

Grundlagen der Landtechnik

Herausgegeben mit Unterstützung durch die
Bundesforschungsanstalt für Landwirtschaft
Braunschweig-Völkenrode (FAL)

Schriftleitung: Dr. F. Schoedder, Institut
für landtechnische Grundlagenforschung

Grundl. Landtechnik Bd. 37 (1987) Nr. 2, S. 37 bis 68

VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE

Die Zugkraftaufteilung zwischen den Achsen bei Allradantrieb

Von Reinhart Verschoore, Gent, Belgien*)

DK 631.372:629.1.028:625.032:621.833.6

Eine gute Leistungsausnutzung des Schleppers stellt bei verschiedenen Einsatzbedingungen teils einander widersprechende Anforderungen an die Triebkraftverteilung auf die Treibräder. Bei Einachsantrieb wird unter anderem für die Lenkbarkeit ein Differential eingebaut.

Doch dieses Differential soll gesperrt werden, wenn bei unterschiedlichen Radlasten der Treibräder eine große Zugkraft gefordert wird. Bei Allradantrieb stellen sich, wenn das Schleppergewicht optimal benutzt werden soll, gleichartige Probleme für die Zugkraftaufteilung zwischen den Achsen.

In diesem Beitrag werden verschiedene rein mechanische Lösungsmöglichkeiten für dieses Problem angegeben und für jede Lösung die Vor- und Nachteile besprochen.

1. Einleitung

Um mit einem bestimmten Schleppergewicht eine maximale Zugkraft zu erreichen, ist es notwendig, Allradantrieb zu benutzen. Es ist klar, daß die Zugkraftverteilung auf die vier Räder die erreichbare Gesamtzugkraft und den Wirkungsgrad beeinflusst. Theoretisch kann festgestellt werden, daß zumeist die besten Resultate mit gleichem Schlupf für die vier Räder erzielt werden, das bedeutet ein konstantes Geschwindigkeitsverhältnis zwischen den Rädern. Bei Geradeausfahrt ist es meistens möglich, gleiche Schlupfwerte zu erhalten. Bei Kurvenfahrt sind jedoch die realen Geschwindigkeiten der vier Räder verschieden, und man bekommt automatisch voneinander verschiedene Schlupfwerte. Es zeigt sich schon hieraus, daß eine konstante Geschwindigkeitsverteilung (Differentialsperre) nicht die Ideallösung ist.

Andererseits führt der Einsatz eines Momenten- oder Kraftausgleichs zu Problemen bei ungleichen Kraftschlußpotentialen oder bei von den Entwurfsbedingungen abweichenden Radlasten und Reifendurchmessern.

Allradantrieb fordert drei Differentialgetriebe:

- ein Vorderachsdifferential,
- ein Hinterachsdifferential und
- ein Differential zwischen den beiden Achsen.

*) Prof. Dr. Ir. R. Verschoore arbeitet im Laboratorium voor Vervoertechniek (Dir.: Prof. Dr. Ir. Ch. van Aken) der Rijksuniversiteit Gent, Belgien.

Der Name Differential bezeichnet streng genommen das Ausgleichsgetriebe, das bei Kurvenfahrt zur Leistungsaufteilung innerhalb einer Traktorachse gebraucht wird. Für die Momentenaufteilung zwischen den Achsen braucht das Drehmoment für die Vorderachse meistens nicht gleich dem Drehmoment für die Hinterachse zu sein. Jedoch soll das Drehmomentverhältnis konstant sein. In diesem Fall handelt es sich um einen "Drehmomentverteiler". Trotzdem werden wir in diesem Beitrag den Namen Differential gebrauchen, da dieser Begriff besser bekannt ist.

Dieser Beitrag beschränkt sich auf die Momentenaufteilung zwischen den beiden Achsen; die Achsdifferentiale bleiben außerhalb der Betrachtung.

Es gibt verschiedene Möglichkeiten, den Wirkungsgrad eines Schleppers zu definieren. Eine erste Definition ist der Nutzungsgrad, der bestimmt werden kann aus dem Arbeitszeitbedarf oder dem Kraftstoffverbrauch für die Bearbeitung eines Hektars.

Ein zweiter Wirkungsgrad ist die Leistungsausnutzung durch die Antriebsvorrichtung, das heißt im Getriebe und bei der Energieumwandlung zwischen Kraftstoff und Motorantrieb. Die Stufung des Getriebes und der Fahrstil des Fahrers kann aber den Kraftstoffverbrauch stark beeinflussen.

Ein dritter Wirkungsgrad bezieht sich auf die Energieumwandlung zwischen dem Getriebeantrieb und der Zugleistung. Dieser Wirkungsgrad wird hauptsächlich bestimmt durch die momentanen Werte von Triebkraftbeiwert und Schlupf. Daraus folgt, daß die Leistungsaufteilung hier eine ganz große Rolle spielt. In diesem Beitrag wird nur dieser dritte Wirkungsgrad behandelt.

2. Bauarten und Kennlinien

Wenn bei der Entwicklung des Schleppers verschiedene Reifengrößen vorn und hinten oder verschiedene Achslasten vorgesehen werden, erfordert der optimale Wirkungsgrad ungleiche Drehzahlen und -momente der Treibräder, man braucht kein Sperrdifferential, aber einen Momentenverteiler. Trotzdem ist es nützlich, die Bauarten verschiedener Sperrdifferentialen zu kennen.

Das herkömmliche Ausgleichsgetriebe weist zwei vorteilhafte Eigenschaften auf:

- Die Drehzahlen der Antriebsräder können sich unabhängig voneinander entsprechend den wirklichen Weglängen der Fahrspuren einstellen.
- Die Antriebsmomente werden symmetrisch und damit giermomentenfrei auf die Antriebsräder verteilt.

Wenn die Kraftschlußpotentiale der Räder verschieden sind, tritt aber ein gravierender Nachteil auf:

- Die auf den Boden übertragbaren Antriebskräfte sind für alle Antriebsräder auf das kleinste der verfügbaren Kraftschlußpotentiale beschränkt.

Um diesen Nachteil zu beheben, werden manuell schaltbare Differentialsperren oder auch selbsttätig sperrende Differentiale eingesetzt. Die teilweise einander widersprechenden Anforderungen an ein selbstsperrendes Ausgleichsgetriebe haben zu einer Vielzahl von Konstruktionen geführt.

Das No-Spin-System ausgenommen, brauchen alle Konstruktionen mechanische Reibelemente, die den freien Ausgleich der Drehzahlen beider angetriebenen Achsen erschweren. Die Sperrwirkung kann vorteilhaft durch die Momentendifferenz ΔM oder durch den Sperrwert S , den Quotienten aus Differenz und Summe beider Einzelantriebsmomente beschrieben werden:

$$S = \frac{\Delta M}{\Sigma M}$$

Die selbstsperrenden Differentiale können in drei Klassen eingeteilt werden:

- Freilauf oder No-Spin-System
- Ausführungen, die Reibkräfte zwischen den beiden Abtriebswellen zur Überbrückung ausnutzen
- Ausführung, die viskose Flüssigkeiten als Übertragungselement verwenden.

2.1 Das No-Spin System

Unter der Markenbezeichnung "No-Spin" besteht eine Einrichtung, bei der die Drehzahl der Wellen immer kleiner oder gleich der Drehzahl der geringer belasteten Welle ist. Die Wirkung ist schematisch in Bild 1 dargestellt. Es sind zwei selbsttätige Klauenkupplungen vorhanden, die das Drehmoment vom Tellerrad auf die Seitenwellen übertragen. Das System kann vereinfacht durch Bild 7g, in dem die (Momenten-)Dioden Freiläufe bezeichnen, dargestellt werden.

Tatsächlich gibt es nur zwei Arbeitssituationen:

- wenn eines der Räder schneller läuft als das andere (Kurvenfahrt), überträgt eine Welle das ganze Drehmoment oder
- die beiden Wellen haben gleiche Drehzahl mit zugehöriger schlupfabhängiger Treibkraft.

Es ist nicht sinnvoll, eine Kennlinie dieser Konstruktion in Bild 5 darzustellen, da keine eindeutig definierte Kurve zur Verfügung steht; man kann nur ein Kupplungsfeld andeuten.

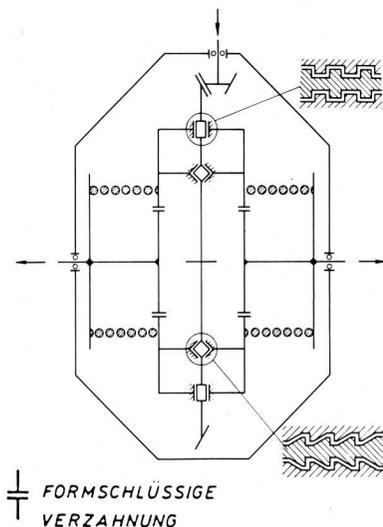


Bild 1. Differential des Systems No-Spin.

