

Alle Koeffizienten mit positivem Einfluss auf die Zugkraft lassen sich mit Hilfe des Kraftschlusskoeffizienten (μ_k) zusammenfassen und verkürzen die allgemeine Zugkraftformel zu:

$$F_Z = F_N * (\mu_k - \mu_r) \quad [2]$$

Während der Geländefahrt mit einem Forwarder und den vorherrschenden geringen Fahrgeschwindigkeiten kann für einen homogenen Boden von einem nahezu konstanten Rollreibungskoeffizienten ausgegangen werden. Durch die Einführung des Traktionsbeiwertes (μ_{tr}) lassen sich Rollreibung und Kraftschluss zu einen Koeffizienten (μ_{tr}) verbinden:

$$F_Z = F_N * \mu_{tr} \quad [3]$$

Die Fahrzeugzugkraft ergibt sich somit aus der Multiplikation des Traktionsbeiwerts mit der Normalkraft (F_N) der Maschine. Für die vorliegende Fragestellung scheint eine Reduktion der allgemeinen Zugkraftgleichung auf diese u.a. auch bei RENIUS (1987) und STOILOV (2007) beschriebene verkürzte Form angemessen, da es bei der Betrachtung der erforderlichen Zugkräfte zur Überwindung der Hangabtriebskraft nicht darauf ankommt, auf welche Reibungskomponente die umsetzbaren Kräfte zurückzuführen sind oder wie sich deren Verhältnis zueinander mit steigendem Antriebsschlupf verändert.

Wird die verkürzte Form der allgemeinen Zugkraftgleichung nach dem Traktionsbeiwert umgestellt, so beschreibt dieser das Verhältnis zwischen der verfügbaren Zugkraft und der Gewichtskraft auf den angetriebenen Achsen:

$$\mu_{tr} = \frac{F_Z}{F_N} \quad [4]$$

Die möglichen Werte variieren dabei zwischen den unterschiedlichen Ausprägungen des Endantriebs, so beispielsweise zwischen Rad- und Raupenfahrwerken (HITTENBECK, 2004; 2007b). KUNZE ET AL. (2002) geben für letztere Traktionsbeiwerte auf Erdboden bis zu 1,2 an, während für Gummiluftreifen das Maximum auf vergleichbarem Untergrund bei 0,5 gesehen wird.

Unter anderem haben Untersuchungen an der Abteilung für Arbeitswissenschaft und Verfahrenstechnologie der Georg-August-Universität Göttingen (ifa) gezeigt, dass sich der Traktionsbeiwert in Abhängigkeit vom Antriebsschlupf anhand von Zugkraftmessungen bestimmen lässt (vgl. HITTENBECK, 2004; JACKE ET AL., 2004). Im Bereich der Agrartechnik ist die Verwendung des Traktionsbeiwerts seit langen Jahren sehr verbreitet (vgl. u.a. STEINER, 1979; SÖHNE UND BOLLING, 1981). Aber auch für Baumaschinen (KUNZE ET AL., 2002) und in der Nutzfahrzeugentwicklung (HOEPKE UND APPEL, 2002) wird das Verhältnis zwischen Zugkraft und Eigenmasse berechnet. Insbesondere im landwirtschaftlichen Bereich liegt der Fokus auf der effizienten Zugkraftübertragung durch den

Schlepperreifen, die durch entsprechende Wahl der Bereifung und des Reifeninnendrucks verbessert werden kann (vgl. BOCK, 1952; SÖHNE, 1970; SONNEN, 1970; REMPFER, 1998; SOMMER ET AL., 2001).

