

Zur Allradbremsung bei landwirtschaftlichen Traktoren

Von Georg Radosavljević, Steyr, Österreich*)

DK 629.114.2–592.136–592.2:631.372

Beim Auslegen der Bremsanlagen für landwirtschaftliche Traktoren mit Vierradbremung kommt es vor allem auf die Verteilung der Bremskraft und auf ihre Übertragung auf die Fahrbahn an. Wegen der sehr unterschiedlichen Belastungsmöglichkeiten bei Traktoren (z.B. Pflug, Frontlader) ist es sehr schwierig, eine Bremskraftverteilung festzulegen, die in allen Einzelfällen befriedigt. Die Verteilung der Bremskraft im Verhältnis 2:3 auf die Vorder- und die Hinterachse scheint ein brauchbarer Kompromiß zu sein.

Für die Übertragungseinrichtung unter Berücksichtigung der Allrad- und der Lenkbremung wurden einige Lösungen erörtert. Bei Fremdkraftbremsanlagen (Energiequelle: Hydropumpe) bietet sich das System mit je einem Brems- und einem Verteilerventil als vorteilhaft an. Bei Muskelkraftbremsanlagen stehen sich die Lenkbremungen durch Einzelrad- und durch Seitenbremsung gegenüber. Eine eindeutige Entwicklungsrichtung zeichnet sich hier z.Z. noch nicht ab. Die künftigen gesetzlichen Vorschriften und Prüfregeln werden diesbezüglich eine wesentliche Rolle spielen.

1. Einleitung

Das allgemeine Streben nach Rationalisierung der Arbeiten in landwirtschaftlichen Betrieben in der letzten Dekade führte u.a. zur Erhöhung der Leistungen, der Massen (bzw. der Gewichte) und der Fahrgeschwindigkeiten bei landwirtschaftlichen Traktoren [1]. Die zunehmende Verwendung der Traktoren als Transportmittel auf öffentlichen Straßen verschärfte die ohnehin kritische Situation im heutigen Verkehr [2]. Als besonders problematisch unter dem Gesichtspunkt der Fahrsicherheit hat sich der Betrieb von landwirtschaftlichen Traktoren in gebirgigen Gegenden erwiesen [3]. Diese und weitere Tatsachen bewirkten, daß die Fragen der Betriebssicherheit auch bei landwirtschaftlichen Traktoren in den Vordergrund rückten. Da die Bremsanlage einen wesentlichen Sicherheitsfaktor am Traktor bildet, wird dieser Anlage sowohl vom Gesetzgeber als auch von den Herstellern besondere Aufmerksamkeit gewidmet.

Die meisten Traktoren, sowohl die zweirad- als auch die allradangetriebenen, werden zweiradgebremst; dabei wirken die Bremsen auf die Hinterräder. Die so erreichbaren Abbremsungen sind verhältnismäßig gering. Das Kriterium dazu liegt nicht etwa in der Bremsanlage selbst, sondern in der Übertragbarkeit der Bremskräfte auf die Fahrbahn. Diese Tatsache hat der Gesetzgeber auch berücksichtigt. Für zweiradgebremste Fahrzeuge gelten mildere gesetzliche Forderungen als bei den vierradgebremsten Fahrzeugen [4].

In der letzten Zeit, und zwar im Zusammenhang mit den Bestrebungen, die gesetzlichen Vorschriften der verschiedenen europäischen Länder in Einklang zu bringen, wurde vorgeschlagen, auch für die landwirtschaftlichen Traktoren die Allradbremsung verbindlich vorzuschreiben. So kann man in einem Entwurf zur 4. Novelle zur Kraftfahrzeug-Durchführungsverordnung vom Jahr 1967 für Österreich lesen, daß bei Kraftfahrzeugen, die Geschwindigkeiten über 25 km/h erreichen können, die Bremse auf alle vier Räder wirken muß [5].

In dieser Situation sah sich die einschlägige Industrie veranlaßt, geeignete Lösungen zu finden. Beim Auslegen der Bremsanlagen für die Allradbremsung stehen dabei zwei Hauptkriterien im Vordergrund: die Bremskraftverteilung auf die Achsen sowie das Ausbilden der Übertragungseinrichtung unter besonderer Berücksichtigung der Lenkbremung.

