisten, führt aber auch zu einigen Nachteilen. Hier sind vor allem die hohen Kosten pro Schienenmeter zu nennen, aber auch die mangelnde Flexibilität in der Streckenführung. Mit verschweißten und individuell verschliffenen Schienenstößen ist ein Verändern des Streckenverlaufs nur unter großem Aufwand möglich. Zudem sind die dauerhaft ertragbaren

Belastungen von Schweißnähten deutlich herabgesetzt [DIN EN 1993-1-9].



Abbildung 1: Schiene mit Zahnstange des vorangehenden Entwicklungsprojektes

An dieser Stelle setzt das Schienenkonzept des Projektes SPEEDTrans an. Durch den Einsatz von handelsüblichen Stahlträgern wird die aufwendig verschweißte Fachwerkstruktur vermieden, während die Flexibilität der Schienenstöße durch lösbare Schraubverbindungen erhöht wird. Die Verwendung der Stahlträger führt jedoch wieder zu neuen Herausforderungen, die im Folgenden behandelt werden.

3 GRUNDKONZEPT

Wegen der gewünschten hohen Flexibilität im innerbetrieblichen Warentransport [Sch05] bestehen einige grundsätzliche Anforderungen an das Transportsystem bezüglich des erzielbaren Streckenverlaufes. So sollen Horizontalkurven mit Radien von 3 m möglich sein, insbesondere für Wendeschleifen bietet dies Vorteile hinsichtlich des Platzbedarfs. Um Hindernisse zu überqueren und Höhenunterschiede auszugleichen, sollen Vertikalkurven mit Radien von bis zu 5 m und Steigungen bis zu 45 Grad erreicht werden. Die Details von Schienen- und Fahrzeugkonzept werden im Folgenden präsentiert.

3.1 SCHIENE

Die Schiene setzt sich aus zwei im Abstand von 1100 mm parallel zueinander angeordneten Walzstahlprofilen zusammen, auf denen die Fahrzeuge aufgesetzt werden. Für die Schiene im „SPEEDTrans“-Projekt werden HE 320 A-Profile verwendet, d.h. breite I-Träger in leicht-

ter Ausführung nach der Norm DIN 1025-3. In regelmäßigen Abständen sind die Profile durch U200-Querträger verbunden. Darüber hinaus werden an diesen Querträgern die Stützen der Schiene befestigt. Eine Skizze des Schienenquerschnitts ist in Abbildung 2 gezeigt. Die zentrale Aufgabe des adaptiven Fahrwerks verdeutlicht sich hier bereits an den Problemen, die mit der Verwendung von I-Trägern einhergehen.

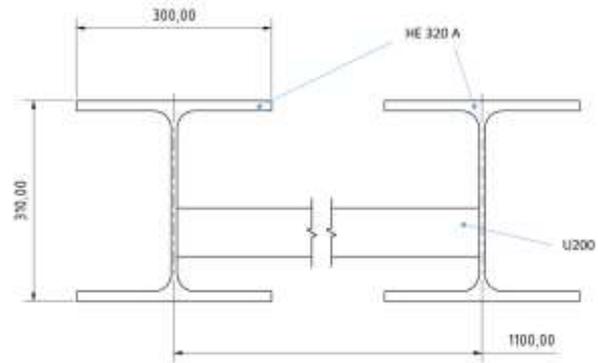


Abbildung 2: Skizze des Schienenquerschnitts mit Halbzeugen

Die Fertigungstoleranzen beim Walzen der Träger beeinflussen zum einen die Spurweite der Schiene, zum anderen sind die Übergänge an den Schienenstößen zwischen zwei Trägern mitunter mehrere Millimeter hoch. Eine Gegenüberstellung des kleinstmöglichen und des größtmöglichen Profilquerschnitts ist in Abbildung 3 gezeigt und verdeutlicht die Problematik der Schienenstöße. Auch wenn diese Unterschiede im unmittelbaren Umfeld des Übergangs durch Nachbearbeitung angeglichen werden können, stellen sie auf die gesamte Schiene bezogen weiter ein Problem dar.

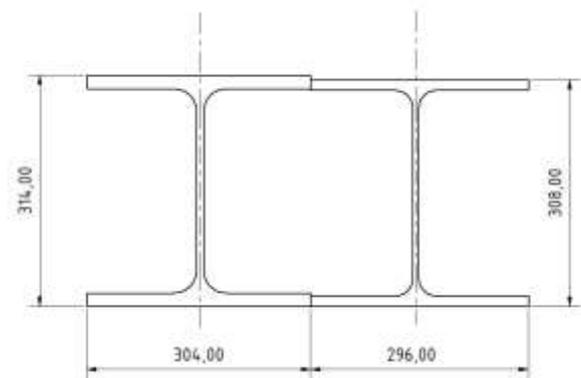


Abbildung 3: Gegenüberstellung aus Trägern mit kleinstem und größtem Grenzabmaß

Darüber hinaus entstehen beim Biegen der Profile für das Anfertigen von Kurvenstücken Abweichungen insbesondere der Gurtstärke an Innen- und Außenradius des gebogenen Profils. Eine solche Materialanhäufung an der Innenseite eines mit Radius 5 m gebogenen Trägers ist in

Abbildung 4 gezeigt. Die Aufnahme zeigt einen Ausschnitt des Profilquerschnitts in einem Bereich an, in dem die Biegung bereits wieder ausläuft. Hier weist das Profil noch eine Überhöhung von 3 mm durch die Biegung auf, an anderen Stellen in der Biegung beläuft die Überhöhung sich auf bis zu 7 mm.