2.2 Antriebsschlupf

Schlupf bezeichnet einen Weg- bzw., unter Einbeziehung der Zeit, einen Geschwindigkeitsverlust bei Fahrbewegungen. Der zurückgelegte Weg der Endabtriebskomponenten unterscheidet sich dabei von der Strecke, die relativ zum Untergrund zurückgelegt wird. Für eine mit Rädern ausgestattete Maschine bedeutet dies, dass sich die Räder langsamer oder schneller drehen als sich die Maschine tatsächlich bewegt. Drehen die Reifen dabei langsamer, handelt es sich um Bremschlupf, drehen sie sich schneller, wird dies als Antriebsschlupf bezeichnet. Bei der Betrachtung des Zugkraftverhaltens sowie der Überwindung von Steigungswiderständen hat Bremschlupf keine Bedeutung, sodass sich die weitere Betrachtung des Schlupfes auf den Antriebsschlupf beschränkt. Die Berechnung des Schlupfes basiert auf der theoretischen Geschwindigkeit (v_{theo}) am Radumfang und der tatsächlichen Geschwindigkeit (v_{tats}) relativ zum Untergrund. Wird der Schlupf (σ) in Prozent angegeben, folgt die Berechnung folgender Gleichung (verändert nach RENIUS, 1987):

$$\sigma = \frac{v_{theo} - v_{tats}}{v_{theo}} * 100 [\%] \quad [5]$$

Dabei wird die Differenz zwischen der Radumfangsgeschwindigkeit (v_{theo}) und der tatsächlichen Geschwindigkeit (v_{tats}) ins Verhältnis zur Radumfangsgeschwindigkeit gesetzt. Sind beide Geschwindigkeiten identisch, wie es bei gezogenem Fahrzeug vorkommen kann, berechnet sich der Schlupf zu Null. Das andere Extrem ist der Stillstand der Maschine ($v_{tats} = 0$) bei durchdrehenden Antriebsrädern, sodass sich ein Schlupf von 100 % ergibt.

Die Berechnung des Schlupfes ist abhängig von den zwei Geschwindigkeiten, die gemessen werden müssen. Dabei ist insbesondere die Frage des Radumfangs bei Luftreifen problematisch, da minimale Veränderungen zwischen Nullschlupf, Bremschlupf und Antriebsschlupf entscheiden. So widmet sich beispielsweise STEINKAMPF (1971) den Auswirkungen unterschiedlicher „Nullschlupf“-Definitionen und schlägt für die Bewertung von Reifen eine vom Antriebsschlupf unabhängige Ermittlung des Wirkungsgrades¹ der Kraftübertragung vor. Ähnliches ist bei SCHREIBER UND KUTZBACH (2007) beschrieben, die das Zugkraftverhalten einer Maschine oder eines Reifens ebenfalls ohne Berücksichtigung der Nullschlupf-Definition beschreiben wollen. Darüber hinaus gibt es weitere Untersuchungen, die sich der Problematik der richtigen Bestimmung des Schlupfes widmen, ohne jedoch eine eindeutige und verbindliche Lösung zu finden (u.a. STEINKAMPF, 1971). Problematisch ist dabei, dass frühere Untersuchungen vorwiegend mit landwirtschaftlichen Schlep-

¹ Wirkungsgrad: Verhältnis zwischen Nutzleistung (P_n) und zugeführter Leistung (P_z), im Falle des Fahrtriebs – Verhältnis zwischen der Leistungsabgabe an der Radnabe und der realisierten Zugleistung der Maschine; vgl. u.a. SASS ET AL. (1970)

pern ohne Allradantrieb durchgeführt wurden. Bei objektiver Betrachtung muss für diese Maschinen die Zugkraftkurve die X-Achse bei positivem Schlupf schneiden. Ursache hierfür ist die theoretische Lage des Schlupf-Nullpunktes zwischen dem Zustand des gezogenen Schleppers und des angetriebenen Schleppers ohne messbare Zugkräfte. Zur Überwindung des Rollwiderstands der nicht angetriebenen Vorderachse ist eine gewisse Antriebskraft der Hinterräder erforderlich, die somit zu leichtem Schlupf führen muss (SÖHNE, 1952a; HOLM, 1969 vgl. STEINKAMPF 1971, STEINER, 1979). STEINKAMPF (1971) und auch BOLLING (1987) haben beispielsweise einen Verlauf durch den Ursprung erzwungen, während neuere Untersuchungen von WEISSBACH UND WINTER (1996) sowie REMPFER (1998) darauf verzichten. Abbildung 2 zeigt exemplarisch die möglichen Verläufe der Traktionskurven bei unterschiedlichen Nullschlupf-Definitionen.

