

# Triebachsanhänger

## Lösungsansätze und Potenziale

*Triebachsanhänger sind seit langer Zeit bekannt, werden jedoch seit Jahrzehnten nur noch in extremen Hanglagen eingesetzt. Trotz diverser Nachteile der bekannten Systeme ist der Triebachsanhänger an sich ein technisch sinnvolles Konzept. Es soll daher ein Triebachsanhänger mit neuer Antriebsstruktur vorgestellt werden, welche die bekannten Probleme löst und neue Vorteile bietet.*

Dipl.-Ing. sc. agr. Klaus Hahn ist Mitarbeiter der John Deere Werke Mannheim und Doktorand am Institut für Agrartechnik der Universität Hohenheim, Fachgebiet Verfahrenstechnik in der Pflanzenproduktion mit Grundlagen der Landtechnik (Leiter: Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. H.D. Kutzbach), Garbenstr. 9, 70599 Stuttgart; email: [hahnklaus@johndeere.com](mailto:hahnklaus@johndeere.com)

### Schlüsselwörter

Traktoren, Anhänger, Triebachse, Modell, Reifen-Boden-Kontakt

### Keywords

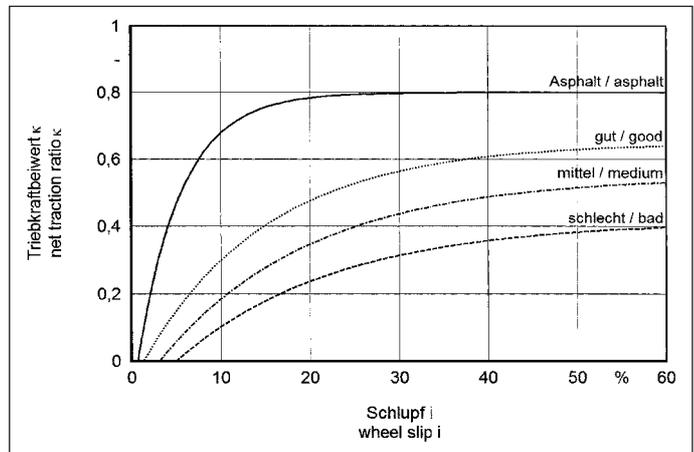
Tractors, trailers, propelled axle, model, tyre ground contact

### Literatur

Literaturhinweise sind unter LT 03510 über Internet <http://www.landwirtschaftsverlag.com/landtech/localliteratur.htm> abrufbar.

Bild 1: Im Modell hinterlegte Treibkraftbeiwert-Schlupf-Kurven

Fig. 1: Curves of net traction coefficient vs. wheel slip contained in the model



Triebachsanhänger (TAA) sind aus der Vergangenheit bekannt. Der Antrieb dieser TAA erfolgte mittels einer Gelenkwelle über die Zapfwelle des Traktors, ebenso der Antrieb der Arbeitsorgane (etwa der Streuorgane). Dabei wurden Zwischen- und Anpassungsgetriebe eingesetzt, um Traktor und TAA trotz unterschiedlicher Bereifung aufeinander abstimmen zu können. Es wurde stets eine leichte Nacheilung der Anhängerachse angestrebt, um so eine Triebkraftentwicklung am Anhänger erst ab einem bestimmten Schlupf am Traktor zu gewährleisten und das „Schieben“ des Anhängers zu verhindern. Ähnlich wie bei der bekannten Problematik der invariablen Voreilung beim Allradantrieb [1] ergaben sich hieraus Nachteile wie Blindleistungsflüsse oder kinematisch falsche Umfangsgeschwindigkeiten bei Kurvenfahrt. Insbesondere die Kraftwirkung zwischen Traktor und Anhänger wurde in [2] untersucht, dort findet sich auch ein Lösungsvorschlag für die Reduzierung der Blindleistungsflüsse durch einen Freilauf. Erhalten blieb hierbei jedoch das gestufte Anpassungsgetriebe. Diese äußerst geringe Stufung oder die fehlende Stufenlosigkeit erforderten das Fahren innerhalb des durch die Drehzahl des Dieselmotors einstellbaren Geschwindigkeitsbereichs, das Durchfahren eines größeren Geschwindigkeitsbereichs war unmöglich. Weitere Antriebsmöglichkeiten stellen die stufenlose Zapfwelle, wie in [3], oder der Antrieb über die Wegzapfwelle dar, die beide einen größeren Geschwindigkeitsbereich liefern. Mit Einführung des Allradantriebs und steigenden Motorleistungen und Massen bei Traktoren verschwanden die TAA fast völlig. Der grundsätzliche Aufbau blieb bis heute weit-