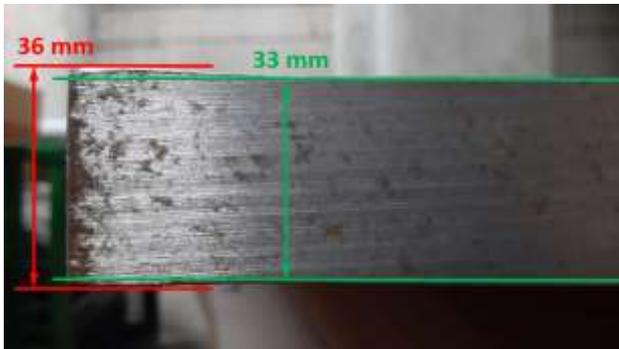


Abbildung 4: Materialanhäufung am Obergurt eines I-Trägers, Biegeradius 5 m. Nominalmaß (grün) und Abweichung (rot).

Schließlich ergeben sich aus dem Streckenverlauf selbst zusätzliche Abweichungen, da die Spurweite in Kurven sowie in Einfahrten in Steigungen vom Nominalwert abweicht. Insbesondere diese durch den Streckenverlauf bedingten Abweichungen haben großen Einfluss auf die Anforderungen an das adaptive Fahrwerk.

Die Abweichungen durch den Streckenverlauf und die schwer abzuschätzenden Einflüsse der Fertigung machen den Aufbau einer Schiene mit hoher Maßhaltigkeit sehr aufwendig. Ein naheliegender Lösungsansatz ist daher, das Fahrzeug derart ausulegen, dass es mit diesen Abweichungen umgehen kann.

3.2 FAHRZEUG

Das Fahrzeug besteht aus einem Lastaufnahmemittel, das, ähnlich einem Eisenbahnwagenkasten, auf zwei Drehgestellen gelagert ist. Über eine Koppelstange ist ein zusätzliches Drehgestell angebunden, das von Stromschienen auf der Schiene elektrischen Strom bezieht und über zwei Elektromotoren das Gesamtfahrzeug antreibt. Für hohe Lasten oder größere Steigungen kann zusätzlich ein schiebendes Antriebsfahrwerk hinter dem Lastenanhängen verwendet werden. Ziel ist, je nach Lastaufnahmemittel eine oder mehrere Paletten mit bis zu 1600 kg Nutzlast zu transportieren. Ein schematischer Aufbau des Gesamtfahrzeugs ist in Abbildung 5 dargestellt.

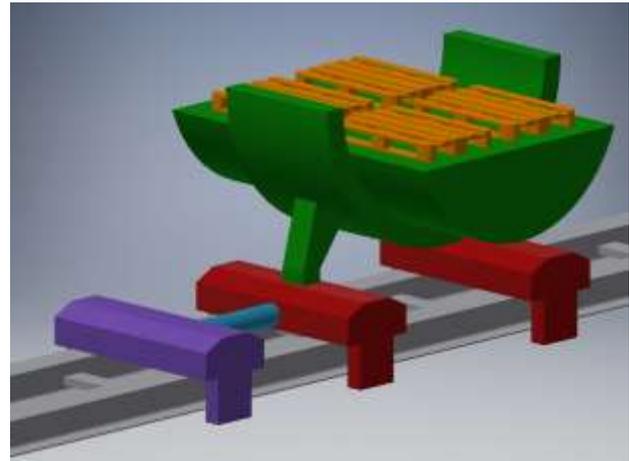


Abbildung 5: Konzept des Gesamtfahrzeugs aus Lastaufnahmemittel (grün) und Drehgestellen (rot), angetrieben durch Antriebsachse (violett) mit Koppelstange (türkis).

Um auch in der Außenanwendung einsatzfähig zu sein, werden bei der Auslegung des Fahrzeugs zusätzlich zur Nutzlast auch Windkräfte von bis zu 10 kN auf das Lastaufnahmemittel berücksichtigt. Im derzeitigen Entwicklungsstand sind die Drehgestelle so ausgelegt, dass jedes von ihnen etwa 20 kN Gewichtskraft, 10 kN Querkraft und 20 kNm Kippmoment um die Schienenlängsachse vom Lastaufnahmemittel auf die Schiene übertragen kann.