2. Bremskraftverteilung

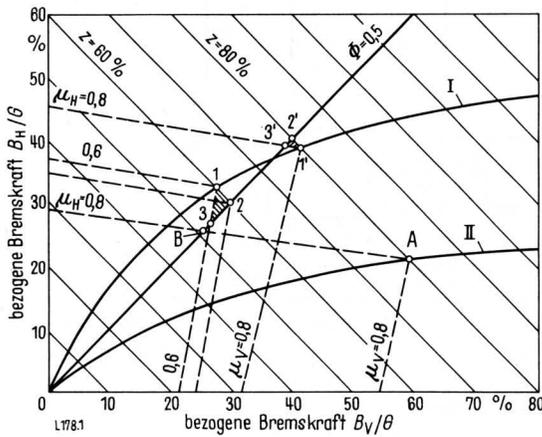
Beim Abstimmen der Bremskraftverteilung muß man einerseits auf die erforderliche Abbremsung, andererseits auf die Lenkfähigkeit bzw. die Spurhaltigkeit des Traktors beim Bremsmanöver Rücksicht nehmen. Die Art der Übertragung, das Radbremssystem sowie die Art der Lenkbremseinrichtung spielen beim konstruktiven Festlegen des Betrags und der Aufteilung der installierten Bremsmomente im Sinne eines günstigen Kompromisses ebenfalls eine Rolle.

Rechnerische Untersuchungen zeigten, daß sich wegen der sehr unterschiedlichen Achslastverteilungen, die in der Praxis vorkommen (z.B. Pflug, Frontlader), mit einer festen Bremskraftverteilung keine optimale Lösung für alle Einzelfälle erreichen läßt. Diese Wechselbeziehungen können im Vergleich zu anderen Fahrzeug-

*) Dipl.-Ing. Georg Radosavljević ist Leiter der Abteilung Triebwerkversuche bei der Steyr-Daimler-Puch AG, Steyr, Österreich.

Bild 1. Bremskraftverteilungs-Diagramm für einen Lastkraftwagen (Baumuster Steyr 1290) mit einer Leistung von 320 PS und 19 Mp zulässigem Gesamtgewicht.

B_H, B_V Bremskraft an der Hinter- bzw. der Vorderachse
 G Gesamtgewicht des Fahrzeugs
 μ_H, μ_V für die Hinter- bzw. die Vorderachse erforderlicher Haftbeiwert zwischen Rad und Fahrbahn
 z Verhältnis von Bremskraft zu Fahrzeuggewicht
 $\Phi = B_H / (B_V + B_H)$ Kennzahl zur Bremskraftverteilung ($\Phi = 0,5$ kennzeichnet die hier installierte Bremskraftverteilung)
 I, II idealer Verlauf von Φ bei beladenem bzw. bei leerem Fahrzeug
 Erläuterung der Punkte 1 und 1' auf I, A auf II sowie 2, 2', 3, 3' und B auf den Geraden $\Phi = 0,5$ im Text



arten (Personenkraftwagen, Lastkraftwagen) besonders anschaulich in Bremskraftverteilungs-Diagrammen dargestellt werden.

Bild 1 zeigt das Bremskraftverteilungs-Diagramm eines schweren Lastwagens mit 19 Mp (rd. 186,5 kN) zulässigem Gesamtgewicht und einer Leistung von 320 PS (rd. 221 kW, ermittelt nach dem DIN-Leistungsmeßverfahren).