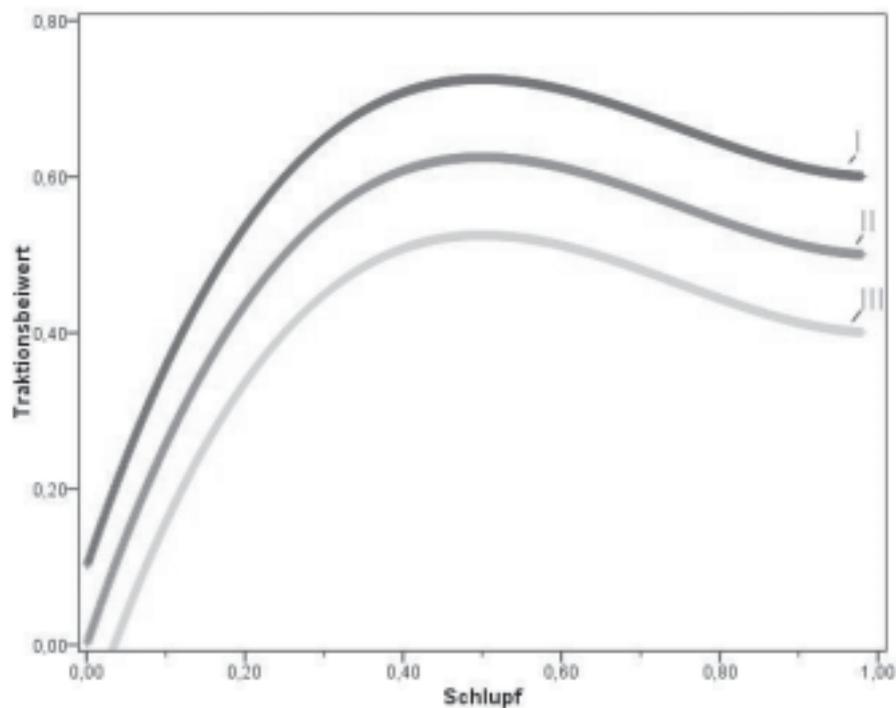


Abbildung 2: Verlauf der Traktionsbeiwertkurve bei unterschiedlicher Festlegung des Radumfangs; I: Traktions-Schlupfkurve mit positiven Traktionsbeiwerten bei 0 % Schlupf, II: Traktions-Schlupfkurve durch den Ursprung, III: Traktions-Schlupfkurve schneidet Abszisse bei positivem Schlupf

Trotz der Bedeutung für die Kraftübertragung und den Boden finden sich nur wenige Forschungsvorhaben, die sich dem Schlupf beim Forstmaschineneinsatz widmen. Lediglich im skandinavischen Raum lassen sich neben eigenen Arbeiten (HITTENBECK, 2004; JACKE ET AL., 2004; JACKE UND DREWES, 2004) vereinzelt ältere Untersuchungen finden. Einen kurzen Überblick hierzu geben SAARILAHTI UND ALA-ILOMÄKI (1997). So haben AHO UND RANTAPUU (1971) bei Mobilitätsuntersuchungen für Forstmaschinen den Schlupf unter ebenen Bedingungen sowie bei einer Hangneigung von 20 % gemessen. Die Messungen auf geschotterten Strecken ergaben einen Schlupf von 7 % in der Ebene und 15 % unter geneigten Bedingungen. Ebenfalls bei Mobilitätsanalysen auf Moorböden hat VILKKO (1986) den Schlupf an einem Forwarder erfasst und dabei festgestellt, dass sich durch die Verwendung von Breitreifen der Schlupf beinahe halbiert. ALA-ILOMÄKI UND HÖGNÄS (1987)

haben darüber hinaus den Einfluss der Beladung auf nassen Standorten mit geringer Tragfähigkeit untersucht. Dabei wurden mit unbeladener Maschine Schlupfwerte zwischen 8 % und 15 % festgestellt, während sich diese Werte bei beladenem Forwarder auf 12,5 % bis 20 % erhöhten. Als entscheidende Faktoren für den auftretenden Schlupf nennt FRØNSDAL (1985) neben dem Maschinentyp und der Hangneigung die Fertigkeit des Fahrers sowie kleinere Hindernisse (z.B. Stöcke, Blöcke, etc.), die während der Fahrt überwunden werden müssen. Letzteres zeigt die Problematik von Schlupfmessungen unter forstlichen Bedingungen. So sind die Untergründe für Forstmaschinen deutlich inhomogener als auf landwirtschaftlich genutzten Flächen (SAARILAHTI UND ALALOMÄKI, 1997).