gehend unverändert, vereinzelt finden sich bei kleineren Anhängern auch hydrostatische Antriebsstränge. Erst in den letzten Jahren wurden TAA auch in den BeNeLux-Staaten wieder zunehmend angeboten. Besonders bei Anhängern zur Ausbringung von Stalldung oder Gülle finden diese Systeme Anwendung, da gerade in diesem Bereich die Anhängermassen im Zuge der Erhöhung der Schlagkraft stark angestiegen sind und häufig schlechte Bodenbedingungen vorherrschen, so dass selbst größere Traktoren an die Grenze der übertragbaren Leistung stoßen.

### Problemstellung

Schwere Anhänger stellen besonders auf unbefestigtem Boden hohe Zugkraftanforderungen, einerseits durch den Zusammenhang zwischen Normalkraft  $F_z$  und Rollwiderstand  $F_R$  (Gl. 1) und andererseits durch die Hangabtriebskraft  $F_H$  beim Befahren von Steigungen (Gl.2). Ebenso wie der Rollwiderstand hängt auch die mögliche Zugkraft  $F_T$  am antreibendem Rad nach Gl.3 von der Normalkraft ab.

$$F_R = \rho \cdot F_z \tag{1}$$

$$F_H = G \cdot \sin \alpha \tag{2}$$

$$F_T = \kappa \cdot F_z \tag{3}$$

Zum Ziehen schwerer Anhänger sind daher schwere Traktoren erforderlich. Bei widrigen Bodenbedingungen steigt der Schlupf stark an und kann dabei 100% erreichen. Durch Einsatz von TAA können leichtere Traktoren mit ausreichender Motorleistung schwere Anhänger ziehen. Hierzu müssen jedoch einige Probleme gelöst werden.

Zum Durchfahren größerer Geschwindigkeitsbereiche und auf Grund wechselnder

Rahmenbedingungen, wie sich ändernder Reifen-Boden-Kontakt oder Kurvenfahrt, ist ein stufenloser Anhängerantrieb erforderlich. Hinzu kommen während des Einsatzes sich durch Beladung oder Entladung ändernde Stützlasten auf allen Achsen des Gepans und damit einhergehend sich ändernde Triebkräfte und Rollwiderstände.

### Konzeption

Um den beschriebenen Anforderungen gerecht zu werden, wird eine Antriebsstruktur vorgeschlagen, die folgende Merkmale aufweist: der Antrieb des TAA ist stufenlos, es werden mindestens zwei Räder angetrieben, denen jeweils ein Motor zugeordnet ist und die getrennt angesteuert werden können. Um die Mehrkosten des Antriebsstrangs auf möglichst viele Produktionsverfahren zu verteilen, scheint eine Ausführung eines solchen Anhängers als Wechselsystem mit verschiedenen Aufbauten sinnvoll.

