

# Auflösung von geländeseitig verursachten Antriebsverspannungen bei hochmobilen Arbeitsmaschinen

*Stefan Herr<sup>1</sup>, Werner Müller<sup>2</sup>, Johannes Müller<sup>2</sup> und Udo Eckloff<sup>3</sup>*

<sup>1</sup> *Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe, Deutschland*

*E-Mail: stefan.herr@kit.edu; Tel.: (+49)721 608 48652*

<sup>2</sup> *Müller Landmaschinen GmbH, Bonndorf, Deutschland*

*E-Mail: werner.mueller@mueller-bonndorf.de; Tel.: (+49)7703 9397 22*

<sup>3</sup> *Udo Eckloff Beratung, Horb am Neckar, Deutschland*

*E-Mail: udo@cerrillares.com; Tel.: (+49)7457 6277522*

## Kurzfassung

Bei schweren Arbeitsmaschinen, treten regelmäßig Antriebsverspannungen auf. Diese resultieren insbesondere daraus, dass herkömmliche Antriebsstränge mit Längs- und Querdifferenzialen systembedingt die auftretenden Drehzahlunterschiede im Gelände nicht ausgleichen können. Aktuell werden diesen Gegebenheiten durch Überdimensionierung der mechanischen Antriebsstränge kompensiert. Ziel des Projektes war, die straßen- und geländeseitig verursachten Antriebsverspannungen aktiv an den angetriebenen Rädern zu kompensieren, bevor sie in das Gesamtsystem eintreten können. Zentrales Element ist hierbei ein Planetengetriebe, dessen Hohlrad über eine hydraulische Einheit mit dem Fahrzeugrahmen verbunden ist. Über eine Ventilsteuerung der hydraulischen Einheit, lässt sich ein gezielter Freiheitsgrad in das Gesamtsystem einbringen. Durch die Entwicklung einer realen Antriebs-einheit und Integration in eine Simulation eines schweren 8 × 8 Geländefahrzeugs konnte nachgewiesen werden, dass es möglich ist, diese Antriebsverspannungen im besten Fall komplett zu verhindern. Extern eingeprägte

Drehmomentspitzen werden direkt am Rad gestoppt bevor Verspannungen entstehen können.

**Schlagworte:** Drehmoment, Drehmomentspitze, Peak, Verspannung, Antriebsstrang, Fahrtrieb, Allradantrieb

## 1 Einleitung

Offroad-Fahrzeuge und mobile Arbeitsmaschinen stellen in ihren Anwendungsgebieten hohe Anforderungen an ihr Antriebssystem. In jeder Fahrsituation soll die maximale Zugkraftübertragung bei gleichzeitig optimaler Radrehzahl erfolgen. Bei Antriebssträngen herkömmlicher Bauart wird versucht, dies über Differentiale zu realisieren. Dabei muss ein Kompromiss zwischen Drehzahlausgleich und maximal übertragenem Drehmoment getroffen werden.

Hier setzt das Line-Traction 3 (LT3) Konzept an, es verbindet die Vorteile von Differentialen mit denen eines starren Allradantriebs. LT3 basiert auf einem starren Allrad mit Zentralantrieb. Der Drehzahlausgleich findet in hydraulisch geregelten Superpositionsgetrieben an den angetriebenen Rädern statt. Diese LT3 Einheiten bestehen aus einem Planetengetriebe mit integrierter Radialkolbeneinheit, welche mechatronisch über ein Proportionalventil angesteuert wird. Durch verschiedene Regelstrategien lassen sich somit, neben reinem Drehzahlausgleich, weitere Zusatzfunktionen wie z.B. Torque Vectoring realisieren. [1], [2]

### 1.1 Auftreten von Drehmomentspitzen - Peaks

Eine weitere interessante Zusatzfunktion ist das Eliminieren von extern auf den Antriebsstrang aufgeprägten Lastspitzen aufgrund von Gelände eigen-

schaften, sogenannten Peaks. Diese unerwünschten Belastungsspitzen entstehen durch das unterschiedliche Überfahren von Fahrbahnebenheiten einzelner Räder, wie z.B. Randsteinen, Schlaglöchern oder anderen Geländestructuren abseits der Straße. Überrollt ein Rad ein Hindernis (Abbildung 1.1), muss es abhängig vom Neigungswinkel des Hindernisses einen größeren Weg  $s_2$  zurücklegen, als die anderen Räder. Dazu ist, bei konstanter Fahrzeuggeschwindigkeit, eine höhere Drehzahl erforderlich. Das Rad müsste beschleunigen, dies geschieht allerdings aufgrund der Trägheit im System nicht. Tatsächlich wird das Rad beim Auffahren auf das Hindernis abgebremst und eilt dem Fahrzeug nach.