3.3 FAHRWERK

Das entsprechende Fahrwerk einer einzelnen Achse besteht aus drei Arten von Rädern, die verschiedene Aufgaben erfüllen. Die Haupträder laufen mittig auf dem oberen Gurt des Schienenträgers, jeweils zwei pro Schienenträger, und nehmen die Hauptlast des Fahrzeugs auf. Aufgrund der geforderten Steigfähigkeit von 45 Grad können Betriebsfälle auftreten, in denen die gesamte Last von Lastaufnahmemittel und Nutzlast von den Haupträdern einer einzelnen Achse aufgenommen werden muss.

Die Haupträder sind so ausgeführt, dass sie ausschließlich Radialkräfte in Richtung der Schienenoberfläche aufnehmen können. Die Querkräfte, die aus Querbeseleunigung in Kurvenfahrten und Seitenwind resultieren, müssen deshalb von separaten Rädern aufgenommen werden. Dazu sind pro Fahrwerk vier Seitenräder vorgesehen, zwei pro Seite, die auf den Außenseiten der Schienenstege abrollen.

Die oben genannten Querkräfte und mögliche asymmetrische Beladungen führen zudem zu Kippmomenten um die Schienenlängsachse, die ein Kippen des Fahrzeugs von der Schiene zur Folge haben würden. Darüber hinaus sind die Haupträder nicht in der Lage, von der Schiene abhebende Kräfte aufzunehmen. Die dritte Gruppe von Rädern im Fahrwerk besteht deshalb aus vier Gegenrädern, die auf der Unterseite der Schiene verlaufen, jeweils zwei

Gegenräder pro Schienenträger. Die Anordnung der 12 Räder pro Drehgestell ist in Abbildung 6 vereinfacht dargestellt.

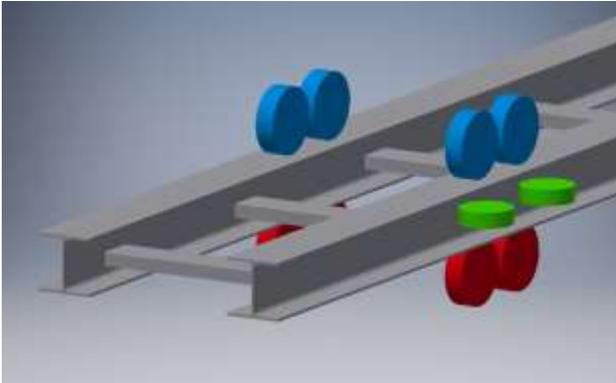


Abbildung 6: Anordnung der Haupträder (blau), Seitenräder (grün) und Gegenräder (rot) auf der Schiene.

4 ANFORDERUNGEN AN DAS ADAPTIVE FAHRWERK

Im Folgenden sollen die genauen Anforderungen an das adaptive Fahrwerk, die aus den verschiedenen Einzelabweichungen resultieren, näher erläutert werden.

4.1 ABWEICHUNGEN DER SCHIENE

Aus der Anordnung der Räder wie in Abbildung 6 dargestellt, ergeben sich zwei Fälle, in denen das Fahrwerk Abweichungen der Spurweite ausgleichen muss. Zum einen muss der Abstand zwischen Haupträdern und Gegenrädern eines Radschildes variabel ausgeführt sein, zum anderen der Abstand der Seitenräder des einen Radschildes zu denen des anderen Radschildes. Diese beiden Fälle werden im Folgenden unabhängig voneinander betrachtet.

Im Falle der Gegenräder müssen Abweichungen der Schienenträgerhöhe aufgrund der fertigungsbedingten Toleranzen, der Verschleiß der Radbandage und die Spurweitenabweichung durch Tal- und Kuppenfahrten ausgeglichen werden.

Analog verhält es sich bei den Seitenrädern, neben den Fertigungstoleranzen von Stegdicke und Stegaußermittigkeit, müssen auch hier der Radbandagenverschleiß und die Spurweitenabweichung in Kurven ausgeglichen werden.

Die aus den Fertigungstoleranzen der Schienenträger resultierenden Abweichungen lassen sich aus der Norm [DIN EN 10034] ablesen, in der die Grenzabmaße und Formtoleranzen von I- und H-Profilen aus Baustahl festgelegt sind. Maßgeblich ist hier für die Gegenräder das Grenzmaß der Profilhöhe h , während für die Seitenräder die Grenzabmaße von Stegdicke s und Stegaußermittig-

keit e zu berücksichtigen sind. Abbildung 7 zeigt die Bezeichnung der wichtigsten Größen am I-Profil sowie die maßgeblichen Grenzabmaße.