Um den möglichen Nutzen eines solchen Systems abschätzen zu können, wurde ein MATLAB/ Simulink-Modell eines Traktor-Anhängergespans erstellt. Wesentliche Eingangsparameter dieses Modells sind dabei das Abtriebsmoment der Anhängereinzelmotoren, die Steigung des Geländes sowie der Reifen-Boden-Kontakt. Dieser ist im Wesentlichen abhängig vom Zustand des Bodens und dem verwendeten Reifen. Aus Gründen der Vereinfachung soll der Reifen-Boden-Kontakt in vier Klassen eingeteilt werden: schlecht, mittel, gut und Asphalt. Die Verläufe der zugehörigen Triebkraftbeiwert-Schlupf-Kurven zeigt *Bild 1* [angelehnt an 4].

Die Kurvenverläufe für den Triebkraftbeiwert  $\kappa$  ergeben sich aus der bekannten Gl. 4 nach [5]. Die zugehörigen Parameter  $a$ ,  $b$  und  $c$  können *Tabelle 1* entnommen werden.

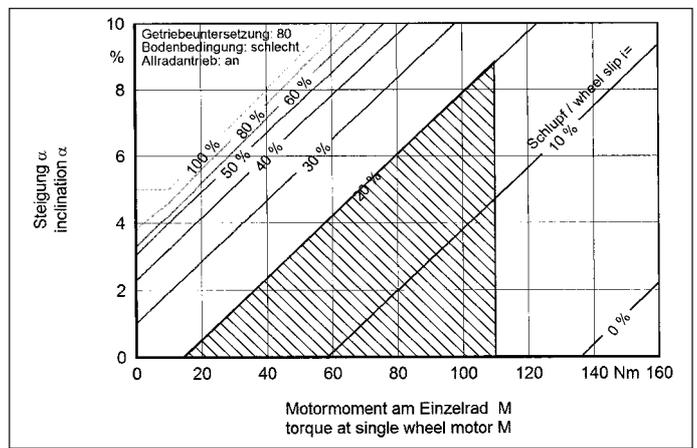
$$\kappa = a + b \cdot e^{c \cdot i} \quad (4)$$

Der Rollwiderstandsbeiwert  $\rho$  nimmt mit Verbesserung der Bodenbedingungen ab. An den einzelnen Achsen wird er dabei vereinfacht als konstant angenommen und sinkt von der Traktorvorderachse bis zur letzten Anhängerachse durch den Multi-Pass-Effekt ab. Die Änderung der Achslasten auf Grund unterschiedlicher Zugkraft und damit einhergehend die Änderung des Rollwiderstands werden jedoch berücksichtigt.

Für einen vorgegebenen Reifen- Boden-Kontakt kann nun mit dem Modell ermittelt

*Bild 2: Linien gleichen Schlupfes für vorgegebene Momente und Steigungen*

*Fig. 2: Iso-slip-lines for set torque and inclinations*



werden, wie sich der Schlupf am Traktor durch Einschalten von Allrad- und Anhängerantrieb sowie der Variation der Antriebsmomente am Anhänger bei unterschiedlichen Steigungen verhält.

### Ergebnisse

Die im Folgenden aufgeführten Ergebnisse beziehen sich auf einen Traktor mit 6,3 t und einen Tandemanhänger mit 22 t Gesamtgewicht, bei dem die beiden vorderen Räder angetrieben werden können. Der Anhänger wird in Untenanhängung am unballastierten Traktor angehängt, der Allradantrieb ist eingeschaltet. *Bild 2* zeigt die Ergebnisse der Modellrechnung für ein Antriebsmoment am Anhänger von 0 bis 160 Nm und von 0 bis 10% Steigung bei schlechtem Reifen-Boden-Kontakt. Der zur Übertragung der Umfangskraft benötigte Triebkraftbeiwert der Anhängerbereifung soll einen Wert von 0,2 (dies ist unterhalb von ~ 110 Nm der Fall), der Schlupf am Traktor zur Bodenschonung 20% nicht übersteigen. Daraus ergibt sich eine Gerade bei 110 Nm (Änderung der Normalkraft auf dem Rad und damit der maximalen Triebkraft am Hang für diesen Fall vernachlässigt), die mit der Linie gleichen Schlupfes von 20% ein Zieldreieck für den Betriebsbereich des Anhängerantriebs beschreibt.

