

Die Auswirkungen unterschiedlicher Umfangsgeschwindigkeiten der Räder eines Allradschleppers auf seine Zugfähigkeit

Von Heinrich Steinkampf, Braunschweig*)

DK 631.372:629.114.2.028.001.5

Mit zunehmender Motorleistung der Radschlepper nimmt das auf die Leistung bezogene Gewicht ab. Da die Zugfähigkeit von der Triebachslast abhängt, lassen sich große Motorleistungen am besten durch Allradantrieb in Zugleistung umwandeln. Weil vierradgetriebene Schlepper meist kein Längsdifferential haben, rollen die Vorder- und Hinterräder fast immer mit ungleichem Schlupf ab; dies kann zu Verspannungen im Triebwerk und zu erhöhtem Reifenverschleiß führen. Weiterhin ergeben sich Auswirkungen auf den Laufwerk-Wirkungsgrad, die Zugfähigkeit und die Lenkeigenschaften.

1. Rollradien der Vorder- und Hinterräder und Übersetzung zwischen Vorder- und Hinterachse

Die Übersetzung zwischen der Vorder- und der Hinterachse eines Allradschleppers legt man so aus, daß alle Räder mit möglichst gleichen Umfangsgeschwindigkeiten abrollen. Ein genauer Gleichlauf ist aber nur selten zu erreichen, weil die Rollradien der elastischen Reifen nicht konstant sind. Sie hängen im wesentlichen vom Reifennendruck sowie von den im Betrieb ständig wechselnden Parametern wie Fahrbahnzustand und Betriebsachslast ab. Weiterhin ändern sich die Rollradien im Laufe der Zeit durch den Reifenverschleiß. Für die folgenden Betrachtungen gelten die Definitionen

$$\text{Vorlauf } \alpha = \frac{v_{Uv}}{v_{Uh}} > 1$$

$$\text{Gleichlauf } \alpha = \frac{v_{Uv}}{v_{Uh}} = 1 \text{ und}$$

$$\text{Nachlauf } \alpha = \frac{v_{Uv}}{v_{Uh}} < 1$$

mit v_{Uv} und v_{Uh} als den Umfangsgeschwindigkeiten der Vorder- bzw. der Hinterräder.

Vorgetragen auf der Jahrestagung der VDI-Fachgruppe < Landtechnik > in Braunschweig am 22. Okt. 1971.

*) Dipl.-Ing. Heinrich Steinkampf ist wissenschaftlicher Mitarbeiter im Institut für Betriebstechnik (Direktor: Prof. Dr. agr. Sylvester Rosegger) der Forschungsanstalt für Landwirtschaft, Braunschweig-Völkenrode.

Bei Allradschleppern mit großen Hinter- und kleinen Vorderrädern ändert sich das Verhältnis α selbst bei gleichem Stollenabrieb aller Reifen um z.B. 2 cm bei den z.Z. üblichen Reifenpaarungen wegen der ungleichen Raddurchmesser um 0,8 bis 1,5 %. Dabei ist der Einfluß des Stollenverschleißes auf das Verhältnis α um so kleiner, je weniger die Rollradien der Vorder- und Hinterräder voneinander abweichen. Nun verschleifen jedoch die kleinen Vorderreifen schneller als die großen Hinterreifen. Das Erneuern (Runderneuern) der Bereifung im Laufe der Zeit, das vorn und hinten meist nicht zum gleichen Zeitpunkt geschieht, verursacht ebenfalls unterschiedliche Umfangsgeschwindigkeiten. Dabei sind zwei Extremfälle möglich: Die Vorderreifen können abgefahren und die Hinterreifen neu sein; das Verhältnis α verschiebt sich in Richtung Nachlauf oder im umgekehrten Fall in Richtung Vorlauf. Für Hinterreifen 18,4/15-34 AS und Vorderreifen 11,2/10-28 AS mit ursprünglichen Stollenhöhen von 4 bzw. 3 cm ändert sich das Verhältnis α vom einen zum anderen Extrem (Reifenverschleiß vorn oder hinten bis auf jeweils 1 cm Stollenhöhe) bei sonst gleichen Parametern um 8 %. Die theoretischen Rollradien können beim Befahren unterschiedlicher Fahrbahnen und infolge wechselnder Radlasten und Innendrucke im Mittel um insgesamt etwa 2,5 cm variieren. Für die o.a. Reifenpaarung führen diese Rollradiuschwankungen und der Reifenverschleiß bei schwerem Zug gegenüber Leerfahrt im ungünstigsten Fall zu einer Differenz der Umfangsgeschwindigkeiten der Vorder- und Hinterräder von etwa 13 %. Es können noch erheblich größere Differenzen auftreten, wenn man Zug- und Frontladerarbeiten miteinander vergleicht. Außerdem sind die Fertigungstoleranzen der Reifen zu berücksichtigen, die für das gleiche Fabrikat mit $\pm 1,5$ % angegeben werden.