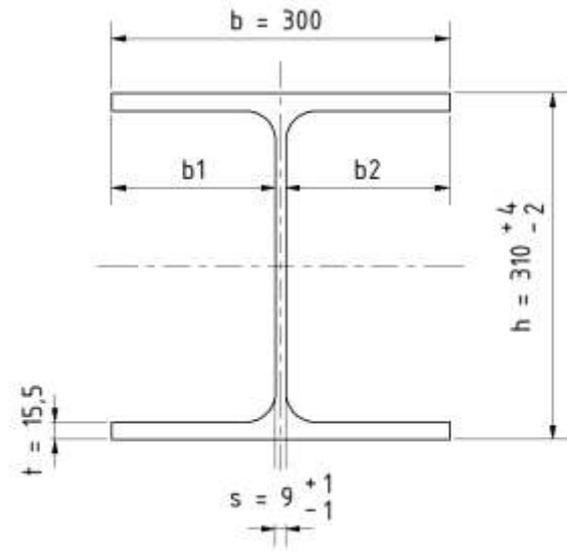


Abbildung 7. Querschnitt HE 320 A mit Grenzabmaßen

Die Stegaußermittigkeit e wird berechnet nach

$$e = \frac{b_1 - b_2}{2}$$

und beträgt für ein HE 320 A-Profil 3,5 mm. Somit ergibt sich aus den Schienentoleranzen für die Gegenräder eine erforderliche Auslenkung von -2 mm und +4 mm, für die Seitenräder von $\pm 4,5$ mm.

Einen noch größeren Einfluss auf die erforderlichen Auslenkungen des adaptiven Fahrwerks hat die Spurweitenänderung in Kurvenfahrten sowie in Kuppen- und Wannenfahrten. Dieses Verhalten wird exemplarisch anhand der Gegenräder erklärt, bei denen eine Anpassung an die Schienengeometrie in Kuppen- und Wannenfahrten stattfinden muss.

Die angegebenen Werte gelten für den aktuellen Konstruktionsstand des Fahrwerks mit den entsprechenden Radständen. Diese betragen 500 mm für die Haupträder und 580 mm für die Gegenräder. In dieser Konfiguration, d.h. mit einem größeren Radstand auf Seiten der Gegenräder, führt eine Wannenfahrt zu einer Verringerung des Abstandes zwischen Haupt- und Gegenrädern. Analog führt eine Fahrt über eine Kuppe zu einer Entfernung der Gegenräder von den Haupträdern gegenüber dem Nominalfall. Zur Verdeutlichung dieses Verhaltens sind die Auslenkungen der Gegenräder in Abbildung 8 in übertriebener Darstellung gezeigt. Auf der Oberseite der Kuppe bewegen sich die Haupträder, in Blau dargestellt, von ihrer Nominalposition nach unten, eingezeichnet als Abstand ΔHR .

An der Unterseite der Kuppe müssen sich die Gegenräder, in Rot gezeichnet, jedoch wegen des geringeren Krümmungsradius und ihres höheren Radstandes noch weiter nach unten bewegen, als Abstand ΔGR dargestellt. Der Unterschied zwischen den Abständen ΔHR und ΔGR muss vom Fahrwerk ausgeglichen werden.

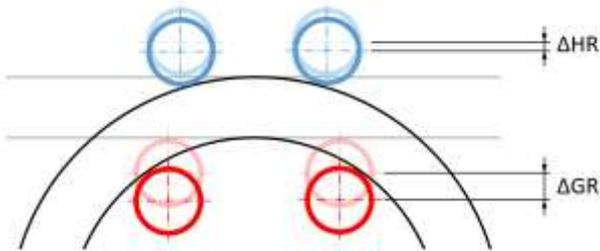


Abbildung 8: Veranschaulichung der Radauslenkung während der Fahrt über eine Kuppe, mit dem Nominalfall blass hinterlegt.

Zwei Sonderfälle können auftreten, zum einen der hypothetische Fall mit jeweils nur einem Haupt- und einem Gegenrad, hier tritt keine Spurweitenabweichung auf. Im anderen Sonderfall haben Haupt- und Gegenräder jeweils dieselben Radstände. Die Auslenkung verläuft dann unabhängig davon, ob eine Kuppe oder eine Wanne durchfahren wird, in dieselbe Richtung. Im Allgemeinen hängen die auftretenden Auslenkungen und ihre Richtungen von den Radständen der Haupträder und der Gegenräder und vom Verhältnis der Radstände zueinander ab.

Die durch den Streckenverlauf bedingte Auslenkung der Seitenräder ist ebenfalls vom Radstand abhängig, der im derzeitigen Konstruktionsstand 660 mm beträgt. Die jeweiligen Auslenkungen von Gegen- und Seitenrädern durch Kurvenfahrten wurden durch eine CAD-gestützte Kinematik-Simulation ermittelt und sind in Abbildung 9 mit aufgeführt.

4.2 GESAMTABWEICHUNGEN

Abschließend muss das adaptive Fahrwerk auch noch den Verschleiß der Radbandage ausgleichen. Während dies bei starren Fahrwerken üblicherweise mit einer Exzenterlagerung ermöglicht wird, soll in diesem Fall untersucht werden, ob das adaptive Fahrwerk den Verschleiß mit ausgleichen und damit auf einen Exzenter verzichtet werden kann. Dies würde beispielsweise Vorteile beim Wartungsaufwand bieten. Ziel ist, einen Verschleiß auszugleichen, der im Normalbetrieb den Radradius um bis zu 5 mm verringert. Ein Extremfall von bis zu 10 mm verringertem Radradius soll ohne mechanische Schäden an Fahrwerk und Schiene ausgeglichen werden können und wird daher als maßgeblich angesehen.