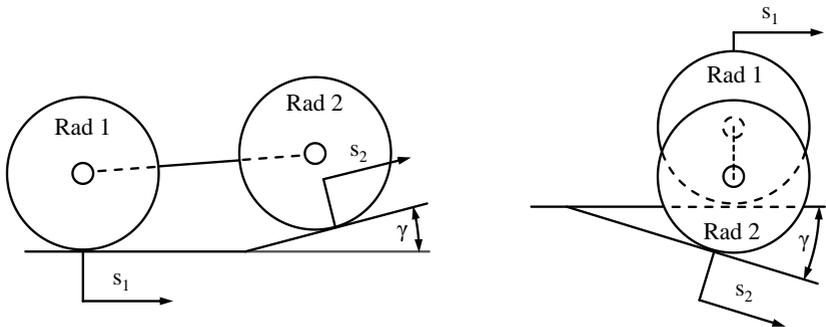


Abbildung 1.1: Beispiele für unterschiedliche Abrollwege einzelner Räder bei Fahrbahnebenheiten, nach [3].

Weder Längs- noch Achsdifferenziale gleichen den entstandenen Drehzahlunterschied systembedingt aus. Der Ausgleich über das Achsdifferential ist nicht möglich, da die Drehzahl des gegenüberliegenden Rades nicht erhöht werden kann. Über die Längsdifferenziale ist ein Ausgleich aufgrund des schnellen Auftretens und der damit verbundenen hohen Drehzahländerungsrate ebenfalls nicht ausreichend schnell möglich. Die Folge ist ein Drehmomentanstieg am Rad und Verspannen des Antriebsstrangs. Rollt das Rad vom Hindernis abwärts, baut sich die Verspannung schlagartig wieder ab und wird teilweise

durch den größeren Abrollweg  $s_2$  beschleunigt. Es kann dabei zu einer Voreilung gegenüber dem Fahrzeug und beschleunigenden Drehmomentspitzen kommen.

## 2 Konzept und Versuch

Die auftretenden Peaks sollen durch Einführung eines mechatronisch regelbaren Freiheitsgrades und Abführung der Stöße aus dem System eliminiert werden. Hierzu wird ein Antriebstrang auf Basis des LT3-Konzeptes herangezogen. Es handelt sich um einen starren Allradantriebsstrang ohne Differentiale. Diese werden durch einfache Kegelradstufen ersetzt. Zwischen Kegelradstufe und Radkopf ist jeweils eine „Peak Compensator“-Einheit kurz PC-Einheit verbaut (Abbildung 2.1).

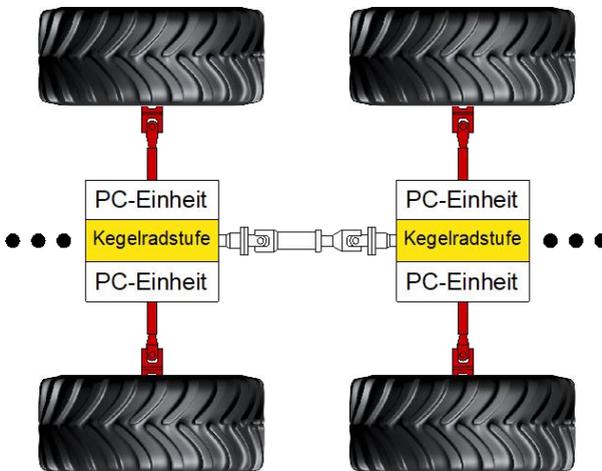


Abbildung 2.1: Einbausituation PC-Einheiten im Antriebsstrang.