2. Einfluß ungleicher Umfangsgeschwindigkeiten auf den Laufwerk-Wirkungsgrad und die Zugfähigkeit

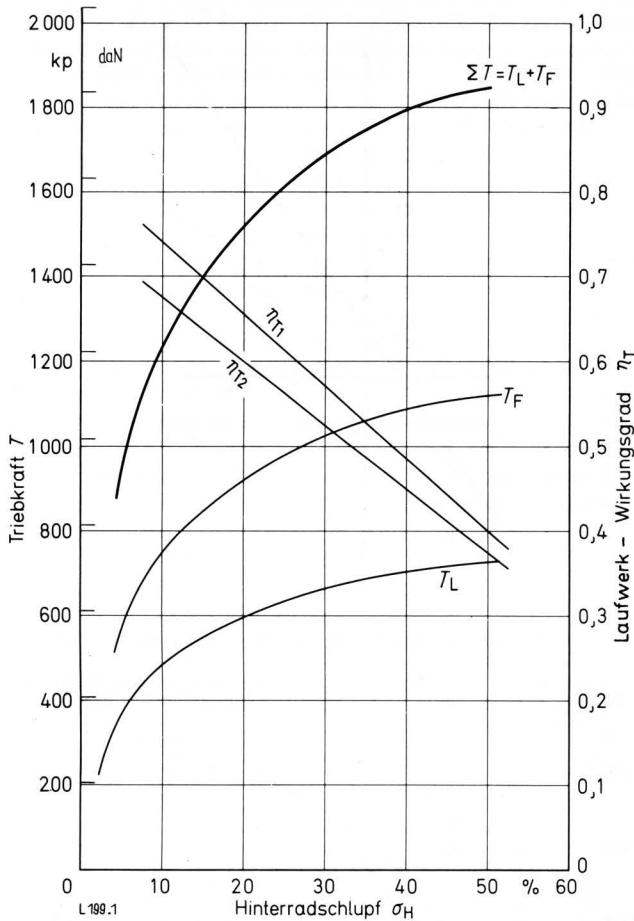
Für die in Bild 1 dargestellten Kennlinien eines Furchen- und eines Landrades sei gezeigt, in welchem Maße beim hinterradgetriebenen Schlepper durch Sperren des Differentials der Schlupf σ verringert und der Laufwerk-Wirkungsgrad verbessert werden kann. Unter der Annahme gleicher Rollradien und gleicher Rollwiderstände sind bei nicht gesperrtem Differential die Triebkräfte und bei gesperrtem Differential die Drehzahlen und damit die Schlupf-werte gleich groß, Bild 2. Der mittlere Laufwerk-Wirkungsgrad η_{Tm} errechnet sich zu

$$\eta_{Tm} = \frac{(T_F + T_L) v_f}{T_F v_f + T_L v_f} = \frac{T_F + T_L}{\frac{T_F}{\eta_{TF}} + \frac{T_L}{\eta_{TL}}}$$

mit T_F und T_L als den Triebkräften des Furchen- bzw. des Landrades, v_f als der Fahrgeschwindigkeit und η_{TF} ; η_{TL} als den Laufwerk-Wirkungsgraden des Furchen- und des Landrades.

Bild 1. Kennlinienverlauf des linken und des rechten Triebrades einer Achse beim Fahren in der Furche.

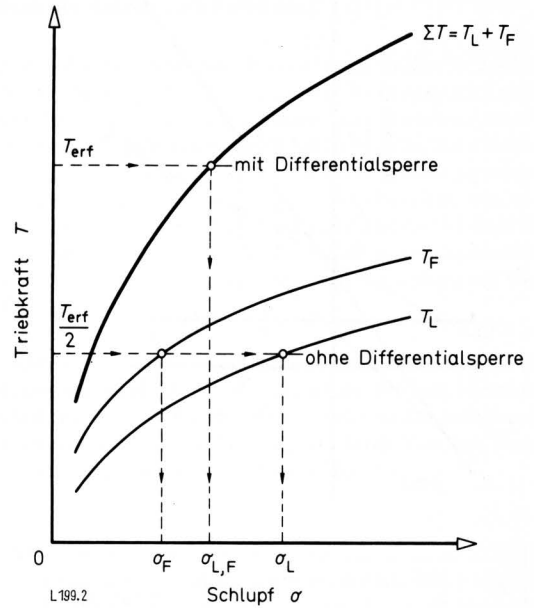
T_L Triebkraft des Landrades
 T_F Triebkraft des Furchenrades
 η_{T1}, η_{T2} Vorgegebene Wirkungsgrade der Triebkraftübertragung