Im Folgenden werden Auslenkungen, bei denen die Radachse sich näher zur Schienenmitte bewegt, als Fall 1 bezeichnet. Analog werden Auslenkungen, bei denen die Radachse sich von der Schienenmitte entfernt, als Fall 2 bezeichnet.

Die maximal nötigen Auslenkungen setzen sich aus den Einzelauslenkungen zusammen und treten in bestimmten Fahrzuständen auf. Im Falle des Gegenrads tritt die maximale Auslenkung in Richtung der Schiene (Fall 1) in einer Wannenfahrt auf, wenn der Schienenträger seine geringste zulässige Höhe aufweist und die Räder maximal verschlissen sind. Entsprechend tritt die maximale Auslenkung von der Schiene weg (Fall 2) in Kuppenfahrt auf, wenn der Schienenträger die größte zulässige Höhe aufweist und noch kein Radverschleiß eingetreten ist.

Analog tritt die maximale Auslenkung eines Seitenrades zur Schiene hin (Fall 1) am Außenradius einer Kurve auf, wenn die Stegdicke minimal, die Stegaußermittigkeit maximal und das Rad maximal verschlissen ist. Andererseits muss sich das Seitenrad maximal von der Schiene wegbewegen können (Fall 2), wenn es sich am Innenkreis einer Kurve befindet und ohne Verschleiß auf einem maximal dicken und maximal außermittigen Steg abrollt.

Die insgesamt aus diesen Grenzfällen resultierenden Anforderungen an die Auslenkungen von Gegen- und Seitenrädern sind in Abbildung 9 dargestellt.

	Gegenrad, Fall 1 [mm]	Gegenrad, Falls 2 [mm]	Seitenrad, Fall 1 [mm]	Seitenrad, Fall 2 [mm]
Toleranzen I-Träger	-2	+4	-4,5	+4,5
Streckenverlauf	-1,18	+3,16	-12,2	+19,6
Radverschleiß	-10	0	-10	0
Gesamt	-13,2	+7,17	-26,3	+23,6

Abbildung 9: Tabelle mit erforderlichen Radauslenkungen.

Die Werte der Seitenräder sind aus mehreren Gründen wesentlich höher als die der Gegenräder. Zum einen sind die Minimalradien in Horizontalkurven, die für die Seitenräder maßgeblich sind, geringer als für Vertikalkurven, so dass der in Abbildung 8 illustrierte Effekt zu stärkeren Auslenkungen führt. Durch die Spurweite von 1100 mm wird dies insbesondere am Innenradius noch verstärkt. Zum anderen hängt dieser Mechanismus auch vom Radstand der entsprechenden Räder ab, der im Fall der Seitenräder am höchsten ist.

Die geringen Abweichungen zwischen dem jeweiligen Gesamtwert und der entsprechenden Summe aus Einzelwerten resultieren aus der komplexen Überlagerung der Einzelwerte. Insbesondere das Wandern des Radkontaktpunktes auf der gekrümmten Schiene macht die geometrische Berechnung der Auslenkungen sehr komplex. Unter Berücksichtigung von konservativen Reserven im Auslen-

kungsmechanismus stellt das Aufsummieren aber eine hinreichende Näherung dar. Der Vollständigkeit halber wurden die Gesamtwerte hier ebenfalls aus der CAD-gestützten Kinematik-Simulation bestimmt.

5 UMSETZUNG

Konstruktiv umgesetzt wird das adaptive Fahrwerk durch eine Lagerung der Gegen- und Seitenräder in schwenkbaren Schwingen. Aufgrund der schwenkbar gelagerten Gegenräder ist der Abstand zwischen Haupt- und Gegenrädern bereits adaptiv, so dass die Haupträder starr aufgehängt werden können. Der oben erwähnte Verschleiß der Radbandagen wird im Falle der Haupträder durch Exzenter ausgeglichen.

5.1 KONSTRUKTION DREHGESTELL

Zur Veranschaulichung ist das vordere Drehgestell in Abbildung 10 dargestellt. Die drei verschiedenen Radsätze eines Radschildes sind durch ein Fahrgestell aus verschweißten Blechen miteinander verbunden. Vor allem die vertikale Verbindung zwischen dem Hauptradsatz und dem Gegenradsatz muss hierbei sehr biegesteif bei gleichzeitig niedriger Masse ausgeführt werden. Die Radkräfte sowohl der Seitenräder als auch der Gegenräder führen zu einer hohen Biegebeanspruchung des Fahrgestells an dieser Stelle, gleichzeitig dienen aber gerade diese Räder dazu, das Fahrwerk sicher auf der Schiene zu halten.