Die PC-Einheit besteht im Kern aus einem Planetengetriebe, welches mit einer Radialkolbeneinheit kombiniert wird (Abbildung 2.2). Die Eingangsleistung fließt, bei stehendem Hohlrade (blau), über die Sonne (gelb) zur Ausgangsseite (rot), dem Planetenträger. Das Hohlrade ist auf seiner Außenseite als Kurvenscheibe ausgeführt. Diese Kurvenscheibe stützt sich über hydraulische Kolben auf einer Drucksäule ab. Über ein Proportionaldrosselventil kann der Hochdruck an den Kolben abgebaut werden. Somit entsteht ein Freiheitsgrad im System. Durch eine geeignete Regelung des Freiheitsgrades sollen die Peaks über die Hydraulik am Proportionaldrosselventil abgebaut werden um eine Fortpflanzung der Verspannung im Antriebsstrang zu vermeiden und somit Schäden vorzubeugen. Ziel ist es im Folgenden, zu evaluieren ob die Peaks durch den Freiheitsgrad reduziert oder sogar eliminiert werden können, ohne dass der Vortrieb eingeschränkt wird.

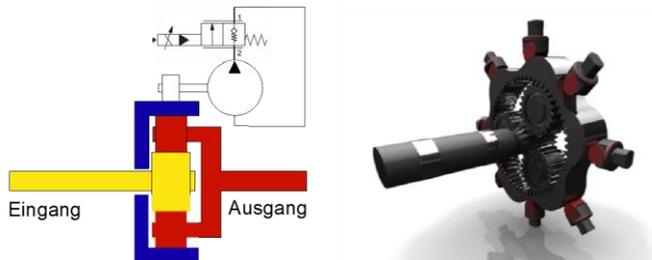


Abbildung 2.2: Vereinfachtes Schema PC-Einheit (links) und 3D-Darstellung (rechts).

## 2.1 Versuchsaufbau

Der Versuchsaufbau ist der Einbausituation im realen Fahrzeug nachempfunden. Wie in Abschnitt 2 beschrieben ist die prototypische PC-Einheit zwischen Kegelradstufe und Radkopf verbaut. Eine schematische Darstellung des Aufbaus ist in Abbildung 2.3 zu sehen. Im Versuch werden Fahrtrieb und Fahrwiderstand durch jeweils eine Asynchronmaschine (ASM 1 und ASM 2)

simuliert. Die beiden Einheiten sind baugleich und liefern jeweils im Nennpunkt 130 kW bei 1780 1/min und 700 Nm. Die Asynchronmaschinen sind über Getriebe mit der Eingangs- (Getriebe 1) und Ausgangsseite (Getriebe 2) des Prototyps verbunden.

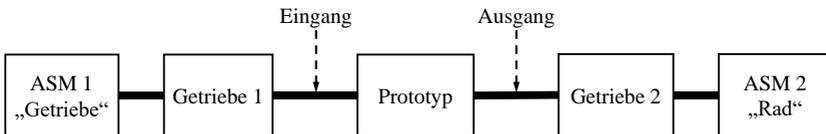


Abbildung 2.3: Schema Versuchsaufbau Antriebssystemprüfstand.

Um einen Einblick in den Zustand des Systems während der Versuche zu bekommen ist der Prüfstand mit umfangreicher Messtechnik ausgestattet. An Eingangs- und Ausgangsseite sind Drehmoment und Drehzahl durch sensorische Ermittlung bekannt. Außerdem werden alle Zylinderdrücke, Saug- sowie Hochdruck und die Temperaturen von Öl und Gehäuse gemessen. Auch der Steuerstrom zum Proportionaldrosselventil wird zum Abgleich durch den Spannungsabfall über einen definierten Widerstand gemessen.

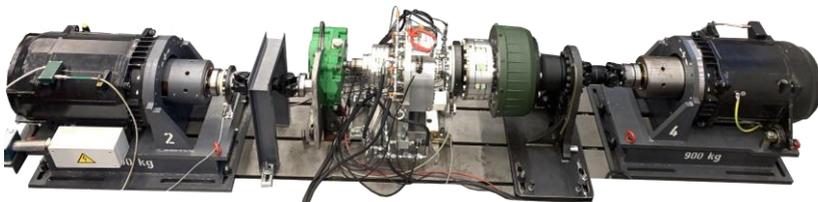


Abbildung 2.4: Versuchsaufbau Antriebssystemprüfstand.