Schlupf- und Wirkungsgradwerte für die Kennlinien nach Bild 1 sind Tafel 1 zu entnehmen. Die Ergebnisse lassen sich auf einen Allradschlepper mit und ohne Längsdifferential übertragen [1]. Dies bedeutet, daß die Laufwerk-Wirkungsgrade und die Schlupf-

Bild 2. Prinzipieller Triebkraft-Schlupf-Verlauf und Betriebspunkte der Triebräder einer Achse beim Fahren in der Furche mit und ohne Differentialsperre.

T_L, T_F Triebkraft des Land-, bzw. Furchenrades
 T_{erf} erforderliche Triebkraft
 σ_F, σ_L Schlupf des Furchen-, bzw. Landrades
 $\sigma_{L,F}$ Schlupf beider Räder bei eingelegerter Differentialsperre



werte eines Allradschleppers ohne Längsdifferential günstiger sind als mit Längsdifferential. Da sich aus dem Vorder- und Hinterradschlupf kein auf alle Räder beziehbarer mittlerer Schlupf sinnvoll bilden läßt, muß man bei Vergleichen den mittleren Laufwerk-Wirkungsgrad η_{Tm} zugrundelegen. In den Bildern 3 und 4 sind die Triebkräfte T_v und T_h der Vorder- und Hinterräder für einen Vorlauf von $\alpha = 1,1$ in Abhängigkeit vom Hinterradschlupf σ_h vereinfacht als Geraden dargestellt. Bei „Eigenfahrt“ und bei kleinen Zug- oder Schubkräften kann es je nach Fahrbahnzustand und Größe des Vor- oder Nachlaufes vorkommen, daß die Räder der einen Achse mit positivem und die der anderen Achse mit negativem Schlupf abrollen. Dann wirken an den Rädern der beiden Achsen gleich große, jedoch entgegengesetzt gerichtete Triebkräfte, Bild 3.

Tafel 1. Verbesserung des Laufwerk-Wirkungsgrads durch Sperren des Differentials.

Vorgegebene Wirkungsgrade η_{TF} und η_{TL} nach Bild 1 für das Furchenrad und das Landrad	Differential Δ)	Triebkraft-Summe ΣT (kp*)	Schlupf		mittlerer Schlupf σ_m (%)	mittlerer Wirkungsgrad η_{Tm}	Änderung des mittleren Wirkungsgrads durch Sperren des Differentials (%)
			Furchenrad σ_F (%)	Landrad σ_L (%)			
$\eta_{T1} = \eta_{TF}$ $\eta_{T2} = \eta_{TL}$	○	1450	9,0	49,5	35,05	0,502	100
	●	1450	17,0	17,0	17,0	0,656	131
	○	1350	7,3	32,25	21,72	0,656	100
	●	1350	13,25	13,25	13,25	0,697	106
$\eta_{T1} = \eta_{TF} = \eta_{TL}$	○	1450	9,0	49,5	35,05	0,526	100
	●	1450	17,0	17,0	17,0	0,680	129
	○	1350	7,3	32,25	21,72	0,640	100
	●	1350	13,25	13,25	13,25	0,712	111
$\eta_{T1} = \eta_{TL}$ $\eta_{T2} = \eta_{TF}$	○	1450	9,0	49,5	35,05	0,508	100
	●	1450	17,0	17,0	17,0	0,644	127
	○	1350	7,3	32,25	21,72	0,615	100
	●	1350	13,25	13,25	13,25	0,690	112

Δ) ○ Differential nicht gesperrt, ● Differential gesperrt.
 *) Es gilt 1 kp \approx 10 N.

Bild 3. Verlauf der Triebkräfte an Vorder- und Hinterrädern eines Allradschleppers, aufgetragen über dem Hinterradschlupf und Ermittlung des Betriebspunkts bei Leerfahrt.