2.2 Bauarten mit festen Reibflächen

2.2.1 Momentengesteuertes Sperrdifferential

Bild 2 zeigt eine sehr verbreitete Bauart. Die Stützkkräfte des Differentialbolzens wirken in Abhängigkeit vom Tellerradmoment auf zwei zwischen Abtriebskegelrad und Differentialkorb angeordnete Lamellenkupplungen (ZF-Ausführung). Andere Konstruktionen (z.B. Borg-Warner) verwenden von Verzahnungsspreizkräften beaufschlagte Konusbremsen. Das Sperrmoment wächst im wesentlichen linear mit dem Antriebsmoment, der Sperrwert ist somit nahezu lastabhängig. Temperatur und Differenzdrehzahl haben wenig Einfluß.

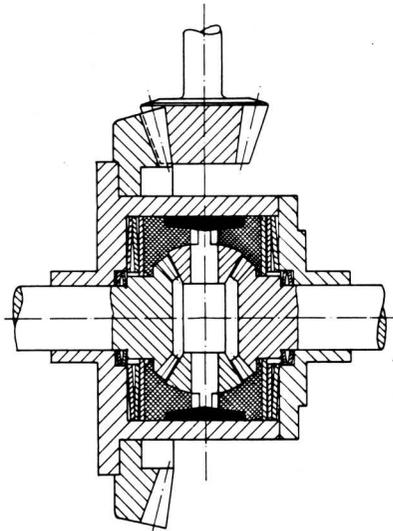


Bild 2. Momentengesteuertes Sperrdifferential.

2.2.2 Momentengesteuerte Sperre mit Vorspannmoment

Zur Erzielung einer Sperrwirkung beim völligen Haftungsverlust eines Rades ist eine Überlagerung eines konstanten Differenzmomentes mittels Federvorspannung der Reibelemente vorteilhaft. So bekommt man immer ein größeres Sperrmoment.

2.2.3 Festwertsperr

In diesem Fall wird die Lamellendruckkraft nur von einer konstant vorgegebenen Federspannung bewirkt. Das Sperrmoment ist lastunabhängig, der Sperrwert mithin vom Lastzustand abhängig. In Wirklichkeit steigt aber infolge der steigenden Zahnflankenreibung das Sperrmoment mit dem Antriebsmoment.

2.2.4 Differentialsperre

Mit einer Differentialsperre wird die Waagewirkung aufgehoben, und die beiden Abtriebswellen haben gleiche Drehzahlen. Diese Sperrung wird durch Verbinden von zwei Differentialteilen (z.B. Differentialkorb und eine Abtriebswelle) bewirkt.

2.3 Bauart mit viskoser Reibung

Bei dieser Bauart ist die Lamellenkupplung durch eine Visko-Kupplung ersetzt. Man bekommt ein Sperrmoment, das von der Drehzahldifferenz beider Abtriebswellen abhängig ist, Bild 3. Das Sperrmoment ist indirekt von der Belastung abhängig, weil die Temperatur die Kennlinie der Visko-Kupplung beeinflusst.

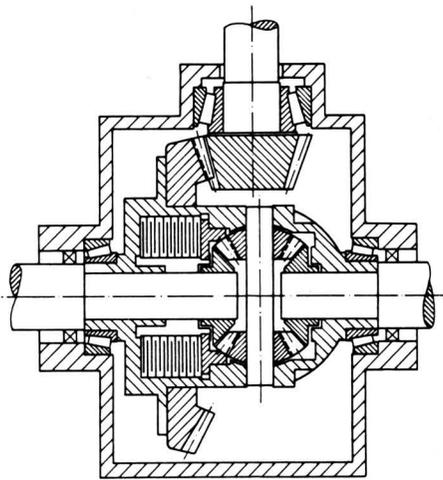


Bild 3. Differenzdrehzahlgesteuertes Sperrdifferential.

Der mechanische Aufbau einer Visco-Kupplung ist vom Prinzip her einfach [1]. In einem trommelförmigen, allseits abgedichteten Gehäuse sind jeweils abwechselnd zwei Lamellenpakete geschichtet: die Antriebs- und die Abtriebslamellen. Die antreibenden Lamellen sind über eine formschlüssige Verzahnung mit dem Gehäuse verbunden. Die Abtriebslamellen laufen in diesem Fall auf der innenliegenden Abtriebswelle, mit der sie Formschluß haben. Die zwei Pakete berühren sich in normalem Betriebszustand nicht, sondern weisen eine Spaltweite zwischen 0,2 und 0,4 mm auf, so daß keine metallische Reibung und damit auch kein direkter Verschleiß eintreten kann. Das ganze Gehäuse ist mit Silikonöl gefüllt. Besteht zwischen den rotierenden Antriebs- und Abtriebslamellen eine Drehzahldifferenz, dann werden in der Silikonflüssigkeit Scherkräfte erzeugt, die das eingeleitete Moment übertragen. Diese Scherkräfte wachsen aufgrund der nicht-newtonschen Eigenschaften der Silikonöle degressiv mit dem Geschwindigkeitsgradienten an.

Bild 4 zeigt typische Drehmomentkurven einer Visco-Kupplung. Selbstverständlich sind die Kennlinien temperaturabhängig. In die Kupplung mit diesen Kennlinien ist ein Überlastungsschutz eingebaut [1]. Mit Hilfe des Füllungsgrades der Kupplung und bestimmten Schlitzen und Bohrungen, die in den Lamellen zum Aufrechterhalten einer stabilen Strömung angebracht sind, läßt sich ein steiler Anstieg des Drehmoments erzeugen. Dieser steile Anstieg verhindert durch die extreme Beschränkung der Verlustleistung ein übermäßiges Ansteigen der Temperatur, so daß Dichtungsmaterial und Silikonöl gegen Schäden geschützt sind.

2.4 Kennlinien

In Bild 5 sind die Kennlinien von verschiedenen Sperrdifferentialen und Ausgleichsgetrieben für Eingangsmomente von 50 und 300 Nm in Abhängigkeit von der Differenzdrehzahl dargestellt. Es fallen zwei unterschiedliche Kennlinienformen auf [2].

Alle Sperrdifferentialen auf der Basis mechanischer Reibung fester Körper zeigen einen Übergangsbereich bei kleinen Drehzahlunterschieden zwischen der höheren Haftreibung und der niedrigeren praktisch konstanten Gleitreibung, die bei größeren Drehzahlunterschieden wirksam ist. Auch das Ausgleichsgetriebe gehört infolge der Zahnflankenreibung hierher. Im Unterschied dazu weist das Sperrdifferential mit viskoser Reibung ein monoton mit der Drehzahldifferenz steigendes Sperrmoment auf, das degressiv verläuft. Die von Null verschiedenen Anfangswerte rühren von der Zahnflankenreibung des Differentials her.

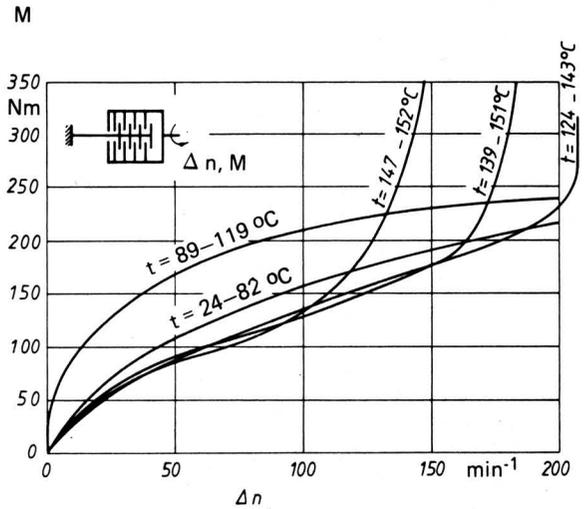
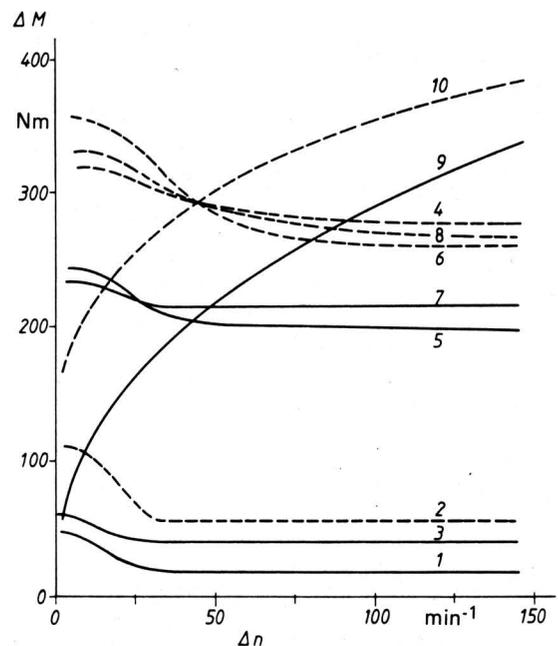


Bild 4. Drehmoment in Abhängigkeit von der Differenzdrehzahl für eine Visco-Kupplung in verschiedenen Temperaturbereichen; nach [1].