Die Steuerung des Prüfstandes erfolgt über einen CAN-Bus. Über diesen können Drehzahl oder Drehmoment der Asynchronmaschinen frei eingestellt

werden. Die PC-Einheit und ihr Steuerventil werden von einer Maschinensteuerung angesprochen, welche ebenfalls per CAN-Bus angebunden ist. Ein Zentralrechner mit der Softwareumgebung „Simulink-Realtime“, steuert den kompletten Versuchsablauf automatisch um reproduzierbare Ergebnisse zu erreichen. Dieser Rechner ist zusätzlich an die Messtechnik angebunden um Messungen zu triggern und Steuersignale aufzuzeichnen.

## 2.2 Versuchsdurchführung

Der Prüfzyklus entspricht einer realen Teststrecke. Auf dieser überfährt das Fahrzeug eine 60 m lange Prüfstrecke auf der links und rechts alternierend Bumper angebracht sind. Diese 260 mm hohen konkaven Hindernisse werden jeweils von den linken und rechten Rädern des Fahrzeuges überrollt. Abbildung 2.5 zeigt die Nachbildung der realen Strecke in einer Simulation. Beim herangezogenen Referenzfahrzeug handelt es sich um ein geländegängiges 8x8 Fahrzeug mit 30 t zulässigem Gesamtgewicht. Der Antriebsstrang des Fahrzeuges wird zentral von einem Dieselmotor angetrieben und das Drehmoment mechanisch über Getriebe sowie Längs- und Achsdifferentiale an die Räder übertragen.

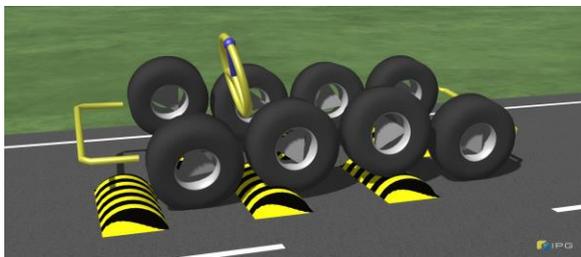


Abbildung 2.5: Nachbildung der Strecke in der Simulation.

Aus Versuchen der realen Überfahrt dieser Strecke und Simulation wurden die Drehmomentprofile an der Achswelle zwischen Achsdifferential und Radkopf des Fahrzeuges ermittelt. Daraus wurde ein repräsentatives Drehmomentprofil ausgewählt und als Belastungsmoment für die Ausgangsseite der PC-Einheit genutzt. Über ASM 2 wird in allen Versuchen dieser Drehmomentverlauf dem Ausgang der PC-Einheit aufgeprägt. Die Eingangsseite wird über ASM 1 mit konstanter Drehzahl angetrieben. Abbildung 2.6 zeigt einen Teilausschnitt des am Prüfstand gemessenen Drehmoments am Ausgang nach Aufprägung durch die Asynchronmaschine. Ein positives Drehmoment entspricht einer Last gegen die Drehrichtung des Antriebes, während ein negatives Moment das System beschleunigt. Beim Abrollen vom Hindernis ist das Drehmoment am Ausgang nach Absatz 1.1 negativ oder nahe Null.

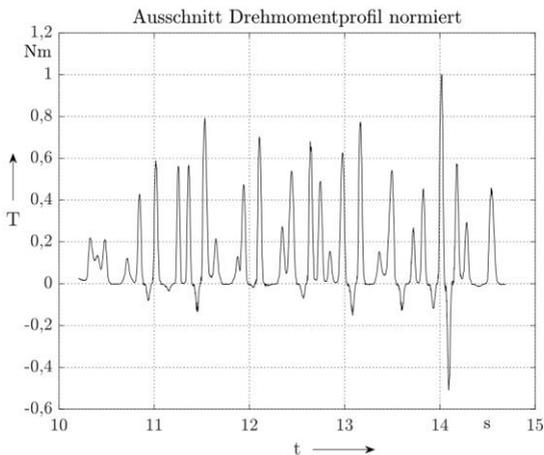


Abbildung 2.6: Ausschnitt des gemessenen Drehmomentprofils (normiert) an der Ausgangsseite der PC-Einheit.