T_v, T_h Triebkraft vorn, hinten
 α_v, α_h Schlupf vorn, hinten
 Vorlauf $\alpha = 1,1$
 Zugkraft $Z = T_v + T_h = 0$

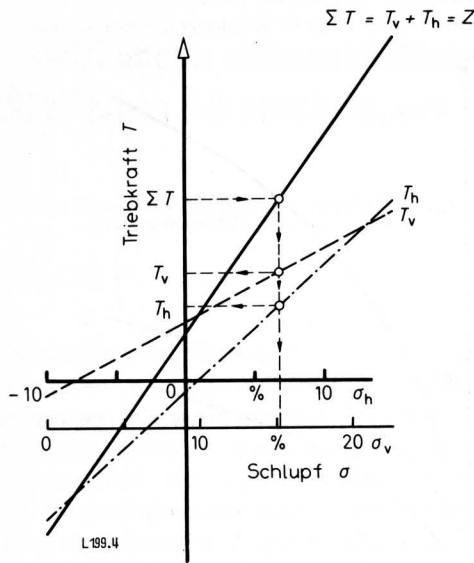


Bild 4. Verlauf der Triebkräfte an Vorder- und Hinterrädern eines Allradschleppers, aufgetragen über dem Hinterradschlupf und Ermittlung des Betriebspunkts bei Zugbeanspruchung.

Vorlauf $\alpha = 1,1$
 $Z = T_v + T_h > 0$

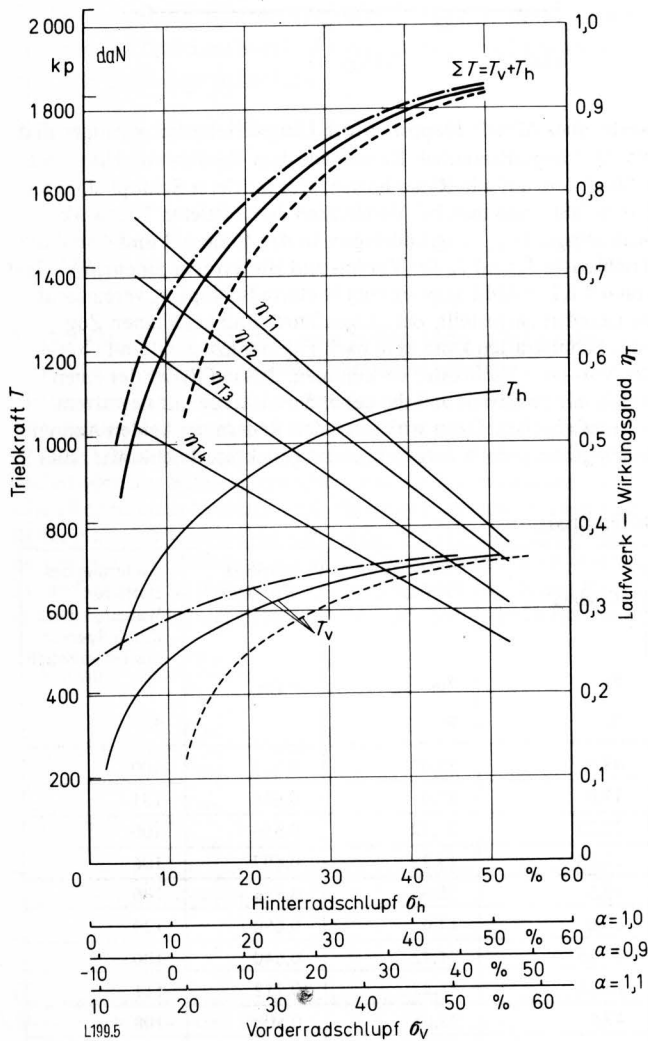
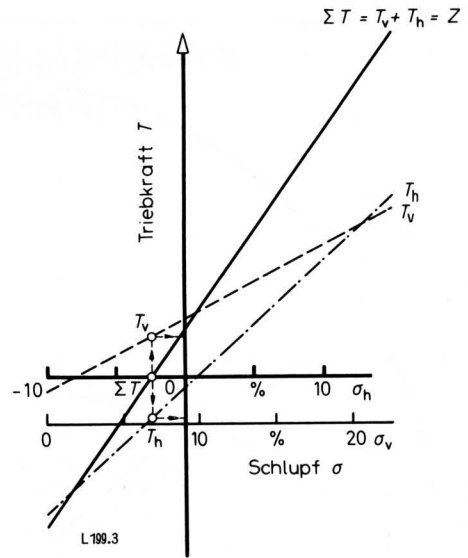


Bild 5. Verlauf der Triebkräfte an den Vorder- und Hinterrädern eines Allradschleppers für vorgegebene Wirkungsgrad-Kennlinien in Abhängigkeit vom Schlupf bei Gleichlauf sowie Vor- und Nachlauf.