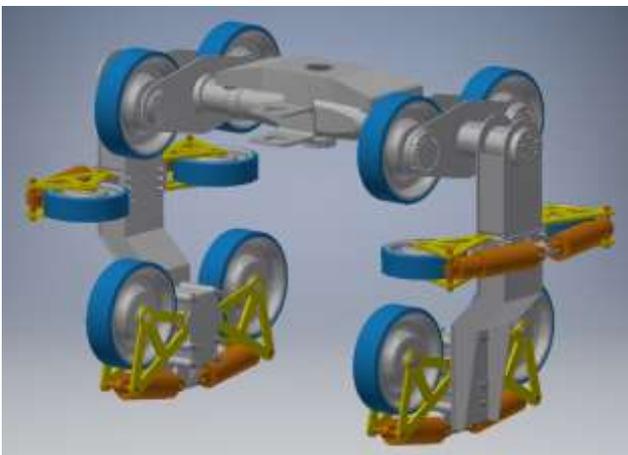


Abbildung 10: Konstruktion des vorderen Drehgestells mit Radschwingen (gelb) und Stellgliedern (orange)

Darüber hinaus sind die Drehgestelle konstruktiv so ausgeführt, dass die beiden Radschilder der linken und der rechten Schienenhälfte nur durch eine horizontale Achse verbunden sind und sich gegeneinander verdrehen können. Dieser Freiheitsgrad bildet gleichzeitig das Hauptgelenk, um Kuppen- und Wannenfahrten zu ermöglichen. In der Mitte der horizontalen Achse wird das Lastaufnahmemittel mit einem Gelenk am Drehgestell befestigt.

Die Gegen- und Seitenräder sind in Dreiecksschwingen gelagert, über die sie sich schwenkbar am Fahrwerksrahmen aufhängen lassen. Dadurch können sie sich auf einer Kreisbahn je nach Fahrzustand näher an die Schiene heran oder von der Schiene wegbewegen.

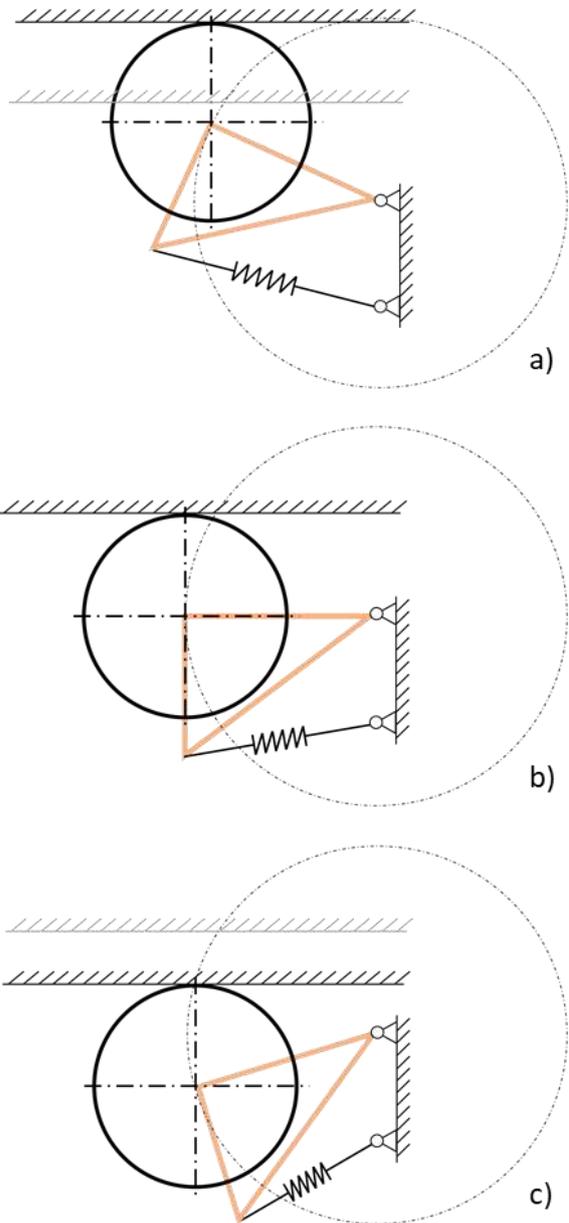


Abbildung 11: Kinematik des adaptiven Fahrwerks. a) Fall 1 - Auslenkung der Radachse zur Schiene hin, b) Nominalfall, c) Fall 2 - Auslenkung der Radachse von der Schiene weg.

Um den permanenten Kontakt zur Schiene sicherzustellen, bestehen zwei Möglichkeiten, die zum Zeitpunkt dieses Beitrags noch untersucht werden. In beiden Fällen wird ein Stellglied verwendet, welches entweder passiv oder aktiv den Kontakt zwischen Schiene und Rad sicherstellt. Eine Skizze dieser Radkinematik ist in Abbildung 11 dargestellt.