	$M_{ein} : 50 \text{ Nm}$	$M_{ein} : 300 \text{ Nm}$
AUSGLEICH	— 1	--- 2
MOMENTGESTEUERT	— 3	--- 4
MOMENTGESTEUERT MIT VORSPANNUNG	— 5	--- 6
FESTWERT	— 7	--- 8
VISCO	— 9	--- 10

Bild 5. Momentendifferenz in Abhängigkeit von der Differenzdrehzahl für ein Ausgleichsgetriebe und verschiedene unterschiedlich gesteuerte Sperrdifferentialen bei zwei Eingangsdrehmomenten; nach [2].

3. Struktur und Aufbau des Modelles

Struktur und Aufbau eines Modelles richten sich nach der mit dem Modell zu beantwortenden Fragestellung und der Zielsetzung. Eines ist jedoch allen Modellen gemeinsam: Sie sollen mit Hilfe von mathematischen Beziehungen die zu untersuchenden Zusammenhänge übersichtlich darstellen und sie stützen sich auf empirisch gewonnene Daten, die so genau wie möglich verarbeitet werden.

3.1 Annahmen und Voraussetzungen

Zur Kennzeichnung der Schlepperleistung wird die am Differentialgetriebe verfügbare Leistung N_g gewählt. Somit brauchen die von der Auslastung abhängigen Verluste im Schleppergetriebe nicht berücksichtigt zu werden und die Leistungsaufteilung und die Differentialverluste werden deutlicher. Die ganze Leistung steht für jede Geschwindigkeit zur Verfügung.

Die Berechnungen werden für verschiedene Kraftschlußpotentiale durchgeführt. Nach Durchsicht verschiedener Angaben über Meßergebnisse von Triebkraftbeiwerten κ und zugehörigen Rollwiderstandsbeiwerten ρ werden die folgenden mathematischen Beziehungen benutzt, Bild 6:

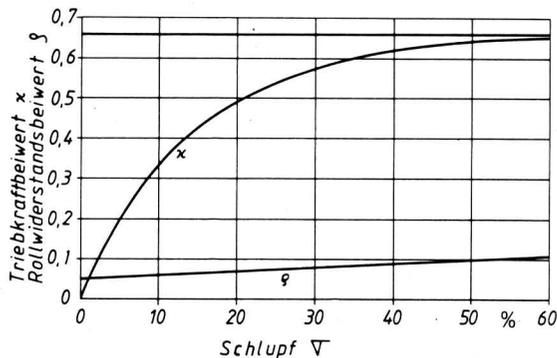


Bild 6. Triebkraftbeiwert und Rollwiderstandsbeiwert als Funktion des Schlupfes für einen Traktor-Treibradreifen.

$$\kappa = k_0 (1 - \exp(-k_1 \sigma))$$

$$\rho = r_0 + r_1 \sigma$$

- mit k_0 Triebkraftkoeffizient; zwischen 0,2 (Eis) und 0,75
 k_1 Konstante, mit $k_1 = 7,3$ angenommen für jede Oberfläche, ausgenommen auf der Straße ($k_1 = 30$)
 r_0 variiert zwischen 0,05 und 0,1
 r_1 wird gleich $2 r_0$ gesetzt.

Diese Beziehungen sind für jeden Schlupf gültig. Der Schlupf wird wie folgt berechnet:

$$\sigma = (v_0 - v)/v_0 = (s_0 - s)/s_0$$

- mit v_0 ideale, schlupflose Geschwindigkeit
 v reale Geschwindigkeit
 s_0 idealer, schlupfloser Weg
 s realer Weg.

Die Radzugkraft errechnet sich aus dem dimensionslosen Triebkraftbeiwert κ und der Radlast P zu:

$$T_r = \kappa P.$$

Das Treibradmoment (Moment an der Nabe) ist

$$\begin{aligned} M_n &= R (T_r + P \rho) \\ &= R P (\kappa + \rho) \end{aligned}$$

mit R Radhalbmesser.

Die Effektivleistung oder Radleistung wird

$$N_e = T_r v = \kappa P v$$

und die Radnabenleistung

$$N_n = P (\kappa + \rho) v / (1 - \sigma).$$

Die Schleppermasse (Summe von eigentlicher Schleppermasse und anteiliger Gerätemasse) wird konstant gehalten auf 6000 kg mit einer Achslastverteilung vorn/hinten von 2000/4000. Für ein leichteres Verständnis der später erläuterten Ergebnisse sind möglichst viele Parameter konstant gehalten.

Die Kennlinien der Reib- und Viscoelemente sind beschrieben durch

$$\Delta M = a_0 + a_1 (N_g/v) + a_2 \Delta n^3,$$

was eine ziemlich genaue Darstellung der Kurven in Bild 5 ermöglicht.

Die Umwandlung der Getriebedrehzahl in die Radumfangsgeschwindigkeit ist vom Raddurchmesser R und Übersetzungsverhältnis J abhängig. Weil für diese Studie nur das Verhältnis der Radumfangsgeschwindigkeiten wichtig ist, wird der Parameter $H = 100 J 2 \pi R/R_e$ (%) eingeführt. R_e ist der Entwurfshalbmesser. Dies bedeutet, daß für $H = 100$ % mit $\sigma_v = \sigma_h$ und Vollsperrung die Radumfangsgeschwindigkeiten vorn und hinten gleich sind. Wenn im Entwurf bei Geradeausfahrt die Frontreifen-Umfangsgeschwindigkeit größer ist, spricht man von Vorlauf. Der Vorlauf wird charakterisiert durch den Vorlaufbeiwert α , der das Verhältnis der Radumfangsgeschwindigkeiten vorn zu hinten bei Geradeausfahrt angibt. $\alpha > 1$ bedeutet mithin Vorlauf und $\alpha < 1$ Nachlauf.

3.2 Aufbau der mathematischen Modelle

Die beschriebenen Elemente ermöglichen es, die im weiteren beschriebenen Antriebslinien zu modellieren.

3.2.1 Optimale Leistungsaufteilung

Mit diesem Modell, Bild 7a, das für den Vergleich der Wirkungsgrade herangezogen werden kann, wird die höchst erreichbare Nutzleistung für eine gegebene Kombination berechnet. In diesem Modell sind die Momente und die Geschwindigkeitsaufteilung zu berechnende Parameter. Sie werden in Hinsicht auf einen optimalen Wirkungsgrad optimiert. Die Gleichheit der Eingangsleistung mit der Summe der Radnabenleistungen

$$N_g = N_v + N_h$$

ist dabei die einzige zusätzliche Bedingung.

Der Gebrauch dieses Modells als Vergleichsreferenz für andere Modelle ist nicht günstig, da die Realisierung dieses Modells nicht ohne große Schwierigkeiten möglich ist.

Theoretisch kann ein solches System realisiert werden, wenn man eine Energieumwandlung durchführt und elektrische oder hydraulische Nabenmotoren anwendet. Neben den Herstellkosten, Verlusten und Geräuschen bereitet aber die optimale Steuerung große Schwierigkeiten.

3.2.2 Allradantrieb mit Momentenausgleich

In diesem Modell, Bild 7b, ist die Momentenaufteilung zwischen vorn und hinten konstant. Die Berechnungsbedingungen sind:

$$M_v/M_h = \text{konstant}$$

$$N_g = N_v + N_h .$$

3.2.3 Allradantrieb mit vollgesperrtem Differential

In diesem Fall, Bild 7c, liegt ein festes Verhältnis zwischen den Drehzahlen vorn und hinten vor. Die Berechnungsbedingungen sind:

$$n_v/n_h = \text{konstant}$$

$$N_g = N_v + N_h .$$

Die Momentenaufteilung ist durch die Achslast und den Schlupf bestimmt. Diese Ausführung wird beim Vergleich der verschiedenen Modelle mit Hilfe des in Abschn. 4 definierten Gütegrades als Referenzmodell verwendet.