— $\alpha = 1,0$ - - - $\alpha = 0,9$ - · - · - $\alpha = 1,1$

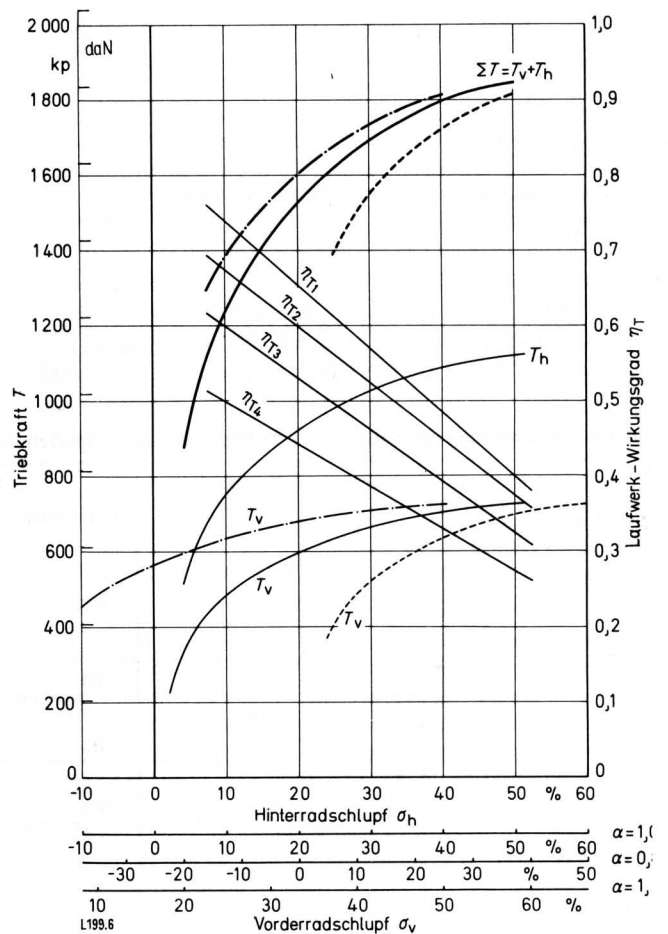


Bild 6. Verlauf der Triebkräfte an den Vorder- und Hinterrädern eines Allradschleppers für vorgegebene Wirkungsgrad-Kennlinien in Abhängigkeit vom Schlupf bei Gleichlauf sowie Vor- und Nachlauf.

— $\alpha = 1,0$ - - - $\alpha = 0,8$ - · - · - $\alpha = 1,2$

Der Schnittpunkt der Kurve ΣT mit der Abszisse σ_h kennzeichnet denjenigen Schlupf, der sich in diesem Fahrzustand an den Hinterrädern einstellt; den Vorderradschlupf σ_v kann man an der zusätzlichen Abszissenskala ablesen.

Wie die Betriebspunkte für größere Zugkräfte, die bei einem Allrad-schlepper gleich der Summe aller Triebkräfte sind, ermittelt werden, geht aus Bild 4 hervor. Die Triebkraft-Kurve ΣT schneidet die Ordinate bei einem Hinterradschlupf von $\sigma_h = 0$; dabei ist – wegen $\alpha > 1$ – der Vorderradschlupf $\sigma_v > 0$. Nur wenn die Zugkraft die von dem Ordinatenabschnitt dargestellte Größe überschreitet, rollen alle Räder mit positivem Schlupf ab. Bei ausreichend großer Zugkraft tritt positiver Schlupf aller Räder auch im Fall des Nachlaufs ($\alpha < 1$) auf. Für diesen Fahrzustand wurden eine Reihe von Beispielen mit unterschiedlichen Kennlinien der Vorder- und Hinterräder bei Vor- und Nachlauf durchgerechnet, um zu ermitteln, wie sehr die Triebkräfte und Wirkungsgrade von denjenigen bei Gleichlauf abweichen. In Bild 5 und 6 sind vier vorgegebene Wirkungsgrad-Kennlinien, der Triebkraftverlauf der Vorder- und Hinterräder und die Summen der Triebkräfte für Gleichlauf sowie 10 und 20 % Vor- und Nachlauf ($\alpha = 1,0 \pm 0,1$; $\alpha = 1,0 \pm 0,2$) über dem Hinterradschlupf σ_h aufgetragen. Durch die unterschiedlichen Wirkungsgrad-Kennlinien wird berücksichtigt, daß je nach Fahrbahn- und Profilizustand und anderen Einflußgrößen einmal die Vorder- und einmal die Hinterräder die besseren Wirkungsgrade haben können.