Für die Versuchsreihe wurde der Stellstrom des Proportionaldrosselventils in den Stufen [0 mA, 300 mA, 350 mA, 400 mA, 450 mA, 500 mA, 550 mA] variiert. Der Sprung zwischen 0 mA und 300 mA kommt durch das Plateau der

Ventilkennlinie zu Stande, unter 300 mA findet keine Öffnung des Ventils statt. Es wurden zehn identische Versuche für jeweils einen Stellstrom durchgeführt, da aufgrund der Dynamik der Drehmomentvorgabe, die Reaktion von Prüfstand und Prototyp einer Schwankung unterliegen.

### 3 Ergebnisse

Betrachtet man die Drehmomente am Ausgang so ist festzustellen, dass sich die Peaks deutlich absenken lassen. In Abbildung 3.1 sind für jeden Stellstrom jeweils die Verteilung des maximal und minimal auftretenden Drehmoments am Ausgang dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die Beträge in beiden Diagrammen mit der Öffnung des Proportionaldrosselventils abnehmen. Zudem sinkt allgemein die Varianz mit zunehmendem Stellstrom. Die negativen Peaks verschwinden ab 450 mA vollständig. Sowohl bei den Minima als auch bei den Maxima stellt sich ab 400 bis 450 mA ein Plateau ein. Insgesamt steigt dadurch auch der Median des Ausgangsmomentes um bis zu 110 % an. Mit 550 mA nimmt die Varianz der Maxima wieder zu, da das Ventil nun so weit geöffnet ist, dass Eingang und Ausgang weitestgehend entkoppelt sind. Der Ausgang kann frei drehen. Dies führte am Prüfstand bis zur Umkehr der Drehrichtung am Abtrieb. Ein für die Anwendung im Fahrzeug unerwünschter Fall, da hier keinerlei Zugkraft vom Antrieb mehr übertragen werden kann. Im Ergebnis tragen Stellströme über 450 mA im Anwendungsfall allerdings nicht mehr zur Reduktion der Peaks bei.

Es galt zu überprüfen in wie weit ein Vortrieb zu Beginn des Plateaus gewährleistet ist. Dazu betrachten wir die Versuche mit 400 mA Stellstrom genauer. Wie in Abbildung 3.2 zu erkennen ist sind die Drehzahlen am Ausgang im gesperrten Zustand bei 0 mA und im geöffneten Zustand bei 400 mA vergleichbar. Es findet kein nennenswerter Einbruch statt, die Drehzahlen bei 400 mA sind gedämpft was auf verbesserte Fahreigenschaften schließen lässt. Die Eingangsdrehzahlen sind ebenfalls unverändert konstant.

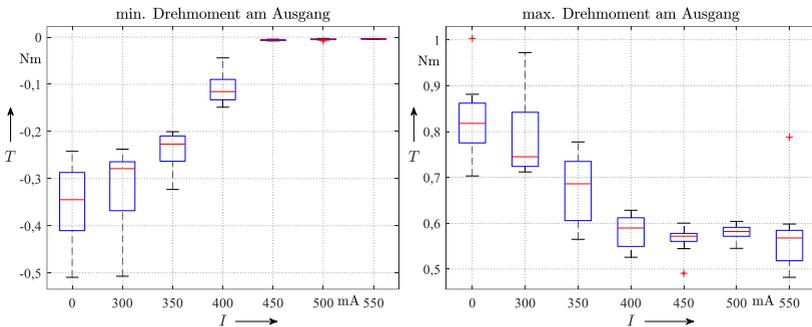


Abbildung 3.1: Verteilung der minimalen/maximalen Drehmomente am Ausgang normiert auf den absoluten Maximalwert.