Bild 1 enthält als Ordinate die Bremskraft B_H auf der Hinterachse und als Abszisse die Bremskraft B_V auf der Vorderachse, bezogen auf das Fahrzeuggesamtgewicht G . Das Diagramm-Netz enthält Linien gleicher Abbremsung (z -Linien mit z als Abbremsung, d.h. dem Verhältnis von Bremskraft zu Fahrzeuggewicht) sowie Linien gleicher Haftbeiwerte μ_V und μ_H für die Räder der Vorderachse und der Hinterachse auf der Fahrbahn. Geraden $\Phi = \text{konst}$ kennzeichnen die installierte Bremskraftverteilung $\Phi = B_H / (B_V + B_H)$. Die Kurven I und II kennzeichnen die veränderliche Bremskraftverteilung, die zur völligen Ausnutzung der μ_V - und der μ_H -Werte (also im idealen Fall) beim voll beladenen bzw. beim leeren Fahrzeug erforderlich wäre. Unter der Voraussetzung, daß keine Regelungen (z.B. automatisch-lastabhängige Bremskraftregler oder Blockierschutzeinrichtungen) vorhanden sind, muß die installierte Bremskraftverteilung, d.h. die Φ -Linie, im Sinne eines günstigsten Kompromisses zwischen die Kurven I (beladen) und II (leer) gelegt werden. Die Analyse der Dreiecke 1-2-3 bzw. 1'-2'-3' und der Strecke von A nach B gibt Aufschluß bezüglich der Wahl eines solchen Kompromisses. So wäre z.B. der im Punkt 1 vorhandene Haftbeiwert $\mu_H = \mu_V \approx 0,6$ bei einer Abbremsung von $z = 60\%$ ideal ausgenutzt. Da sich aber die installierte Bremskraftverteilung mit der Linie $\Phi = 0,5$ deckt, ist es lediglich möglich, die Abbremsung im Punkt 3 zu erreichen, ohne daß die Vorderräder blockieren. Eine ähnliche Überlegung gilt auch für das Dreieck 1'-2'-3', bei dem das Blockierverhalten der Hinterräder ausschlaggebend ist. Wird nun die Strecke von A nach B bei ausgenutzten Haftbeiwerten $\mu_H = \mu_V = 0,8$ für das leere Fahrzeug betrachtet (Punkt A), so kann festgestellt werden, daß bei maximaler Ausnutzung des Haftbeiwerts zwischen Reifen und Fahrbahn eine Abbremsung von $z = 80\%$ bei idealer Bremskraftverteilung möglich wäre. Der tatsächlichen Bremskraftverteilung entspricht allerdings nur die Abbremsung im Punkt B in der Höhe von etwa 50%. Das Erreichen einer größeren Abbremsung ist nicht möglich, ohne daß die Hinterräder im Punkt B blockieren.

Aus den Betrachtungen zum beladenen Fahrzeug ergibt sich die Schlußfolgerung, daß eine flachere Anordnung der Φ -Linie zwar die Abbremsungsausbeute bei höheren Haftbeiwerten begünstigen (Hinterräder blockieren erst bei höheren Abbremsungen), bei niedrigeren Haftbeiwerten jedoch verschlechtern würde (Vorderachse blockiert bei kleineren Bremsverzögerungen). Für das leere Fahrzeug ist die flachere Anordnung der Φ -Linie augenscheinlich vorteilhaft, da der Punkt B zu höheren Abbremsungen hin wandert. Bei den Lastwagen ist es üblich, die Φ -Linie mit einem Wert von 0,5 zu wählen, was einer Bremskraftverteilung zwischen der Vorder- und der Hinterachse von 1:1 entspricht. Dieser Kompromiß ergibt im beladenen Zustand große blockierungsfreie Abbremsungen bei hohen Haftbeiwerten.

Das Diagramm nach **Bild 2** veranschaulicht die gleichen Gegebenheiten für einen Personenkraftwagen der unteren Mittelklasse. Als Kompromiß wird bei solchen Fahrzeugen oft eine Φ -Linie gemäß $\Phi = 0,4$ gewählt. Dieser Wert entspricht einer Bremskraftverteilung zwischen Vorderachse und Hinterachse von 3:2. Neuzzeitliche Fahrzeuge in dieser Klasse haben allerdings durchweg automatisch-lastabhängige Bremskraftregler. Diese Regler ermöglichen eine andere Bremskraftverteilung im nichtgeregelten Bereich und somit ein wesentlich günstigeres Anpassen an die Idealkurve.