2.3 Traktionsbeiwert vs. Schlupf

Antriebsschlupf und die Zugkraft bzw. der Traktionsbeiwert sind eng miteinander verbunden. So geht der Anstieg des Traktionsbeiwertes bis zum Erreichen des Maximalwertes einher mit der Zunahme des Schlupfes (vgl. BOCK, 1952; KOMANDI, 1975; STEINER, 1979; KUTZBACH, 1982; FODA, 1991; HITTENBECK, 2004; BLOCK, 2008). Je nach befahrenem Untergrund und den Endantriebskomponenten des untersuchten Fahrzeugs entwickelt der Traktionsbeiwert ein Maximum über dem Schlupf oder nimmt bis zum völligen Stillstand der Maschine bei drehenden Rädern zu. Einheitlich ist bei allen Untersuchungen für geringe Schlupfwerte ein anfangs steiler Anstieg der Traktion zu erkennen, der mit zunehmendem Unterschied zwischen der Antriebsgeschwindigkeit und der tatsächlich gefahrenen Geschwindigkeit, d. h. mit steigendem Schlupf, in einen flacheren Verlauf übergeht. Unterschiedliche Vorstellungen bestehen darüber, ab wann die Traktionsbeiwerte fallen und wie sich der Verlauf nach Überschreiten des Maximums entwickelt. Für die meisten Untersuchungen wird jedoch von einem zugkraftoptimalen Schlupf ausgegangen, nach dessen Überschreiten die Traktionskurve in einen flach abfallenden Verlauf wechselt.

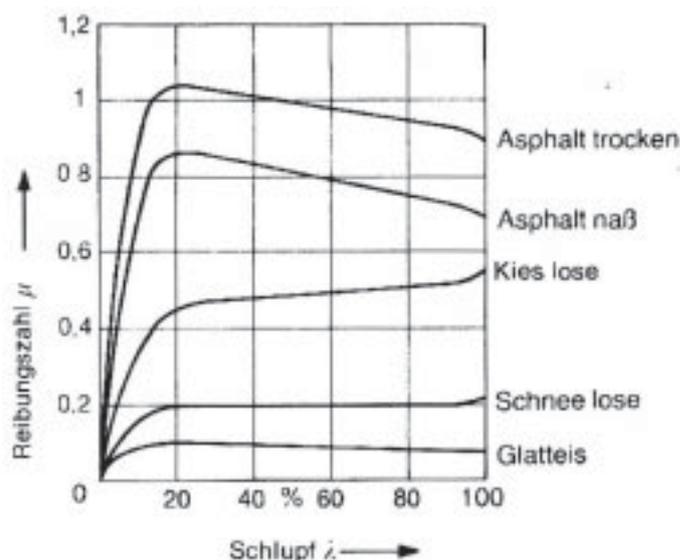


Abbildung 3: Exemplarische Verläufe von Traktionsbeiwerten (Reibungszahlen) über dem Schlupf für verschiedene Untergründe (nach ZOMOTOR, 1991)

Messungen auf festem Untergrund, wie beispielsweise auf Asphaltstraßen, zeigen einen sehr steilen Anstieg des Traktionsbeiwerts (hier Reibungszahl) bis zu einem Maximum bei vergleichsweise geringen Schlupfwerten. Wie Abbildung 3 zeigt, gibt ZOMOTOR (1991) das Maximum der umsetzbaren Zugkraft auf trockenem sowie nassem Asphalt bei 20 % Schlupf an. Während er dabei Traktionsbeiwerte von über 1 für erreichbar hält, beziffert RENIUS (1987) den maximalen Traktionsbeiwert für Allradtraktoren auf trockenem Beton mit 0,9. Untersuchungen am ifa mit einem Flurförderfahrzeug weisen exemplarisch berechnete Traktionsbeiwerte von 0,7 auf trockenem geschliffenen Hallenboden aus (BLOCK, 2008). Diese decken sich wiederum mit den Ergebnissen von WEINHOLD (2001), der bei Versuchen zum Bremschlupf vergleichbare Werte gemessen hat.