3.2.4 Allradantrieb mit Visco-Kupplung in der Antriebslinie

Entsprechend Bild 7d wird die Hinterachse immer proportional zur Getriebedrehzahl angetrieben. Zwischen Getriebe und Vorderachse ist eine Visco-Kupplung eingebaut. Nur wenn an der Visco-Kupplung eine Drehzahldifferenz auftritt, bekommt man eine Treibkraft an der Vorderachse. Die Berechnungsbedingungen sind:

$$\Delta M = f(n_v' - n_v)$$

$$N_g = N_v + N_h + N_{vis} ,$$

mit N_{vis} Verlustleistung in der Visco-Kupplung.

3.2.5 Allradantrieb mit Visco-Kupplung und Freilauf

Diese Ausführung, Bild 7e, ist, den Freilauf ausgenommen, mit der vorhergehenden identisch. Der Freilauf ist ungesperrt, wenn die Vorderachse schneller dreht als die Hinterachse. Die zusätzliche Berechnungsbedingung ist:

$$\Delta M = 0 \quad \text{für} \quad n_v' - n_v < 0 .$$

3.2.6 Allradantrieb mit Reibkraft als Überbrückung

Ähnlich wie bei den beschriebenen selbstsperrenden Differentialen wird zwischen den beiden Abtriebswellen eine Reibkraft als Überbrückung eingebaut, Bild 7f. Berechnungsbedingungen:

$$N_g = N_v + N_h + N_r$$

$$\Delta M = f(n_v - n_h, M)$$

mit N_r Reibungsverlustleistung.

3.2.7 Allradantrieb mit vollgesperrtem Differential und Freiläufen

Die Benutzung eines festen Drehzahlverhältnisses zusammen mit Freiläufen, Bild 7g, gibt drei mögliche Varianten:

- Freilauf im Vorderantrieb, ohne Freilauf B
- Freilauf im Hinterantrieb, ohne Freilauf A
- Freiläufe in den beiden Antrieben (No-Spin).

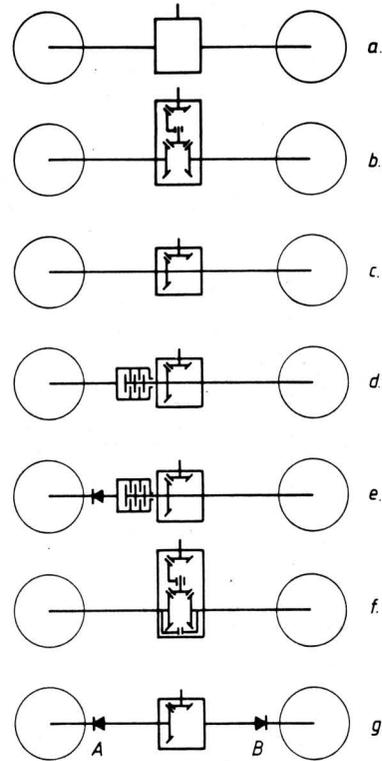


Bild 7. Wirkschema verschiedener Allradantriebe für die Ableitung mathematischer Modelle.

4. Berechnungsergebnisse

Die im folgenden wiedergegebenen Resultate sind berechnet unter der Voraussetzung, daß eine konstante Leistung zur Verfügung steht und daß diese Leistung bei jeder Geschwindigkeit völlig genutzt wird. In Abhängigkeit von der Schleppergeschwindigkeit werden die Wirkungsgrade, Schlupfwerte und Zugkräfte bestimmt.

Der Zusammenhang zwischen dem Wirkungsgrad η , der Zugkraft T , der zur Verfügung stehenden Leistung N_g und der realen Schleppergeschwindigkeit ist gegeben durch: $\eta N_g = T v$. Somit ist der Wirkungsgrad ein direktes Maß für die Zugkraft. Da der Wirkungsgrad insgesamt in weiten Grenzen zwischen 0 und 80 % schwankt und im Verhältnis dazu die Einflüsse der Betriebsparameter klein sind, wird der Gütegrad E eingeführt als das Verhältnis zwischen der jeweils erreichten Zugkraft und derjenigen, die mit Vollsperrung erreicht wird. Auf den Bildern für den Gütegrad wird an der Ordinatenachse auf die jeweilige Referenzkombination entsprechend den Zahlen und Buchstaben nach Tafel 1 hingewiesen.

4.1 Optimal erreichbarer Wirkungsgrad

Gleiche Triebkraftkennlinien vorn und hinten vorausgesetzt, ist der optimal erreichbare Wirkungsgrad unabhängig von der Radlastverteilung und dem Raddurchmesser. Die Triebkraftaufteilung ist der Radlastaufteilung proportional. Weil größere Triebkraftkoeffizienten im Zusammenhang mit größeren Radlasten mehr Zugkraft bewirken können, ist bei verschiedenen Triebkraftkoeffizienten vorn und hinten die optimale Triebkraftaufteilung geschwindigkeitsabhängig, wodurch der Wirkungsgrad beeinflusst wird.

Mit einer kleineren zur Verfügung stehenden Leistung bekommt man für kleine Geschwindigkeiten einen besseren Wirkungsgrad und umgekehrt, da der Rollwiderstand konstant bleibt.

Anordnung	1	2	3	4	5	6	7	A	B	(C)	D
Leistung kW	56					42					

VORN

Radlast kg	2000	1500									
Rollwiderstandsbeiwert r_0	0,1						0,05				
Triebkraftkoeffizient k_0	0,66		0,5	0,3							
Steilheit k_1	7,3				30						
Raddurchmesser H %	100							85	95	100	105

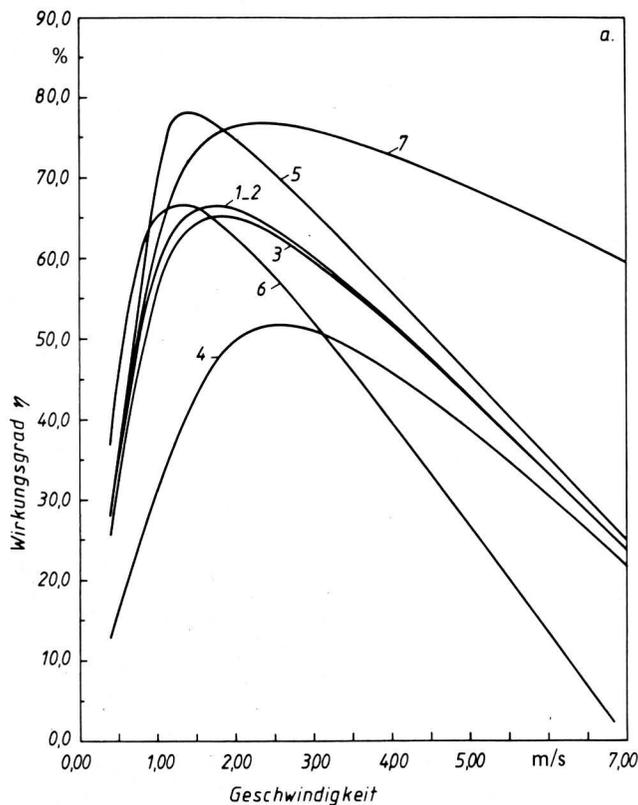
HINTEN

Radlast kg	4000	4500									
Rollwiderstandsbeiwert r_0	0,1						0,05				
Triebkraftkoeffizient k_0	0,66			0,3							
Steilheit k_1	7,3				30						
Raddurchmesser H %	100										

Tafel 1. Übersicht über die Daten der berechneten Anordnungen; Referenzanordnung ist Nr. 1 bzw. Nr. 1 C – Nr. 2, Nr. 3, ... stellen definierte Abweichungen von der Referenzanordnung dar.

Mit einer steilen Triebkraftbeiwertskurve ($k_1 = 30$) werden bessere Wirkungsgrade erreicht, da die gleiche Zugkraft bei geringerem Schlupf und deshalb bei einer größeren Geschwindigkeit verfügbar ist. Größere Rollwiderstände geben selbstverständlich schlechtere Wirkungsgrade.

Bild 8 zeigt für verschiedene Parameterkombinationen den Wirkungsgrad (Bild 8a), die Zugkraft (Bild 8b), den Schlupf am Hinterrad (Bild 8c) und die Momentenaufteilung zwischen vorn und hinten (Bild 8d). Die Numerierung der Kurven in den Bildern entspricht der Numerierung der Varianten in Tafel 1.