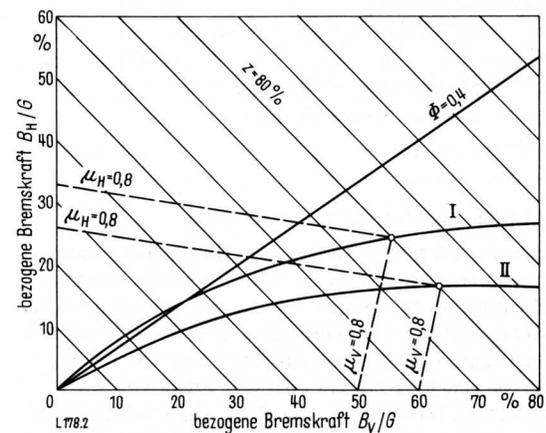


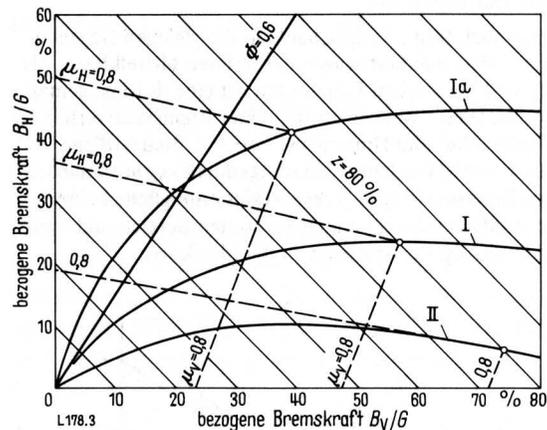
Bild 2. Bremskraftverteilungs-Diagramm für einen Personenkraftwagen (Baumuster Fiat 128).

B_H, B_V Bremskraft an der Hinter- bzw. der Vorderachse
 G Gesamtgewicht des Fahrzeugs
 μ_H, μ_V für die Hinter- bzw. die Vorderachse erforderlicher Haftbeiwert zwischen Rad und Fahrbahn
 z Verhältnis von Bremskraft zu Fahrzeuggewicht
 $\Phi = B_H / (B_V + B_H)$ Kennzahl zur Bremskraftverteilung ($\Phi = 0,4$ kennzeichnet die hier installierte Bremskraftverteilung)
 I, II idealer Verlauf von Φ bei beladenem bzw. bei leerem Fahrzeug

Ein Vergleich der bisher analysierten Diagramme läßt erkennen, daß das Abstimmen der installierten Bremskraftverteilung um so problematischer wird, je mehr die idealen Kurven I und II für das beladene und das leere Fahrzeug auseinander streben. Ein Blick auf **Bild 3** zeigt nun deutlich, daß ein Kompromiß in bezug auf die installierte Bremskraftverteilung bei einem landwirtschaftlichen Traktor außerordentlich schwierig zu finden ist. So würden z.B. bei aufgebautem Pflug oder einem ähnlichen Heckgerät und einem Φ -Wert von 0,5 bei allen praktisch vorkommenden Haftbeiwerten und den in Betracht kommenden Abbremsungen immer die Vorderräder blockieren. Im Frontladereinsatz blockierten hingegen sogar bei verhältnismäßig hohen Haftbeiwerten und schon bei ziemlich geringen Abbremsungen die Hinterräder. In dieser Situation wird sich der Konstrukteur meist für eine Bremskraftverteilung zugunsten der Hinterachse entscheiden. Das Kriterium für diesen Kompromiß ist das Befahren steiler Profile (Hänge, Forstwege); dabei soll aus Sicherheitsgründen verhindert werden, daß die Vorderräder bereits bei verhältnismäßig hohen Haftbeiwerten blockieren. Der gewählte Φ -Wert wird in diesem Fall etwa 0,6 betragen, was einer Bremskraftverteilung zwischen Vorderachse und Hinterachse von etwa 2:3 entspricht.

Bild 3. Bremskraftverteilungs-Diagramm für einen Traktor (Baumuster Steyr 760 Allrad) mit Allradbremsung, einer Leistung von 60 PS und 4,5 Mp zulässigem Gesamtgewicht.