Ändert sich der Untergrund hin zu landwirtschaftlichem Acker, so reduziert sich zum einen die umsetzbare Zugkraft der Endabtriebskomponenten, und zum anderen verschiebt sich das Maximum der Traktionsbeiwerte hin zu größeren Schlupfwerten (vgl. u.a. SÖHNE UND BOLLING, 1981; STEINKAMPF, 1971; STEINER, 1979). RENIUS (1987) gibt beispielsweise je nach Bodenbedingungen die maximale Zugkraft in Prozent der Achslastsumme für Allradtraktoren mit 45 % bis 65 % an, wobei diese Werte bei einem Schlupf zwischen 50 % und 60 % erreicht werden. Vielfach wird die Betrachtung der Traktionskurven jedoch nicht auf den gesamten Schlupfbereich zwischen 0 % und 100 % ausgedehnt, sondern auf den für den jeweiligen Autor interessanten Bereich reduziert. SOMMER ET AL. (2001) betrachten beim Vergleich zwischen Standardreifen und modernen Breitreifen mit geringerem Reifeninnendruck lediglich die Entwicklung des Traktionsbeiwertes bis zu einem Schlupf von 25 %. Durch diese Beschränkung auf den Bereich geringen Schlupfs sind bei vielen landwirtschaftlichen Untersuchungen keine Aussagen über die Lage des Zugkraftmaximums enthalten. Ursache hierfür ist der Fokus auf den Wirkungsgrad der Zugkraftübertragung, der bei unter 10 % Schlupf sein Optimum erreicht (vgl. a. RENIUS, 1987).

Zugkraftuntersuchungen bei forstlichen Untergrundbedingungen sind deutlich seltener als Versuche auf sehr homogenen landwirtschaftlichen Flächen. Neben eigenen Untersuchungen von JACKE ET AL. (2004) und HITTENBECK (2004) sind Zugkraftmessungen unter forstlichen Bedingungen in Deutschland, also auf Rückegassen, lediglich von BLEY (2002) bekannt. Selbst ein Blick über die Grenzen Deutschlands erweitert das Spektrum nur gering. So beklagen VECCHINSKI ET AL. (1999) das Fehlen forstlicher Untersuchungen zum Zugkraftverhalten eingesetzter Forstmaschinen. Aktuellere Messungen werden bei KOŠIR ET AL. (2007) beschrieben, die jedoch keine Zugkraftkurven bestimmt haben, sondern die maximale Hangneigung in Abhängigkeit von der Orientierung und der Masse der angehängten (Rücke-) Last. Für forstliche Bedingungen ergeben sich, wie die eigenen Untersuchungen zeigen, nur geringe Unterschiede zu den Ergebnissen landwirtschaftlicher Studien. Auf lössdominierten Standorten steigt auch hier der Traktionsbeiwert über dem Schlupf rapide, um zwischen 50 % und 70 % Antriebsschlupf ein Maximum zu erreichen.

Für die Verwendung von Raupenfahrwerken werden, abgesehen von den höheren Traktionsbeiwerten, nur geringe Abweichungen des Fahrverhaltens im Vergleich zu Luftreifen auf nachgiebigem Boden ermittelt. Bei WEISSBACH UND WINTER (1996) ist der Verlauf der Zugkraftkurve für ein Raupenfahrwerk nahezu eine Parallelverschiebung des Verlaufs für einen Allradtraktor. Der Unterschied der Traktionsbeiwerte zwischen den Fahrwerkssystemen beläuft sich bei dieser Untersuchung auf etwa 0,2. Eigene Messungen mit einem MHT Raupenharvester der Typs 132 HVT bestätigen die ähnliche Entwicklung des Traktionsbeiwertes zwischen Rad- und Raupenfahrwerken

(HITTENBECK, 2007b; JACKE UND HITTENBECK, 2009). Unterschiede beschränken sich zum einen auf die erwartungsgemäß deutlich höheren Werte bei Raupenantrieben und zum anderen auf einen nahezu konstant hohen Traktionsbeiwert nach Erreichen des Maximalwertes. Höherer Schlupf scheint sich hier nicht negativ auf die Zugkraft auszuwirken, wie es vergleichbare Messungen mit einem radbasierten Forwarder zeigen (HITTENBECK, 2004).