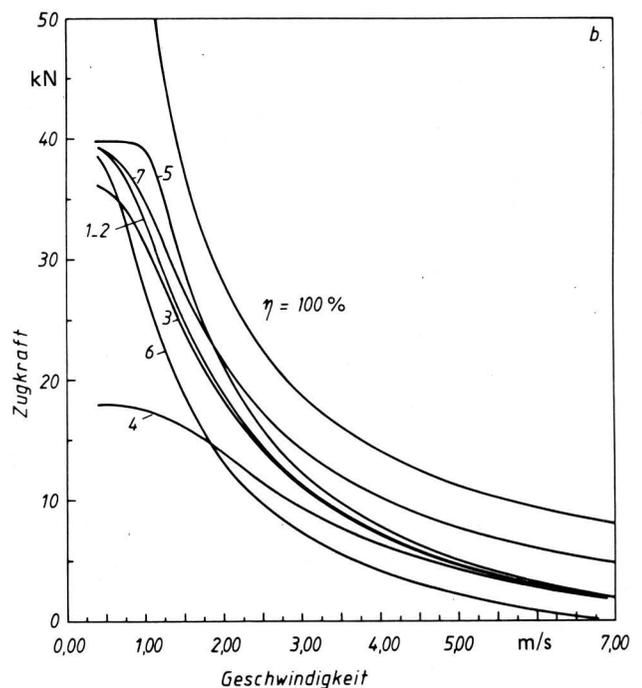


4.2 Vollgesperrtes Differential

Mit einem vollgesperrten Differential ist der Wirkungsgrad dem optimal erreichbaren Wirkungsgrad solange gleich, wie die Schlupfwerte vorn und hinten gleich bleiben. Selbst der Einfluß ungleicher Triebkraftbeiwerte ist kaum spürbar.

Der Einfluß eines abweichenden Raddurchmessers ist groß. Der Raddurchmesser ist von Reifendruck, Achslast, Reifentyp und Verschleiß abhängig. Reifentyp und -druck können nach den Vorgaben des Traktorherstellers konstant gehalten werden. Theoretisch kann auch der Verschleiß und der Einfluß der statischen Achslast durch den Druck kompensiert werden, dynamisch jedoch sind diese Größen nicht konstant zu halten.

Auf dem Acker wird der Leistungsverlust durch Schlupf in Bodenverformungen umgesetzt. Auf der Straße jedoch resultiert aus der Schlupfleistung ein merkbarer Reifenverschleiß. Wenn die relativen Raddurchmesser vorn und hinten ungefähr gleich sind, besteht die Möglichkeit, daß der Schlepper in eine Nickresonanz kommt, was für den Fahrer unangenehm ist und eine zusätzliche Belastung des Schleppers verursacht.



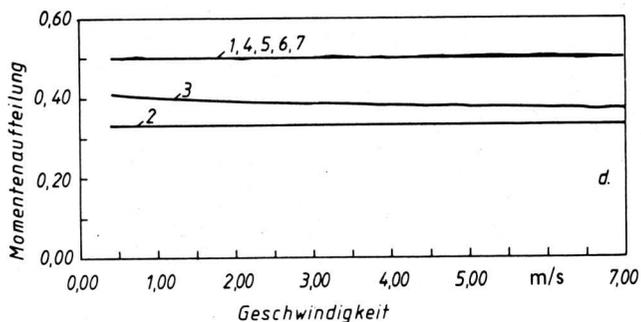
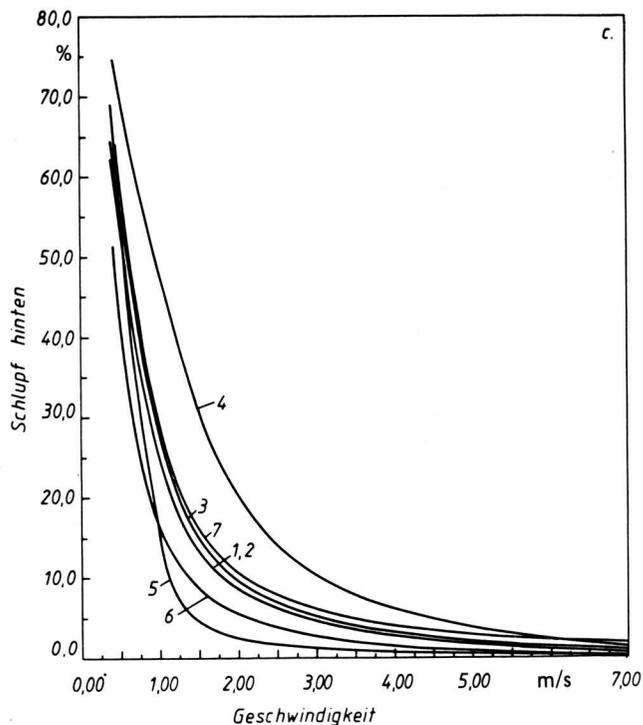


Bild 8. Wirkungsgrad (Bild 8a), Zugkraft (Bild 8b), Schlupf am Hinterrad (Bild 8c) und Momentenaufteilung auf die beiden Achsen (Bild 8d) in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit bei optimaler Triebkraftaufteilung für die Entwurfsvarianten nach Tafel 1.

Für kleine Geschwindigkeiten ist der Gütegrad ziemlich gut, für höhere Geschwindigkeiten muß bei zu kleinem Vorderrad ($H < 100\%$) der Schlupf an der Vorderachse negativ werden, was bedeutet, daß die Kräfte an Vorder- und Hinterachse in entgegengesetzten Richtungen angreifen. Dies wirkt sich in einem schlechten Wirkungsgrad und größeren Bodenschäden aus. Im Forst ist dies von besonderer Bedeutung, da eine starke Beschädigung der oberflächennahen Wurzeln verursacht wird. Bei Kurvenfahrt müssen beim klassischen Schlepperlenkungs-konzept die Vorderräder einen längeren Weg zurücklegen als die Hinterräder, bei gesperrtem Differential werden sehr schlechte Wirkungsgrade und große Bodenschäden auftreten, zudem wird auch die Lenkbarkeit sehr schlecht sein. Der Einfluß von Kurvenfahrt kann z.B. durch die Annahme $H = 85\%$ bewertet werden.

Auf der Straße ergibt sich schon bei geringeren Geschwindigkeiten ein negativer Schlupf und der Gütegrad wird klein. Unter diesen Umständen wird der Reifenverschleiß sehr groß und die Kurvenfahrt gefährlich.

Analog tritt bei zu kleinen Hinterreifendurchmessern bei höheren Geschwindigkeiten ein negativer Schlupf an der Hinterachse auf. Bild 9 zeigt den Einfluß des Reifendurchmesserverhältnisses auf den Gütegrad (Bild 9a) und den Schlupf (Bild 9b) für die Anordnungsvarianten 1 A, 1 B und 1 D nach Tafel 1, jeweils bezogen auf die Referenzanordnung 1 bzw. 1 C.

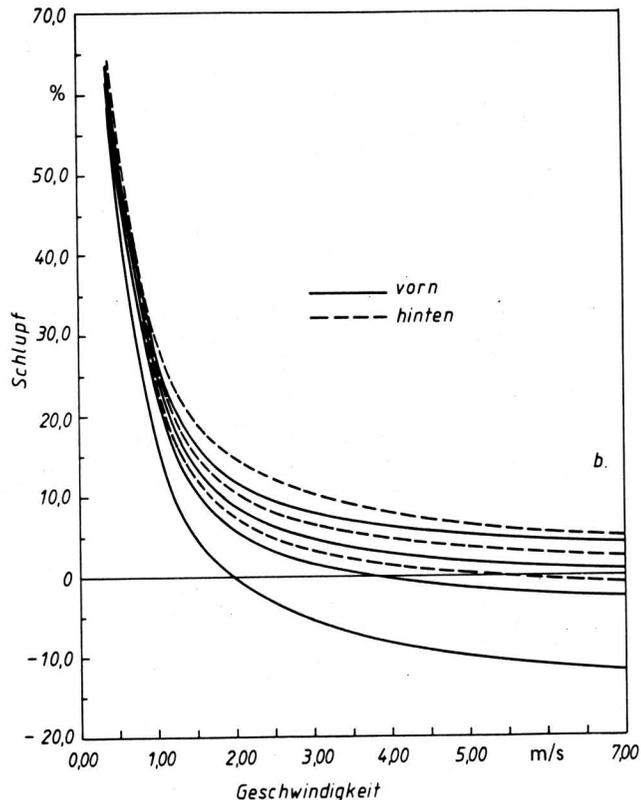
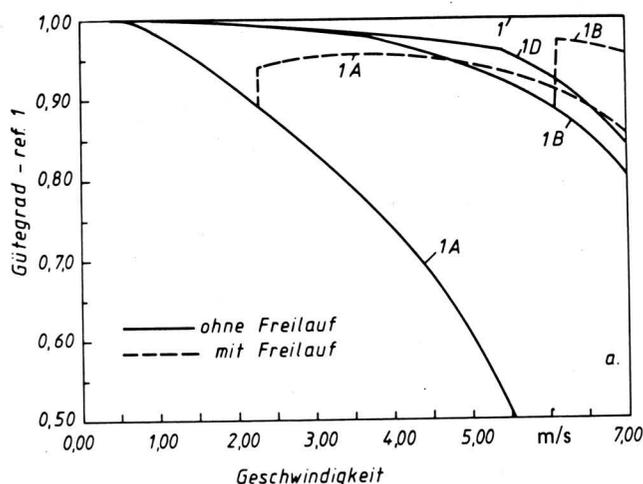


Bild 9. Gütegrad (Bild 9a) und Schlupf (Bild 9b) in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit für ein vollgesperrtes Differential mit und ohne Freilauf bei verschiedenem Reifendurchmesserverhältnis (1 A, 1 B, 1 D nach Tafel 1); Werte bezogen auf die Variante 1 bzw. 1 C.