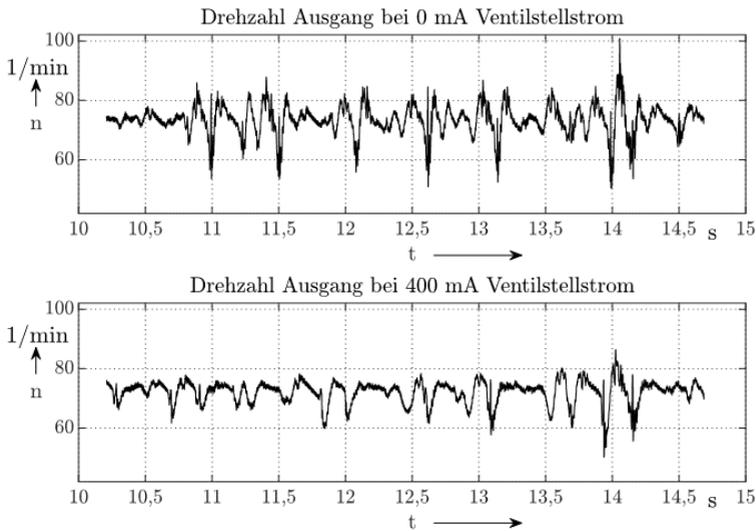


Abbildung 3.2: Drehzahlen einzelner Versuche am Ausgang.

Durch die teilweise Entkopplung von Ein- und Ausgang sinken die Peaks bei nahezu gleichbleibender Eingangs- und Ausgangsdrehzahl. Durch die Freigabe

des Freiheitsgrades wird das Drehmoment am Ausgang begrenzt. Das von der ASM 2 aufgeprägte Drehmomentprofil kann am Ausgang nicht abgebildet werden. Die Leistung fließt in den Antrieb des Hohlrades und wird am Proportionaldrosselventil in Wärme umgewandelt. Verspannungen im Antriebsstrang infolge von externen Drehmoment Peaks treten nach Systemeingriff nicht oder nur stark gedämpft auf.

Beim Versuchsaufbau handelt es sich um eine „open loop“-Konfiguration. Während Eingangsdrehzahl und Drehmomentprofil im Versuch fest vorgegeben werden, sind diese in der Realität abhängig von Antriebsstrang- und Fahrzeugdynamik, welche durch den neuen Freiheitsgrad beeinflusst werden. Eine grundsätzliche Reduzierung von Peaks ist mit dem aufgezeigten System möglich, es lässt sich jedoch zum augenblicklichen Stand der Entwicklung noch keine abschließende Beurteilung über die Qualität der Funktion im Fahrzeug treffen. Die Herausforderung am Prüfstand liegt dabei insbesondere bei den hohen dynamischen Drehmomenten und der Darstellung der Systemträgheit eines realen Antriebsstrangs. Zur abschließenden Beurteilung sind zusätzlich ein „closed loop“ Ansatz und konkrete Fahrversuche mit PC-ausgerüsteten Fahrzeugen nötig. Die Übertragbarkeit des Ansatzes auf weitere Fahrzeugklassen ist durch den modularen Systemaufbau vergleichsweise einfach. Eine Kosten-Nutzen-Bewertung steht noch aus. Da es sich beim Peak-Compensator um eine Zusatzfunktion des LT3-Antriebes handelt, ist diese Bewertung nur gesamtheitlich sinnvoll.

## Danksagungen

Gefördert durch: Bundesministerium für Wirtschaft und Energie aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages.

## Literatur

- [1] Müller, W.; et al.: Anforderungen an den Antriebsstrang eines schweren Nutzfahrzeugs, ATZoffhighway, 8 (2015) H. 2, S. 26–37, doi: 10.1007/s35746-015-0017-1
- [2] Engelmann, D.; Herr, S.: Validierung eines mechanischen Antriebsstrangs mit radindividueller Steuerung, ATZoffhighway, 11 (2018) H. 1, S. 8–15, doi: 10.1007/s35746-018-0001-7
- [3] Wünsche, M.: Elektrischer Einzelradantrieb für Traktoren. Zugl.: Dresden, Techn. Univ., Diss., 2005. Dresden: TUDpress Verlag der Wissenschaften, 2005 (Dresdner Forschungen Maschinenwesen 18)