Der Zusammenhang zwischen dem Antriebsschlupf eines Fahrzeugs und der umsetzbaren Zugkraft bzw. dem Traktionsbeiwert ist in den unterschiedlichen Forschungsdisziplinen hinreichend untersucht. Für die meisten Paarungen aus verschiedenen Fahruntergründen und Antriebsvarianten bestehen bereits Erkenntnisse über den Verlauf des Traktionsbeiwertes in Abhängigkeit vom Schlupf. Grundsätzlich lassen sich Unterschiede zwischen einem festen Untergrund (z.B. Asphalt oder Beton) und nachgiebigem Boden feststellen, die einerseits Auswirkungen auf die maximalen Traktionsbeiwerte haben und andererseits auf den Schlupf, der bei maximaler Fahrzeugzugkraft auftritt.

2.4 Hangabtriebskraft

Beim Befahren von Hanglagen werden zusätzliche Zugkräfte für die Mobilität der Maschine benötigt. Die erforderliche Zugkraft geht einher mit dem Anstieg des Schlupfes an den Endabtriebskomponenten der Maschine. Wie bereits für die Bodenbefahrung (vgl. Kap. 1.2) beschrieben, bedeutet dies eine zusätzliche Scherbeanspruchung des Bodens und somit eine zunehmende Zerstörung der Oberbodenstrukturen mit der Folge einer erhöhten Erosionsgefahr. Um die empfindlichen Böden der Hanglagen ausreichend vor der schädigenden Wirkung der Befahrung mit Maschinen zu schützen, sind verlässliche Informationen über die notwendigen Zugkräfte für die Überwindung des Steigungswiderstands erforderlich.

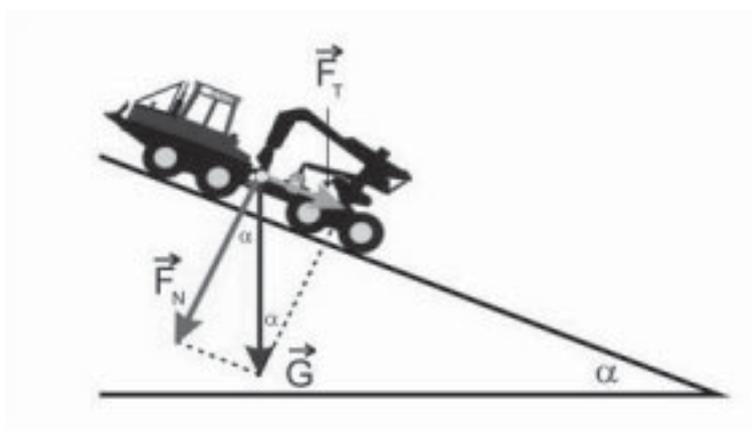


Abbildung 4: Auf Fahrzeuge wirkende Kräfte bei der Befahrung von Steigungen (nach JACKE UND DREWES, 2004)

Beim Befahren von Steigungen muss die vom Fahrzeug umsetzbare Zugkraft die Hangabtriebskraft, welche auf die Maschine wirkt, kompensieren. Die erforderliche Kraft, um den Hangabtrieb auszugleichen, ist abhängig von der Eigenmasse des Fahrzeugs und der Neigung des Untergrunds (vgl. u.a. SAARILATHI, 2002b; JACKE UND DREWES, 2004). Abbildung 4 verdeutlicht die auf ein Fahrzeug wirkenden Kräfte bei Befahrung von geneigten Oberflächen.