4.3 Vollgesperrtes Differential mit Freilauf

Der sehr ungünstige Einfluß des negativen Schlupfes der Vorderäder kann vermieden werden durch Einbau eines Freilaufs zwischen dem Differential und der Vorderachse, um so eine Kraftübertragung zu verhindern, wenn die Vorderachse vergleichsweise schneller dreht als die Hinterachse. Der Einfluß des Freilaufs wird durch die gestrichelten Kurven in Bild 9a wiedergegeben.

Bei Kurvenfahrt, wo mit dem klassischen Traktor die Vorderachse vergleichsweise schneller dreht als die Hinterachse, werden nur die Hinterräder eine Zugkraft ausüben. Beim Pflügen z.B. wird man bei Geradeausfahrt mit vier Rädern antreiben, während man bei Kurvenfahrt, wo man wenig Zugkraft braucht, den besseren Wirkungsgrad der Hinterachse nutzen wird. Selbstverständlich muß ein häufiges plötzliches Ein- und Ausschalten des Freilaufs vermieden werden, um den Verschleiß und die Schwingungen zu vermindern und den Komfort nicht nachteilig zu beeinflussen. Es ist nicht erwünscht, den Schaltpunkt des Freilaufs so abzustimmen, daß für die Entwurfsbedingungen die Umschaltung genau mit dem Augenblick zusammenfällt, in dem der Schlupf der Vorderräder größer wird als der der Hinterräder.

Vorteilhaft ist vielmehr die Benutzung eines Vorlaufs von 5 bis 10 %. Bild 10 zeigt den Gütegrad der Variante 1 für verschiedene Werte von Reifendurchmesser Verhältnis und Vorlauffaktor α .

Bei Vollsperrung ohne Freilauf ist Vorlauf für die Lenkbarkeit in der Kurvenfahrt lohnend, da die Vorderräder eine Zugkraft entwickeln. Mit Freilauf geht dieser Vorteil verloren. Mit einer vollgesperrten Hinterachse (großes Giermoment) kann man bei zu geringer Vorderachslast Lenkschwierigkeiten bekommen.

Der Einbau eines Freilaufs im Hinterachs Antrieb ist mit dieser Radlastaufteilung nicht sinnvoll, da die größte Zugkraft von der Hinterachse ausgeübt werden kann. Die Möglichkeit, daß der Reifendurchmesser hinten durch die Belastung zu klein wird und so ein negativer Hinterradschlupf auftritt, muß durch die Wahl des Vorlaufs verhindert werden.

4.4 Vollgesperrtes Differential mit zwei Freiläufen

Hier soll für den Fall eines zu kleinen Vorderrades die Vorderachse arbeiten und für den Fall eines zu kleinen Hinterrades nur die Hinterachse. Wenn eine große Zugkraft ausgeübt wird, das heißt bei Arbeiten mit großen Schlupfwerten, werden alle Räder mitarbeiten. Bei kleiner Zugkraft wird abhängig vom Reifendurchmesser Verhältnis nur die Vorder- oder nur die Hinterachse ziehen.

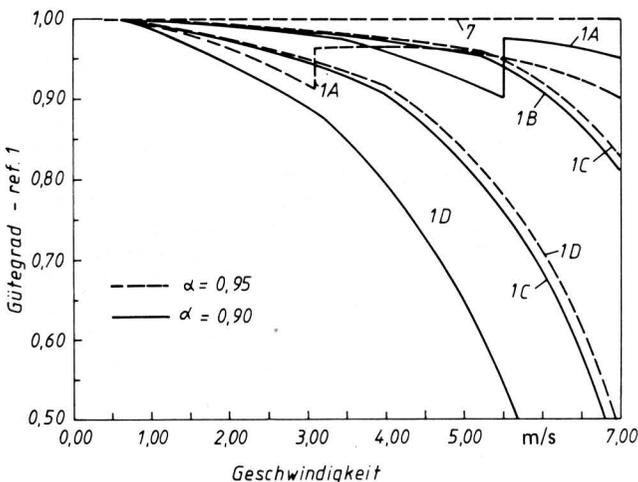


Bild 10. Gütegrad, bezogen auf die Variante 1, in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit für ein vollgesperrtes Differential mit Freilauf bei verschiedenen Werten von Vorlauffaktor α und Reifendurchmesser Verhältnis.

Die Entscheidung über die Lage des Schaltpunktes soll einen Kompromiß darstellen. Ein kontinuierlicher Nachlauf ergibt bei geringerer Zugkraft der Vorderachse eine gute Lenkbarkeit, aber bei geringerer Achslast auch einen großen Reifenverschleiß. Ein kontinuierlicher Vorlauf gibt einen besseren Gütegrad und kleineren Verschleiß.

Es ist selbstverständlich, daß der Einsatz von zwei Freiläufen größere Vorteile bringt, wenn die Achslasten vorn und hinten gleich sind.

4.5 Eine Visco-Kupplung in der Antriebslinie

Bei Einsatz einer Visco-Kupplung in der Antriebslinie bekommt man zusätzliche Parameter, die den Wirkungsgrad beeinflussen, nämlich die Koeffizienten der Kupplungskennlinie. Auch das Verhältnis zwischen der Antriebsdrehzahl der Kupplung und der Radumfangsgeschwindigkeit, und damit die Übersetzungsverhältnisse des Differentials und des Planetenendtriebs, sind wichtig, da sie die Drehzahldifferenz in der Kupplung bestimmen.

Die Eigenschaften dieser Kombination sind ähnlich denen bei Vollsperrung, aber es tritt ein großer Leistungsverlust in der Kupplung auf, was einen geringeren Wirkungsgrad ergibt. Für große Geschwindigkeiten (kleiner Schlupf) ist es sogar möglich, daß ein Wirkungsgrad von null auftritt, wenn man die ganze Leistung nutzen will.

4.6 Eine Visko-Kupplung und Freilauf in der Antriebslinie

Ähnlich wie bei Vollsperrung kann man mit einer Visco-Kupplung im Frontantrieb einen negativen Schlupf und somit einen schlechten Wirkungsgrad bekommen. Auch hier ist deshalb ein Freilauf anzuwenden. Im Vergleich mit der Vollsperrung tritt eine minimale Verminderung des Wirkungsgrades ein. Vorteilhaft aber ist eine sanfte und nicht fühlbare Schaltung des Freilaufs.

4.7 Differential mit überlagerter Reibung

4.7.1 Einfluß eines konstanten Sperrmoments

Trotz der Unmöglichkeit, ein leistungsunabhängiges Sperrmoment zu realisieren, wird diese Kombination untersucht, da dies die Möglichkeit gibt, den Einfluß des Sperrmoments besser zu analysieren. Das Reifendurchmesser Verhältnis wird als Parameter der Untersuchung eingesetzt. Bei den Entwurfsbedingungen (Werte von Nr. 1 in Tafel 1) bekommt man mit einem größeren Sperrmoment einen besseren Gütegrad, wenn der Vorderraddurchmesser zu klein ist ($H < 100\%$) oder bei der Kurvenfahrt, Bild 11. Der Vorteil vergrößert sich mit der Geschwindigkeit. Wenn aber das Sperrmoment zu groß wird, verschlechtert sich der Gütegrad. Für $H > 100\%$ gibt jedes Sperrmoment ungünstige Resultate.

Wenn die Achslast hinten größer wird (z.B. Nr. 2 in Tafel 1), bekommt man kompliziertere Abhängigkeiten, Bild 12. Mit H etwa kleiner als 100% wird bei kleinen Geschwindigkeiten für ein größeres Sperrmoment eine Verbesserung des Gütegrades festgestellt. Bei höheren Geschwindigkeiten jedoch ist es umgekehrt. Für Kurvenfahrt steigt der Gütegrad immer mit wachsendem Moment an. Mit H größer als 100% ist es umgekehrt.