Vergleichbar sind jeweils die mittleren Wirkungsgrade η_{Tm} bei Vor- und Nachlauf mit denen bei Gleichlauf für die gleiche Gesamttriebkraft ΣT . Tafel 2 gibt einen Überblick über die mittleren Wirkungsgrade bei Zugkräften von 1400 kp und 1800 kp (≈ 14 kN und ≈ 18 kN). Bei Gleichlauf werden überwiegend die besten Wirkungsgrade erzielt; dies gilt auch für die anderen durchgerechneten Beispiele (treten bei Gleichlauf die zweitbesten Wirkungsgrade auf, so ist die Differenz auf die Ungenauigkeiten beim Zeichnen und Ablesen der Kurven zurückzuführen).

Je größer der Vor- oder Nachlauf ist, desto größer ist auch die Differenz zwischen den dabei erzielten Wirkungsgraden und demjenigen bei Gleichlauf. Abweichungen vom Gleichlauf um $\pm 10\%$ verschlechtern die Wirkungsgrade bis zu 12,5%; 20 % Vor- und Nachlauf haben um max. 16% schlechtere Wirkungsgrade zur Folge. Unterschiedliche Umfangsgeschwindigkeiten wirken sich um so mehr aus, je kleiner die Zugkräfte und der Schlupf sind. Ein Abweichen vom Gleichlauf ist also gerade in dem Bereich besonders nachteilig, in dem das einzelne Rad mit optimalem Wirkungsgrad arbeitet.

Die bisherigen Betrachtungen gelten für einen Bereich, in dem die Triebkraft-Schlupf-Kurven eine steigende Tendenz haben oder zumindest mit zunehmendem Schlupf nicht wieder abfallen. In diesem Bereich läßt sich die Zugfähigkeit durch Vor- und Nachlauf nicht verbessern; sie wird vielmehr schlechter.

Tafel 2. Schlupf und mittlere Laufwerk-Wirkungsgrade der Triebräder eines Allrad-schleppers für die Kennlinien nach Bild 5 und 6.

Triebkraft-Summe ΣT kp*)	Vor- bzw. Nachlauf α	Schlupf		vorgegebene Kennlinien	mittlerer Wirkungsgrad η_{Tm}	vorgegebene Kennlinien	mittlerer Wirkungsgrad η_{Tm}	vorgegebene Kennlinien	mittlerer Wirkungsgrad η_{Tm}
		hinten σ_h %	vorn σ_v %						
1800	1,2	37,6	48,00	$\eta_{T1} = \eta_{Th}$ $\eta_{T2} = \eta_{Tv}$	0,451	$\eta_{T1} = \eta_{Th}$ $\eta_{T3} = \eta_{Tv}$	0,421	$\eta_{T1} = \eta_{Th}$ $\eta_{T4} = \eta_{Tv}$	0,386
	1,1	38,9	44,46		0,461		0,432		0,397
	1,0	40,6	40,60		0,466		0,440		0,406
	0,9	43,5	37,22		0,461		0,438		0,405
	0,8	47,6	34,50		0,445		0,425		0,396
1400	1,2	10,6	25,50	$\eta_{T1} = \eta_{Th}$ $\eta_{T2} = \eta_{Tv}$	0,642	$\eta_{T1} = \eta_{Th}$ $\eta_{T3} = \eta_{Tv}$	0,601	$\eta_{T1} = \eta_{Th}$ $\eta_{T4} = \eta_{Tv}$	0,542
	1,1	12,2	20,19		0,663		0,625		0,569
	1,0	15,0	15,00		0,673		0,638		0,587
	0,9	19,25	10,28		0,665		0,637		0,593
	0,8	25,3	6,62		0,633		0,613		0,572
1800	1,2	37,6	48,00	$\eta_{T1} = \eta_{Th}$ $= \eta_{Tv}$	0,465				
	1,1	38,9	44,46		0,475				
	1,0	40,6	40,60		0,480				
	0,9	43,5	37,22		0,474				
	0,8	47,6	34,50		0,457				
1400	1,2	10,6	25,50	$\eta_{T1} = \eta_{Th}$ $= \eta_{Tv}$	0,671				
	1,1	12,2	20,19		0,691				
	1,0	15,0	15,00		0,698				
	0,9	19,25	10,28		0,686				
	0,8	25,3	6,62		0,649				
1800	1,2	37,6	48,00	$\eta_{T1} = \eta_{Tv}$ $\eta_{T2} = \eta_{Th}$	0,446	$\eta_{T1} = \eta_{Tv}$ $\eta_{T3} = \eta_{Th}$	0,413	$\eta_{T1} = \eta_{Tv}$ $\eta_{T4} = \eta_{Th}$	0,370
	1,1	38,9	44,46		0,453		0,417		0,373
	1,0	40,6	40,60		0,458		0,420		0,374
	0,9	43,5	37,22		0,452		0,413		0,366
	0,8	47,6	34,50		0,436		0,396		0,349
1400	1,2	10,6	25,50	$\eta_{T1} = \eta_{Tv}$ $\eta_{T2} = \eta_{Th}$	0,640	$\eta_{T1} = \eta_{Tv}$ $\eta_{T3} = \eta_{Th}$	0,601	$\eta_{T1} = \eta_{Tv}$ $\eta_{T4} = \eta_{Th}$	0,541
	1,1	12,2	20,19		0,657		0,613		0,548
	1,0	15,0	15,00		0,660		0,610		0,542
	0,9	19,25	10,28		0,646		0,593		0,519
	0,8	25,3	6,62		0,608		0,554		0,480