Die mit F_T bezeichnete Hangabtriebskraft berechnet sich aus dem Produkt der Fahrzeuggewichtskraft (G) und dem Sinus des Neigungswinkels nach folgender Gleichung:

$$F_T = F_G * \sin \alpha \quad [6]$$

Für die unbeladene Versuchsmaschine mit einer Eigenmasse von 11.750 kg (einem Gewicht von ca. 11.750 daN) ergibt sich bei einer Neigung des Geländes von 25 % eine Hangabtriebskraft von knapp 2800 daN. Die auf diese Weise berechnete Hangabtriebskraft wird bei der Datenaufbereitung dazu verwendet, die gemessenen Zugkraftwerte bei gering geneigten Versuchsstandorten, auf ebene Bedingungen zu übertragen. Je nach Neigung werden die gemessenen Werte um die Hangabtriebskraft ergänzt oder reduziert.

2.5 Rechnerische Bestimmung von Grenzneigungen

Um aus den gemessenen Zugkräften und damit Traktionsbeiwerten Grenzen für den Einsatz der Maschine in geneigtem Gelände zu berechnen, müssen die umsetzbaren Zugkräfte des Forwarders der Hangabtriebskraft gegenüber gestellt werden. Der Grundgedanke zu diesem Vorgehen basiert auf Überlegungen von JACKE UND DREWES (2004), die eine Abbremsung eines Forwarders durch eine schiefe Ebene skizzieren. Die Gegenüberstellung von Zugkraft und Hangabtriebskraft ist jedoch auch für nicht forstliche Anwendungen beschrieben. So geben KUNZE ET AL. (2002) eine Formel zur Berechnung der maximalen Steigfähigkeit von Kettenfahrwerken bei Planierraupen an. Die Formel gleicht dabei der hier im Folgenden rechnerisch entwickelten Lösung, während z.B. HOEPKE UND APPEL (2002) für Allrad-LKW zusätzlich eine Mindestgeschwindigkeit mit einbeziehen, die für Forstmaschinen und Raupenfahrwerke in Hanglagen nur von untergeordneter Bedeutung ist.

Die rechnerische Gegenüberstellung der Hangabtriebskraft (Gleichung 6) und der zuvor berechneten reduzierten Zugkraftformel (Gleichung 3) ergibt:

$$F_N * \mu_{ir} = F_G * \sin \alpha \quad [7]$$

Es zeigt sich, dass die beiden Seiten der Gleichung mit unterschiedlichen Kräften berechnet werden. Die Bestimmung der Zugkraft basiert auf der Normalkraft (F_N) des Forwarders, während die Hangabtriebskraft anhand der Gewichtskraft (F_G) der Maschine bestimmt wird. Wie Abbildung 4 zeigt, sind die Normalkraft und die Gewichtskraft unter ebenen Bedingungen identisch. Mit zunehmendem Steigungswinkel α wird die Normalkraft der Maschine, also die Kraft senkrecht zur Fläche, kleiner, wohingegen die Gewichtskraft unverändert bleibt. Mit Hilfe der trigonometrischen Funktionen lässt sich die Normalkraft aus dem Produkt der Gewichtskraft und des Kosinus des Steigungswinkels berechnen:

$$F_N = F_G * \cos \alpha \quad [8]$$

Eingesetzt in Gleichung 7 lässt sich auf beiden Seiten der Gleichung die Gewichtskraft (F_G) der Versuchsmaschine herauskürzen. Wird zudem nach dem Traktionsbeiwert (μ_{tr}) umgestellt, verkürzt sich der Zusammenhang zwischen Fahrzeugzugkraft und Hangneigung zu:

$$\mu_{tr} = \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha} = \tan \alpha \quad [9]$$