Wenn der Triebkraftkoeffizient vorn kleiner ist als hinten, Bild 13, ist für hohe Geschwindigkeiten der Einfluß des Sperrmoments wie bei den Entwurfsbedingungen (Nr. 1, Bild 11). Bei Geschwindigkeiten kleiner als 2 m/s jedoch gibt ein kleines Sperrmoment einen schlechteren Gütegrad.

Mit steilen Triebkraftkennlinien, Bild 14, geben größere Sperrmomente bessere Gütegrade, solange H kleiner als 100% ist. Bei Nachlauf sind die Resultate denen bei Entwurfsbedingungen (Bild 11) ähnlich.

Für eine größere Leistung sind die Einflüsse des Sperrmomentes analog den Einflüssen unter Entwurfsbedingungen, sie treten aber nicht so deutlich hervor.

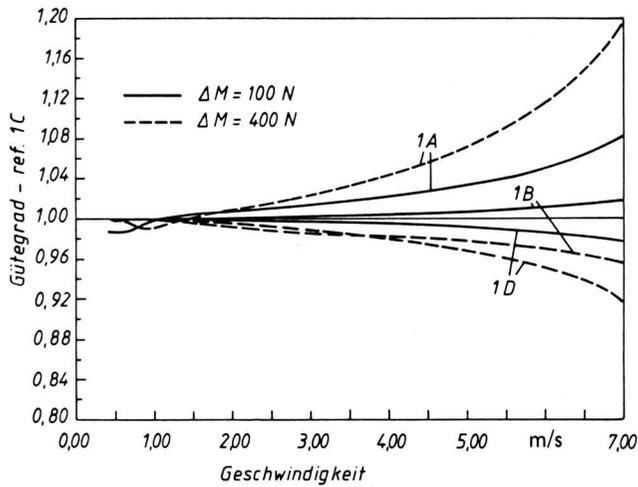


Bild 11. Gütegrad, bezogen auf Variante 1 C, in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit für ein Differential mit überlagerter Reibung bei verschiedenen Werten von Reifendurchmesserverhältnis und Sperrmoment.

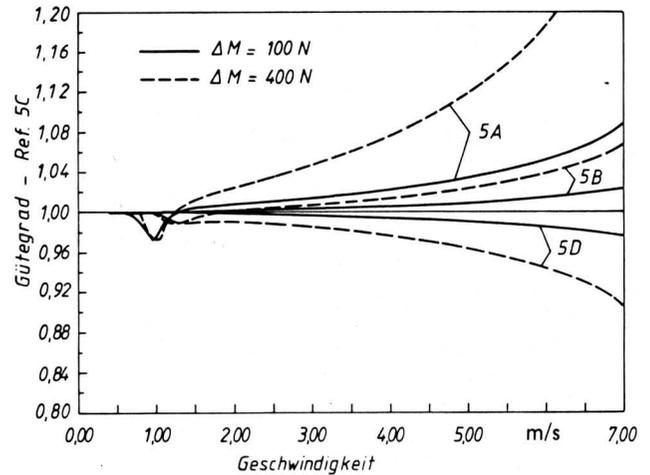


Bild 14. Gütegrad, bezogen auf Variante 5 C, in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit für ein Differential mit überlagerter Reibung bei verschiedenen Werten von Reifendurchmesserverhältnis und Sperrmoment; gegenüber Nr. 1 geänderte Steigung der Triebkraftkennlinie.

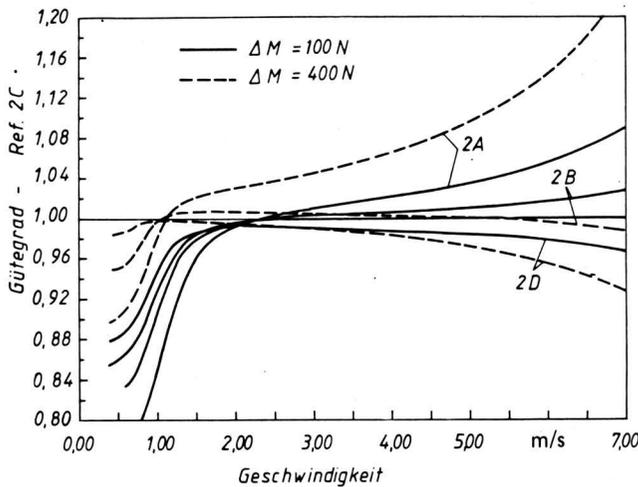


Bild 12. Gütegrad, bezogen auf Variante 2 C, in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit für ein Differential mit überlagerter Reibung bei verschiedenen Werten von Reifendurchmesserverhältnis und Sperrmoment; gegenüber Nr. 1 geändertes Achslastverhältnis.

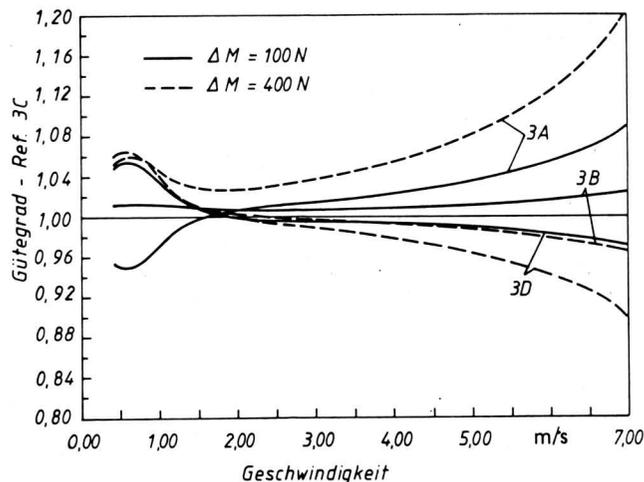


Bild 13. Gütegrad, bezogen auf Variante 3 C, in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit für ein Differential mit überlagerter Reibung bei verschiedenen Werten von Reifendurchmesserverhältnis und Sperrmoment; gegenüber Nr. 1 geänderter Triebkraftbeiwert vorn.

Zusammenfassend kann man sagen, daß für H kleiner als 100 % ein großes Sperrmoment einen besseren Wirkungsgrad gibt. Als Gütegrad ausgedrückt, beträgt der durchschnittliche Einfluß einer Variation des Sperrmoments von 50 Nm bis 200 Nm 6 %. Es gibt jedoch Ausnahmen bis zu 25 %. Ein zu großes Sperrmoment kann aber den Gütegrad negativ beeinflussen.

Der Vollsperrung gegenüber hat die Sperrung mit Momentenübertragung den Vorteil, daß, solange das Sperrmoment nicht zu groß ist, der Schlupf nicht negativ wird. Bei Kurvenfahrt, wo die Vorderachse eine größere relative Umdrehungsgeschwindigkeit hat, wächst die Zugkraft auf der Vorderachse mit abnehmendem Sperrmoment. Dies ist vorteilhaft für die Lenkbarkeit, doch nachteilig für den Reifenverschleiß. Mit steigendem Sperrmoment wächst der Gesamtwirkungsgrad, während zugleich der Energieverlust im Differential zunimmt. Dies bedeutet, daß zwischen Reifen und Boden weniger Verlustenergie entsteht. Dieses Phänomen ist allgemein gültig bei H kleiner als 100 %.

4.7.2 Einfluß einer momentengesteuerten Sperrung

Diese Auslegung bedeutet, daß das Sperrmoment proportional mit dem Antriebsmoment wächst und daß bei konstanter Antriebsleistung das Sperrmoment umgekehrt proportional mit der Geschwindigkeit abnimmt. Kleiner Geschwindigkeit entspricht ein großes Sperrmoment und großer Geschwindigkeit ein kleines. Daraus folgt, daß der Einfluß einer momentengesteuerten Sperre aus den zuvor gegebenen Resultaten abgeleitet werden kann. Allgemein kann man sagen, daß man eine Annäherung der Gütegrade an die Referenzwerte bekommt. Durch Zusammenwirken einer momentengesteuerten Sperrung mit einer konstanten Sperrung (z.B. als momentengesteuerte Sperrung mit einem großen Anfangswert bei Nullschlupf) kann man Lösungen bekommen, die für eine große Zahl von Arbeitsbedingungen die besten Wirkungsgrade geben, ohne auf andere Vorteile (Schlupfdifferenz zwischen vorn und hinten) zu verzichten. Bild 15 zeigt einige Beispiele.