*) Es gilt 1 kp \approx 10 N.

Haben die Triebkraft-Schlupf-Kennlinien – anders als in dem bisher betrachteten Bereich – ein Maximum, **Bild 7**, so wirken sich Vor- und Nachlauf auch auf die maximal übertragbaren Zugkräfte aus. Dieser Einfluß ist um so geringer, je größer diejenigen Schlupf-werte sind, bei denen die Räder die maximalen Triebkräfte übertragen. Bei dem in **Bild 7** dargestellten Kennlinienverlauf wird die maximal übertragbare Zugkraft mit zunehmendem Vorlauf kleiner. Verschiebt sich dagegen das Verhältnis α in Richtung Nachlauf, so steigt die maximale Zugkraft zunächst an, erreicht bei α^* ihren größten Wert und fällt dann wieder ab. Die größte Zugkraft tritt dann auf, wenn die Triebkraftmaxima der beiden Achsen senkrecht übereinander liegen. Das dazu erforderliche Verhältnis der Umfangsgeschwindigkeiten errechnet sich zu

$$\alpha^* = \frac{1 - \sigma_h^*}{1 - \sigma_v^*}$$

mit σ_h^* und σ_v^* als denjenigen Schlupfwerten, die den maximalen Triebkräften zugeordnet sind.

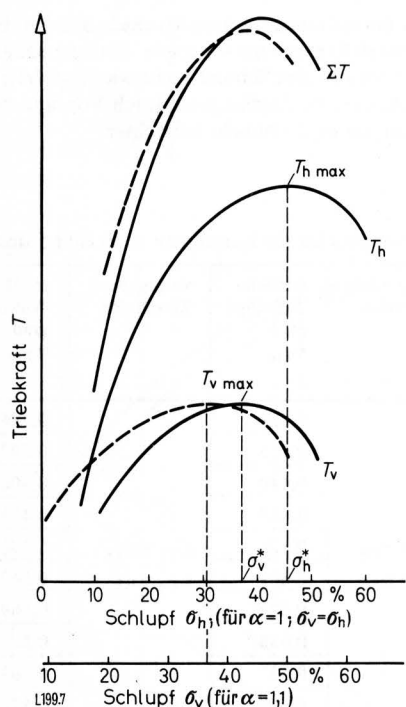


Bild 7. Einfluß unterschiedlicher Umfangsgeschwindigkeiten auf die maximale Zugkraft eines Allradsschleppers.