- B_H, B_V Bremskraft an der Hinter- bzw. der Vorderachse
 G Gesamtgewicht des Fahrzeugs
 μ_H, μ_V für die Hinter- bzw. die Vorderachse erforderlicher Haftbeiwert zwischen Rad und Fahrbahn
 z Verhältnis von Bremskraft zu Fahrzeuggewicht
 $\Phi = B_H / (B_V + B_H)$ Kennzahl zur Bremskraftverteilung ($\Phi = 0,6$ kennzeichnet die hier installierte Bremskraftverteilung)
 I idealer Verlauf von Φ bei leerem Traktor
 Ia idealer Verlauf von Φ beim Traktor mit aufgebautem Pflug
 II idealer Verlauf von Φ beim Traktor mit voll beladenem Frontlader



3. Auslegung der Übertragungseinrichtung

Die wesentliche Aufgabe beim Auslegen der Übertragungseinrichtung für allradgebremste landwirtschaftliche Traktoren besteht darin, eine Bremsanlage zu schaffen, mit der man sowohl normale Bremsmanöver mittels einer Betriebsbremse, als auch Lenkbremssungen vornehmen kann. Wie sich diese Aufgabe lösen läßt, hängt u.a. sehr davon ab, ob eine Muskelkraft- oder eine Fremdkraftbremsanlage vorgesehen ist. Dabei sei vorausgesetzt, daß in beiden Fällen vorteilhafterweise ein hydraulisches Medium zur Übertragung dient.

Bei der Fremdkraftbremse besteht die Anordnung grundsätzlich aus einer Energiequelle a (Hydropumpe), einem Bremsventil b mit Zweipedalbetätigung als Steuerorgan und einem Verteilerventil e für die wahlweise Beaufschlagung der Radbremsen. Bild 4 veranschaulicht schematisch diese Kombination. Die Hydropumpe a fördert die Hydraulikflüssigkeit zum Bremsventil (Anschluß f). Durch die Betätigung der Bremspedale d und Beaufschlagung des Steuerkolbens wird der Druck in der Bremsleitung g aufgebaut und zum Verteilerventil e weitergeleitet. Es werden dabei die Ventile des Verteilerventils wahlweise zur Betriebs- oder Lenkbremse freigegeben und die Ventile durch Federkraft geöffnet. Der hydraulische Druck überträgt sich dann auf die entsprechenden Radzylinder. Die Bremsanlage wird von der gleichen Pumpe gespeist wie die Krafthydraulik. Das Traktor-Bremsventil b in Bild 4 erfüllt die Forderung, daß beide Systeme unabhängig voneinander arbeiten können. Der Weiterlauf der Hydraulikflüssigkeit vom Anschluß f zum Steuergerät i über die Leitung h erleidet demzufolge auch bei der betätigten Bremse keine Unterbrechung; die Krafthydraulik ist über das Steuergerät i jederzeit funktionsbereit. Dieses Traktor-Bremsventil befindet sich im Produktionsprogramm eines deutschen Bremsenherstellers; das Verteilerventil wurde von einer österreichischen Fahrzeugfirma entwickelt.

Aus Bild 5 ist die Funktion des Verteilerventils ersichtlich. Betätigt man beide Pedale, so öffnen sämtliche Ventile. Über das gleichzeitig angesteuerte Bremsventil werden die Bremsleitung g des Verteilerventils und weiterhin auch alle Radzylinder mit Druck beaufschlagt. Wird jedoch nur ein Bremspedal betätigt, so geschieht das Gleiche mit dem Unterschied, daß nur ein Ventil öffnet und demzufolge nur der Radzylinder eines Hinterrads den Druck bekommt.

Bild 4. Motor-hydraulisches Traktor-Bremsventil mit Verteilerventil und Zweipedal-Betätigung.