4.7.3 Einfluß von einer Visco-Sperrung

Der Aufbau des Sperrmoments ist hier ganz verschieden von den zuvor beschriebenen Sperrsystemen, da es nur von der Schlupfdifferenz zwischen den zwei Achsen abhängig ist. Weil Zahnflankenreibung nicht zu vermeiden ist, sind die Kennlinien immer die Summe einer Konstanten und einer Exponentialfunktion. In die-

sem Text wird mit dem Ausdruck "größere Sperrung" angedeutet, daß bei gleichem Schlupf das Sperrmoment größer ist, ohne zu spezifizieren, ob dies durch einen größeren Exponenten oder einen größeren Koeffizienten hervorgerufen wird.

Unter Entwurfsbedingungen ist der Einsatz einer Visco-Sperre, Bild 16, im Vergleich zu einer konstanten oder momentengesteuerten Sperrung vorteilhaft. Bei großen Geschwindigkeiten kombiniert mit einem großen Vorlauf ist es möglich, negativen Schlupf zu bekommen, doch die Wahrscheinlichkeit hierfür ist kleiner. Auch hier ist es die Regel, daß eine größere Sperrung für größere Geschwindigkeiten einen besseren Gütegrad ergibt, jedoch negativen Schlupf verursachen kann, dessen negativer Einfluß aber geringer ist. Für H größer als 100 % sind Kennlinien mit größerem Exponenten und kleinerem Koeffizienten angezeigt; für Vorlauf ist es umgekehrt.

Wenn die relative Achslast hinten größer ist als bei den Entwurfsbedingungen (Nr. 1), sinkt bei Vorlauf der Gütegrad mit sinkender Sperrung. Bei Nachlauf ist der Einfluß unbedeutend für Geschwindigkeiten über 1,5 m/s.

Wenn der Triebkraftkoeffizient vorn kleiner ist als hinten, ist für jeden normalen Reifendurchmesser der Gebrauch einer Visco-Sperre vorteilhaft. Bei Kurvenfahrt jedoch ist der Gütegrad kleiner für höhere Geschwindigkeiten und vice versa. Die Wahrscheinlichkeit negativen Schlupfes ist gering.

Mit einer steilen Triebkraftkennlinie ist mit $H < 100$ % der Gütegrad kleiner, aber mit $H > 100$ % größer. Wenn eine größere Antriebsleistung zur Verfügung steht, sind die Resultate mit einer Visco-Sperre besser als mit den anderen Sperrsystemen.

Allgemein kann festgestellt werden, daß der Einsatz einer Visco-Sperre elastischer ist als der Einsatz einer konstanten oder momentengesteuerten Sperrung; es ist einfacher eine Kennlinie zu entwerfen, die mehr Vorteile als Nachteile ergibt. Vor allem eine Kombination mit einem gering momentengesteuerten System kann große Vorteile bieten. Dabei ist zu bedenken, daß die reale Ausführung wegen der Zahnreibung schon eine solche Kombination ergibt.

In dieser Untersuchung ist von dem Temperatureinfluß abstrahiert. Dieser Einfluß wird das Verhalten des Systems sehr kompliziert machen. In vielen Fällen ist eine Temperaturerhöhung vorteilhaft, da größere Sperrmomente aufgebaut werden sollen. Ein großes Problem jedoch ist das Erreichen einer hinreichenden Abkühlungsgeschwindigkeit der Visco-Sperre, um die Sperrung schnell abzubauen und die Vorteile z.B. bei der Kurvenfahrt zurückzugewinnen.

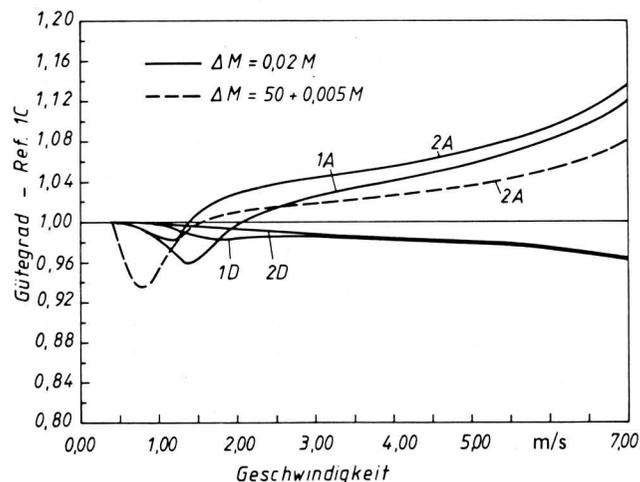


Bild 15. Gütegrad, bezogen auf Variante 1 C, in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit für ein Differential mit momentengesteuerter Sperrung bei verschiedenen Werten von Achslastverhältnis, Reifendurchmesser Verhältnis und Sperrmoment.

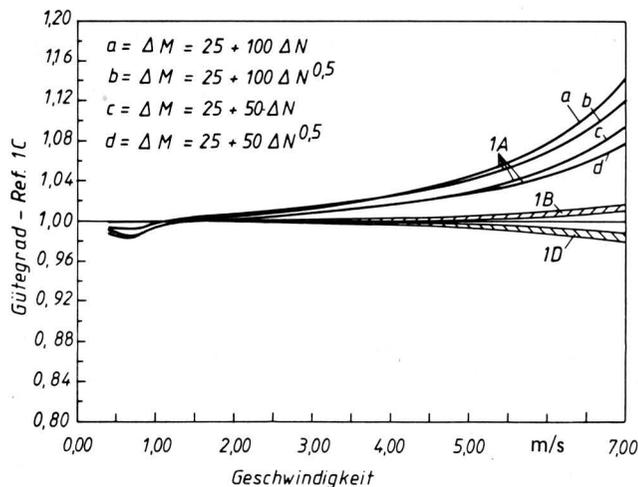


Bild 16. Gütegrad, bezogen auf Variante 1 C, in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit für ein Differential mit Visco-Sperre bei verschiedenen Werten von Reifendurchmesser Verhältnis und Sperrmoment.

5. Zusammenfassung

In diesem Beitrag wird eine Übersicht gegeben über die verschiedenen Möglichkeiten, die Triebkraft eines Schleppers auf die zwei Achsen zu verteilen. Sowohl die Vollsperrung als auch der Einsatz eines Momentenverteilers mit oder ohne Überlagerung von Reibung und die Benutzung von Freiläufen werden untersucht mit ihren Vor- und Nachteilen hinsichtlich Wirkungsgrad, Reifenverschleiß und Lenkbarkeit bei Geradeausfahrt und Kurvenfahrt. Es zeigt sich, daß es immer interessant ist, für die Entwurfsbedingungen einen Vorlauf vorzusehen.

Vor allem um Reifenverschleiß und Schwingungen zu vermeiden, ist es zu empfehlen, in den Vorderachsantrieb einen Freilauf einzubauen. Die Stöße beim Schalten des Freilaufs können durch einen Visco-Puffer vermieden werden.

Wenn ein Differential oder Momentenverteiler benutzt wird, ist parallel dazu eine Reibpaarung einzubauen, um auch bei Variationen von Radlastverteilung, Traktionskoeffizient und Reifendurchmesser einen guten Wirkungsgrad zu bekommen. Besonders der Einsatz einer Visco-Sperre ist vorteilhaft. Dabei ist jedoch die Frage zu stellen nach der Reaktion dieses Systems unter den spezifischen Belastungen, die von einem Schlepper gefordert werden.

Jede Lösung wird ein Kompromiß bleiben zwischen Vor- und Nachteilen bei verschiedenen Arbeitsbedingungen. Eine allgemeine Beurteilung kann nur gemacht werden, wenn man den Gewinn für verschiedene typische Arbeitszyklen berechnet. Diese Zyklen sind jedoch auch betriebsspezifisch. Dieser Beitrag ist nur ein kleiner Schritt im Rahmen von Untersuchungen zur Lösung des Traktionsproblems mit relativ einfachen Mitteln.

Die endgültige Lösung des allgemeinen Traktionsproblems kann nur erreicht werden mit komplizierten selbstlernenden Systemen, die die Bodeneigenschaften und Schlupfwerte messen und die Geschwindigkeit und Zugkraftverteilung automatisch regeln.

Bis auf weiteres kann man mit großer Sicherheit feststellen, daß der Wirkungsgrad hoch gehalten werden kann, indem die Einsatzbedingungen so genau wie möglich den Entwurfsbedingungen des Schleppers entsprechend gewählt werden.

Schrifttum

- [1] Duckstein, H., H. Leinfellner u. H.-D. Sommer: Der VW-Transporter Syncro. Automobiltechn. Zeitschr. ATZ Bd. 87 (1985) Nr. 9, S. 405/17.
- [2] Lorenz, K., C. Dietrich u. E. Donges: Einfluß des Sperrdifferentials auf Traktion und Fahrverhalten von Fahrzeugen in Standardbauweise. Automobiltechn. Zeitschr. ATZ Bd. 88 (1986) Nr. 2, S. 95/100.