Aus den Abmessungen der Radschwingen und den erforderlichen Auslenkungen lassen sich dann die benötigten Stellwege bestimmen. Ausgehend von einer gegebenen Grundposition der Schwinge im Nominalfall schwenkt das Gegenrad im Fall 1 um etwa 3 Grad zur Schiene, im Fall 2 um etwa 2 Grad von der Schiene weg. Diese Auslenkungen führen mit den Maßen der Radschwinge zu einem Stellweg von ca. 18 mm zur Schiene und 10 mm von der Schiene weg, die das Stellglied ermöglichen muss.

Analog lassen sich für die Seitenräder die erforderlichen Stellwege bestimmen. Wie bereits in Abschnitt 4.2 erwähnt, sind diese wegen der geringeren Kurvenradien und dem größeren Radstand der Seitenräder wesentlich größer als für die Gegenräder. Ausgehend vom Nominalfall schwenken die Seitenräder sowohl zur Schiene hin als auch von der Schiene weg zwischen 7 und 8 Grad aus. Dies führt zu erforderlichen Auslenkungen des Stellgliedes von etwa 33 mm. Die Auslenkungen der Radaufhängung sind zur Übersicht in Abbildung 12 dargestellt.

	Gegenrad, Fall 1	Gegenrad, Falls 2	Seitenrad, Fall 1	Seitenrad, Fall 2
Schwenkwinkel [Grad]	3,4	-1,8	7,5	-7,9
Stellweg [mm]	18,2	10	32,2	33,9

Abbildung 12: Tabelle mit berechneten Stellwegen

Eine Detailansicht der schwenkbaren Radaufhängung mit Stellglied, in diesem Fall ein Gegenrad, ist in Abbildung 13 gezeigt.

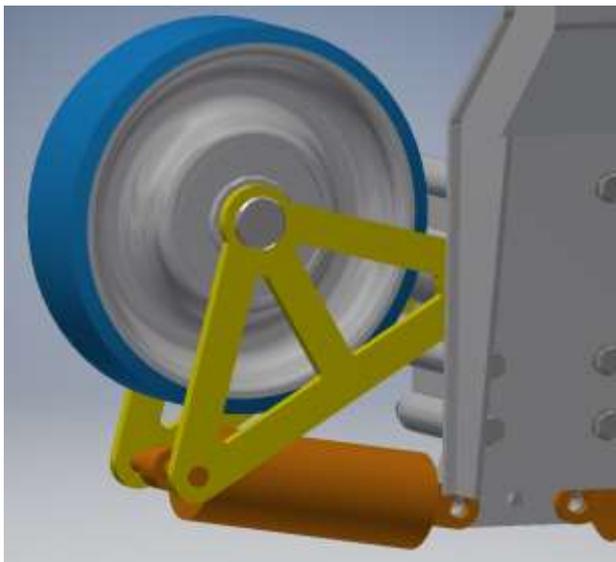


Abbildung 13: Detailansicht eines schwenkbar gelagerten Gegenrades

5.2 STELLMECHANISMUS

Die Auswahl des Stellmechanismus für die Radschwingen ist derzeit noch nicht abgeschlossen. Eine einfache Möglichkeit ist, ein passives System mit vorgespannten Federbeinen einzusetzen. Eine oder mehrere Federn stellen die erforderliche Anpresskraft bereit, um den Kontakt zwischen Rad und Schiene sicherzustellen. Dieser Ansatz hat jedoch einige Nachteile. Die Vorspannung der Federn muss ausreichend sein, um in jedem Betriebsfall die Radkräfte aufnehmen zu können. Insbesondere im Fall der Gegenräder führt dies jedoch zu hohen Belastungen. Wegen der Spurweite von 1100 mm sind die Gegenräder in den meisten Betriebsfällen unbelastet, da keine abhebenden Kräfte auftreten und das Kippmoment ausreichend niedrig ist, um allein von den Haupträdern aufgenommen zu werden. Wird das Federbein des Gegenrades jedoch für den Extremfall einer Belastung durch Kippmoment vorgespannt, würde das Gegenrad in den meisten Betriebszuständen unnötig an die Schiene angepresst. Das Problem tritt analog an den Seitenrädern auf, wenn diese für maximalen Seitenwind und die Querschleunigungen in Kurvenfahrten vorgespannt werden, auf gerader Strecke und bei Windstille aber permanent unnötig belastet werden. In beiden Fällen führt dies zu einem erhöhten Verschleiß und einer hohen thermischen Belastung der Radbandage und damit unter Umständen vorzeitigem Ausfall.

Ein weiteres Problem des passiven Stellmechanismus mit Federelementen ist die Zentrierung des Fahrzeugs auf der Schiene. Entlang der Hochachse wird das Fahrzeug durch die Schwerkraft auf die Schiene gedrückt und muss nur durch die Gegenräder am Kippen gehindert werden. Quer zur Schiene ist das Fahrzeug aber nicht statisch bestimmt, sondern kann sich im Rahmen der maximalen Seitenradauslenkung bewegen.