- a Hydropumpe
 b Traktor-Bremsventil
 c Steuergerät
 d Bremspedal
 e Verteilerventil
 f Anschluß der Hydropumpe an das Bremsventil
 g Bremsleitung
 h Hydraulikflüssigkeitsleitung vom Bremsventil zum Steuergerät
 i₁, i₂ Radzylinder für die Hinterachse links bzw. rechts
 k₁, k₂ Radzylinder für die Vorderachse links bzw. rechts

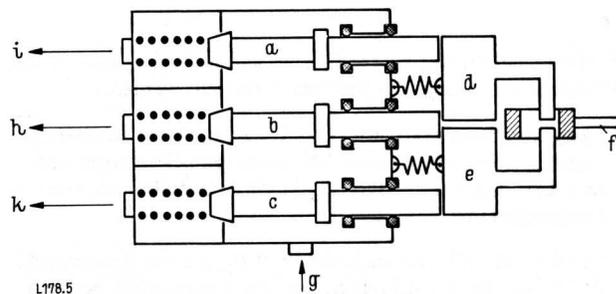
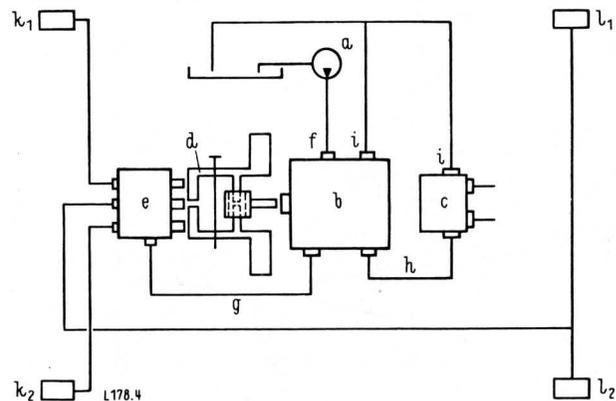


Bild 5. Verteilerventil (System Steyr) zum motor-hydraulischen Traktor-Bremsventil nach Bild 4.

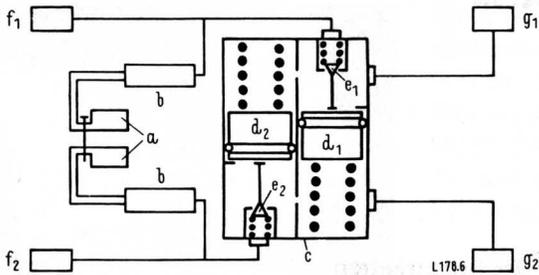
- a bis c Ventile
 d, e linkes bzw. rechtes Bremspedal
 f Betätigung (zum Traktor-Bremsventil)
 g Flüssigkeitseintritt über die Bremsleitung
 h Leitung zur Vorderachse
 i, k Leitung zur Hinterachse links bzw. rechts

Die Muskelkraft-Bremsanlagen werden mit einem Hauptzylinder oder mit zwei Hauptzylindern ausgeführt. Die Anlagen mit einem Hauptzylinder sind billig; der Betätigungskraftbedarf beim Lenkbremssungen liegt jedoch verhältnismäßig hoch, da der Ausnutzungsgrad des verfügbaren Arbeitsvermögens ungünstig ist [7; 8]. Bei Einpedalbetätigungen kommt noch der Nachteil der Vorwahl-Manipulierung hinzu, der die relative Sicherheit herabsetzt. Gut bewährt haben sich in der Praxis die Zweipedalbetätigungen mit zwei Hauptzylindern, bei denen sich die gewünschten Lenkbremssfunktionen entweder durch Abbremsen eines Hinterrads oder durch Abbremsen seitengleicher Vorder- und Hinterräder herbeiführen lassen.

Bild 6 zeigt die Anordnung zur Abbremsung eines Hinterrads. Das Kernstück dieser Anlage ist das von einem deutschen Bremshydraulikerzeuger hergestellte Druckausgleich-Verteilerventil c. Beim Betätigen beider Pedale a baut sich der Hauptzylinderdruck in den Hinterradzylindern f₁ und f₂ sowie über die offenen Ventile e₁ und e₂ des Druckausgleich-Verteilerventils auch in den Vorderradzylindern g₁ und g₂ auf. Der unterschiedliche Belagverschleiß zwischen der linken und der rechten Seite wird über die Kolben d₁ und d₂ ausgeglichen. Beim Betätigen nur eines Pedals schließt das Ventil e₁ bzw. e₂; der Druck baut sich nur in dem jeweilig beauf-

Bild 6. Schalt- und Funktionsschema des Druckausgleich-Verteilventils bei Zweipedalbetätigung mit zwei Hauptzylindern nach [8].