Da der Tangens des Steigungswinkels multipliziert mit 100 die Steigung in Neigungsprozent angibt, folgt aus Gleichung 9, dass der gemessene Traktionsbeiwert direkte Schlüsse auf die mögliche Hangneigung zulässt. Bei SCHULZ (1988) finden sich zudem Berechnungen für Fahrzeuge, die lediglich über Vorder- oder Hinterradantrieb verfügen. PAMPEL (1982) gibt darüber hinaus die Veränderungen bei unterschiedlichen Varianten der Holzurückung an. So reduziert sich beim Schleiftransport die befahrbare Steigung mit dem Gewicht der angehängten Last. Für den Einsatz von Forwardern geht PAMPEL (1982) dagegen von einem lastunabhängigen Verhalten aus, da die zusätzliche Gewichtskraft der Beladung sowohl Auswirkungen auf die Zugkraft (über die Multiplikation mit dem Traktionsbeiwert) als auch auf die Hangabtriebskraft hat. Dies wird auch beim rechnerischen Übergang zwischen Formel 7 und Formel 9 deutlich. Durch die Umrechnung der Normalkraft in das Produkt aus Gewichtskraft und dem Kosinus des Neigungswinkels lässt sich die Gewichtskraft auf beiden Seiten der Gleichung herauskürzen.

Der unter Kapitel 2.3 beschriebene Zusammenhang zwischen dem Radschlupf und dem Traktionsbeiwert ermöglicht zudem, den zu erwartenden Schlupf für befahrbare Hanglagen anzugeben. Im Umkehrschluss wird es auch möglich, für einen bodenphysikalisch noch tolerierbaren Schlupf die maximal befahrbare Neigung des Untergrunds zu berechnen. Im Bereich der Befahrung von landwirtschaftlichen Böden werden Schlupfwerte bis 25 % als noch akzeptabel betrachtet (SÖHNE, 1952a). Werte darüber führen durch die Scherbelastung in der Kontaktfläche zwischen Reifen und Boden zu einer nicht zulässigen Beeinträchtigung der Oberbodenstrukturen. Das Abscheren der durch das Reifenprofil geschaffenen „Startblöcke“ (SÖHNE, 1952a; JACKE, 1999) zerstört den natürlichen Zusammenhalt des Oberbodens und bildet damit die Basis für Erosionsvorgänge (YONG ET AL., 1978; SAARILATHI UND ALA ILOMÄKI, 1997; WANJII ET AL., 1997; PYTKA UND KONSTANTKIEWICZ, 2002).

3 Material und Methoden

3.1 Versuchsaufbau

Zugkraftversuche mit einem Rückezug unter ebenen Geländebedingungen bilden die Basis für die Bestimmung des Zusammenhangs zwischen Zugkraft und Radschlupf. Aus dieser Beziehung lassen sich Traktionskurven für die einzelnen Varianten des Versuchs ermitteln, die in einem späteren Schritt die Basis für eine Grenzneigungsprognose bilden. Diese Vorhersagen der ausrüstungsspezifischen Maschinenmobilität werden in einem zweiten Versuchsschritt in Hanglagen überprüft.



Abbildung 5: Verankerungstechnik für Zugkraftmessungen an Forstmaschinen in aufgebautem Zustand (Eigenkonstruktion des ifa)

Bei den Versuchen in ebener Lage wird die eigens entwickelte Verankerungstechnik (siehe Kap. 3.7), wie in Abbildung 5 dargestellt, in einer geeigneten Rückegasse installiert. Der Aufbau beinhaltet eine Sicherung der Verankerungstechnik gegen Verrutschen. Dies erfolgt zum einen durch Lastgurte, mit denen der Grundrahmen an Bäumen fixiert wird, und zum anderen, um die Querstabilität zu gewährleisten, durch massive Erdnägeln, die in spezielle Haltetaschen am Rahmen eingeschlagen werden. Vor der Sicherung gegen Querkräfte werden die Lastgurte gespannt, so dass sich die Position der Verankerungstechnik während der Versuchsfahrten und den damit verbundenen hohen Belastungen nicht mehr verändert. So kann ein sicherer Stand der Anlage auch bei hohen Zugkräften sichergestellt werden. Nach der erfolgreichen Verankerung in der Rückegasse wird der Versuchsvorwärtler über eine Umlenkrolle mit der Seilwinde verbunden. Die Umlenkrolle ist dabei am Rückezug montiert (vgl. Kap. 3.6.3), während das Stahlseil an einem Baum als Ankerpunkt befestigt wird. Dieser Anbau ermöglicht, dem „Flaschenzugprinzip“ folgend, eine