Dieses unbestimmte „Schwimmen“ des Fahrwerks auf der Schiene ist ein nachteiliger Nebeneffekt der eigentlich erwünschten Adaptivität und muss entsprechend aufgefangen werden. Dabei spielt die korrekte Zentrierung des Fahrzeugs auf der Schiene eine wichtige Rolle. So hängt zum einen der korrekte Zahneingriff von einer zentrierten Fahrspur ab, was in einigen Fahrzuständen Toleranzen von wenigen Millimetern zur Folge hat. Zum anderen hängt auch die Statik der Schiene davon ab, dass Haupt- und Gegenräder möglichst direkt über dem Steg abrollen und nicht um einige zehn Millimeter versetzt. Schließlich erlaubt das Fahrgestell nur eine begrenzte Querverschiebung des Fahrzeugs auf der Schiene, bevor die vertikale Anbindung der Gegen- und Seitenräder mit dem Schienenprofil kollidiert.

Deshalb wird die Eignung einer passiven Anfederung mit Hinblick auf die individuelle Radbelastung und die Fahrwerkszentrierung derzeit noch untersucht.

Eine Alternative sind aktive Stellglieder in Form von doppelwirkenden Pneumatik- oder Hydraulikzylindern.

Mit diesen kann jedes Rad einzeln so an die Schiene gedrückt werden, dass die Anpresskraft der derzeitigen Belastung entspricht. Dies würde den Verschleiß und die thermische Belastung der Radbandage reduzieren. Gleichzeitig ließen sich durch die bedarfsgerechte Anpresskraft Betriebszustände, in denen die adaptiv aufgehängten Räder gering oder gar nicht belastet sind, zur thermischen Entspannung der Räder nutzen. Dies bietet vor allem für die nur in Ausnahmefällen belasteten Gegenräder Vorteile.

Darüber hinaus erlaubt eine aktive Verstellung der Seitenräder die gezielte Zentrierung des Fahrwerks auf der Schiene in jedem Betriebszustand, was die oben genannten Probleme für Zahneingriff und Schienenstatik verhindert.

Nachteil der aktiven Verstellung der schwenkbaren Räder ist der zusätzliche Entwicklungsaufwand für die Auslegung der Hydraulik oder Pneumatik und die Steuerung. Zudem führt das aktive System unweigerlich zu höherem Gewicht des Drehgestells durch die benötigten Zusatzaggregate, höherem Energieverbrauch, der über die Schiene bereitgestellt werden muss, sowie zu höheren Kosten. Ob diese Nachteile durch die Vorteile gegenüber der passiven Ausführung aufgewogen werden, oder ob sich noch eine weitere Option ergibt, wird unter Berücksichtigung aller Aspekte derzeit noch untersucht.

6 ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

Im Zuge des Projekts SPEEDTrans wird ein adaptives Fahrwerk für einen schienengebundenen Hochgeschwindigkeitsförderer entwickelt, um Abweichungen der Schienenspurweite ausgleichen zu können. Dies wiederum erlaubt, die Schienen aus einfacheren Halbzeugen zu montieren, was die Flexibilität erhöht und die Kosten pro Schienenmeter senkt. Die Fertigungstoleranzen der Schienenprofile, die Spurweitenänderung in Kurven und Kuppen sowie der Verschleiß der Radbandagen führen zu benötigten Auslenkungen der Räder von bis zu 26 mm. Der derzeit verfolgte Lösungsansatz sieht eine Aufhängung der Gegen- und Seitenräder in Schwingen vor, durch die die Räder sich je nach Bedarf auf die Schiene zu und von der Schiene weg schwenken können.

Derzeit noch Gegenstand weiterer Forschung ist, ob eine passive Anfederung den Anforderungen des Fahrwerks gerecht wird, oder ob eine aktive Verstellung mit Hydraulik- oder Pneumatikzylindern trotz des höheren Aufwandes die geeignetere Lösung darstellt.

LITERATUR

- [Beu17] Beutler, Jörg: *Transportsystem mit form-schlüssigem Antrieb*. Erfinder: Ulrich, Richard und Jakob, Jürg. 11.01.2017. Anmeldung: 30.09.2010. EP, Patentschrift 2 483 121.

[DIN EN 10034] I- und H-Profile aus Baustahl. Grenzabmaße und Formtoleranzen, 1994.

[DIN EN 1993-1-9] Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten – Teil 1-9: Ermüdung, 2010.

[Sch05] Schraft, Rolf D. et al.: *Lieferantenparks in der europäischen Automobilindustrie*. Wirtschaftswoche, 2005.

Jonas Nölcke, M.Sc., Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Fördertechnik und Logistik, Universität Stuttgart.

Tel: +49 711 685-83967,
E-Mail: jonas.noelcke@ift.uni-stuttgart.de

Dipl.-Ing. Markus Schröppel, Abteilungsleiter und stellvertretender Institutsleiter am Institut für Fördertechnik und Logistik, Universität Stuttgart

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