— $\alpha = 1,0$
 - - - $\alpha = 1,1$

3. Einfluß ungleicher Umfangsgeschwindigkeiten auf die Verspannungen im Triebwerk

Momente mit unterschiedlichen Vorzeichen an den Vorder- und Hinterrädern führen zu Verspannungen im Triebwerk. Auf diese Verspannungen sei hier nicht weiter eingegangen; sie sind in der Literatur, insbesondere für die Kombination Schlepper und Triebachsenanhänger, behandelt worden [2 bis 6]. Es stellt sich nun die Frage, ob man auch dann noch von Verspannungen sprechen kann, wenn die Radmomente und die Triebkräfte gleiche Richtung haben, jedoch wegen verschiedener Umfangsgeschwindigkeiten der Vorder- und Hinterräder größer oder kleiner sind als bei Gleichlauf. Die Größenordnung dieser zusätzlichen Beanspruchungen läßt sich anhand der Triebkräfte im hier angeführten Beispiel abschätzen, obwohl das Triebwerk genau genommen nicht den Triebkräften, sondern den Radmomenten und somit den Umfangskräften proportional belastet wird.

Bild 8 zeigt für den in **Bild 5** und **6** dargestellten Kennlinienverlauf die Triebkräfte an den Vorder- und Hinterrädern bei Gleichlauf sowie bei 10 und 20% Vor- und Nachlauf. Je kleiner die Triebkraft-Summe und somit der Schlupf und je größer der Vor- oder Nachlauf sind, um so mehr weichen die Kräfte T_h und T_v voneinander ab. Ihre Werte sind jedoch auch dort, wo die größten

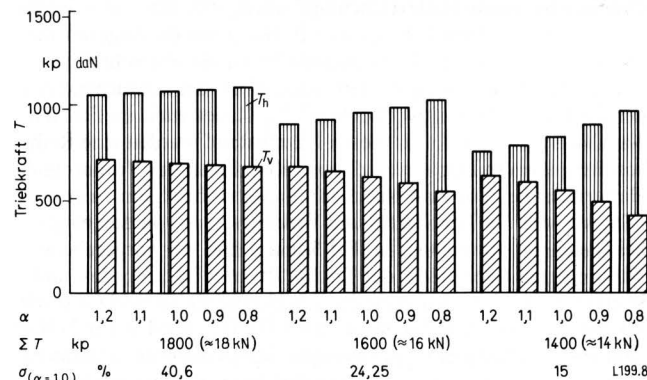


Bild 8. Triebkräfte der Vorder- und Hinterräder bei einem Kennlinienverlauf nach **Bild 5** und **6**.

Differenzen auftreten, stets kleiner als die ihrem Kennlinienverlauf entsprechenden Maximalwerte. Im Bereich positiven Schlupfes dürften deshalb die Beanspruchungen durch ungleiche Umfangsgeschwindigkeiten keinen Einfluß auf die Dimensionierung der Triebwerke haben.

4. Einfluß ungleicher Umfangsgeschwindigkeiten auf die Lenkfähigkeit und den Reifenverschleiß

Ein treibendes Rad hat bessere Seitenführungs-Eigenschaften als ein gezogenes, also mit negativem Schlupf abrollendes Rad. Die günstigsten Lenkeigenschaften lassen sich deshalb durch Vorlauf erreichen.

Allgemein wird angenommen, daß ungleiche Umfangsgeschwindigkeiten den Reifenverschleiß vergrößern. Dies trifft zwar für denjenigen Fahrzustand zu, in dem die Räder der beiden Achsen gegeneinander arbeiten; wenn aber alle Räder mit positivem Schlupf abrollen, so gibt es Betriebszustände, in denen Abweichungen vom Gleichlauf keineswegs die Verschleißkosten erhöhen, wie sich in Berechnungsbeispielen nachweisen läßt.

Schrifttum

- [1] Heyde, H.: Mechanik des Schleppers mit Allradantrieb. Archiv für Landtechnik Bd. 2 (1960) Nr. 3.
- [2] Wienecke, F.: Rechnerische Ermittlung des Fahrzustandes bei Triebanhängern. Landtechn. Forsch. (1955) Nr. 1, S. 26/30.
- [3] Coenberg, H.H.: Zur Fahrmechanik der Triebachse. Landtechn. Forsch. (1960) Nr. 2, S. 34/39.
- [4] Koch, M., u. W. Dinse: Deichselkräfte am Triebachswagen. Landtechn. Forsch. (1961) Nr. 3, S. 61/65.
- [5] Stegensek, M.: Kraftwirkungen beim Schlepper mit einachsigen Triebachsenanhänger. Fortschr. Ber. VDI-Z. R. 14 Nr. 15.
- [6] Hofmann, K., u. R. Buchmann: Bestimmung der Blindkraft bei starrem Mehrachs Antrieb von Fahrzeugen. Teil I: Dt. Agrartechnik (1971) Nr. 7, S. 304/307, Teil II: Dt. Agrartechnik (1971) Nr. 9, S. 432/434.