Betrachtet man die Veränderung des Schlupfes bei einer Steigung von 5%, so zeigt sich, dass durch das Aufbringen von 80 Nm je Antriebsrad am Anhänger der Schlupf am Traktor von 100% auf ~ 17% gesenkt werden kann. Bei einer gewünschten Fahrgeschwindigkeit von 5 km/h ergibt sich hieraus ein Leistungsbedarf von ~ 28 kW. Hiermit liegt der Leistungsbedarf im Bereich guter Hydraulikanlagen von Traktoren der angestrebten Gewichtsklasse. Es zeigt sich aber auch, dass ein Anhängerantrieb

dieser Leistungsklasse lediglich für niedrige Geschwindigkeiten bei Feldeinsatz als Unterstützung des Traktorfahrantriebs geeignet ist.

### Zusammenfassung und Ausblick

Der TAA bietet unter der Voraussetzung des stufenlosen Antriebs eine Reihe möglicher Vorteile. Der Schlupf lässt sich je nach Randbedingung erheblich reduzieren. Zusätzlich kann ein leichter Traktor schwere Anhänger ziehen. Er ist wendiger als ein großer Traktor und trägt durch das geringere Gewicht zur Bodenschonung bei. Dadurch steht der größere Traktor für andere Aufgaben, wie etwa die Bodenbearbeitung, zur Verfügung und die Auslastung des kleineren Traktors erhöht sich. Darüber hinaus können durch eine geeignete Ansteuerung Sicherheit und Komfort durch das Vermindern von dynamischen Radlastschwankungen und Stößen verbessert werden. Grundsätzlich können durch einen Einzelradantrieb des TAA zusätzliche Vorteile erzielt werden. Es böte sich hierdurch die Möglichkeit, querdynamische Verbesserungen (Fahrregelung) zu verwirklichen. Ein solcher Antrieb benötigt auch kein Differential.

Grundsätzlich muss unter Beachtung der Wirkungsgrade der Antriebsstränge und der Fahrwerke von Traktor und Anhänger überprüft werden, wie die zur Verfügung stehende Motorleistung optimal auf die beiden Antriebe zu verteilen ist. Der Wirkungsgrad des Antriebs muss allerdings kritisch bewertet werden. Unter der Voraussetzung, dass Traktoren in Zukunft mit immer mehr elektrischer Leistung ausgestattet werden könnten, bietet sich in diesem Fall auch ein elektrischer Antrieb des TAA an. Dieser böte gegenüber der Hydraulik die bekannten Vorteile elektrischer Antriebe, wobei besonders die Überlastbarkeit entscheidende Vorteile bieten könnte. Darüber hinaus besteht die Möglichkeit des elektrischen Bremsens und die damit verbundene Möglichkeit des Bremsmanagements, sogenanntes Anti-Jack-Knifing. Mehrkosten müssen durch einen verbesserten Fahrwerkswirkungsgrad, verfahrenstechnische Vorteile und erhöhten Fahrkomfort zu rechtfertigen sein.

*Tab. 1: Parameter zur Beschreibung des Reifen-Boden-Kontakts*

| Bodenzustand | a      | b       | c       | entspricht                          |
|--------------|--------|---------|---------|-------------------------------------|
| schlecht     | 0.4164 | -0.5504 | -0.056  | Abgeerntetes Rübenfeld (feucht)     |
| mittel       | 0.55   | -0.66   | -0.059  | Abgeernteter Silomaisacker (feucht) |
| gut          | 0.6499 | -0.7119 | -0.0707 | Stoppelacker (trocken)              |
| Asphalt      | 0.8    | -0.909  | -0.2015 | Straße                              |

*Table 1: Parameters describing tyre-ground-contact*