- a Bremspedal
- b Hauptzylinder
- c Druckausgleich-Verteilventil
- d_1, d_2 Kolben
- e_1, e_2 Ventile
- f_1, f_2 Radzylinder für die Hinterachse links bzw. rechts
- g_1, g_2 Radzylinder für die Vorderachse links bzw. rechts



schlagten Hinterradzylinder auf. Das Ausgleichsvermögen der Ventile e_1 und e_2 ist auf Grund des Funktionsprinzips begrenzt.

Es wurde prüfstandsmäßig untersucht, bis zu welcher Verschleißdifferenz der Teilausgleich wirkt. Die Ergebnisse dieser Untersuchung gehen aus Bild 7 und 8 hervor. Bild 7 zeigt den bei allen vier Radzylindern für den Fall eines symmetrischen Verschleißes gemessenen Radzylinderdruck als Funktion dieses Verschleißes

Bild 7 und 8. Druckverlauf im Radzylinder als Funktion des Belagverschleißes bzw. des Pedalwegs bei der Muskelkraft-Bremsanlage nach Bild 6.

Luftweg am Trommeldurchmesser 0,8 mm

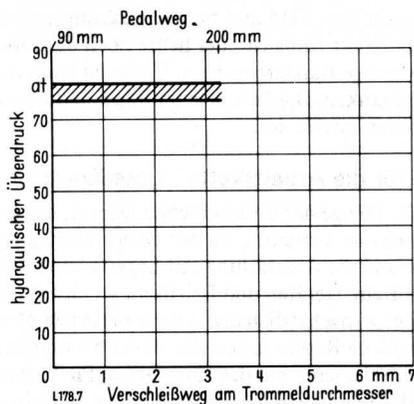


Bild 7. Druckverlauf bei symmetrischem Verschleiß an allen vier Rädern.

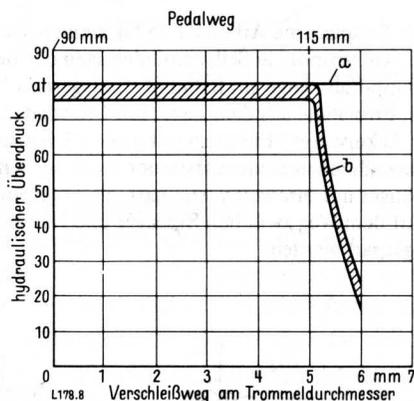


Bild 8. Druckverlauf bei asymmetrischem Verschleiß.
a Verlauf für den Radzylinder links hinten
b Verlauf für die Radzylinder rechts hinten und vorn

am Trommeldurchmesser bzw. als Funktion des Pedalwegs. Erwartetermaßen ändert sich der Radzylinderdruck unter Berücksichtigung einer gewissen Streuung von Radzylinder zu Radzylinder nicht mit wachsendem Verschleiß- bzw. Pedalweg; dabei ist der mögliche Verschleißweg nur durch den zur Verfügung stehenden Pedalweg begrenzt. Bild 8 gibt den Druckverlauf bei einem simulierten asymmetrischen Verschleiß wieder, und zwar nur an der rechten hinteren Radbremse. Man erkennt, daß bei einer bestimmten Verschleißwegdifferenz das Druckausgleichs-Verteilventil sperrt und ein ungewollter Lenkbremseffekt auftritt.

Da diese Begrenzung des Ausgleichsvermögens beim Druckausgleich-Verteilventil im Hinblick auf die Sicherheit verschiedentlich als nachteilig empfunden wird, versuchte man, den Ausgleich nicht durch das Verschieben von Ausgleichsvolumen, sondern durch unmittelbares Kommunizieren der beiden Hauptzylinder zu erreichen. Zu diesem Zweck wurden Hauptzylinder mit Rückschlag- und Überdruckventilen verwendet. Werden beide Hauptzylinder der Vorder- und der Hinterachse auf. Die Belagverschleißdifferenzen werden durch unmittelbares Kommunizieren zwischen den beiden Hauptzylindern ausgeglichen. Betätigt man nur einen Hauptzylinder, so schließt ein Rückschlagventil des anderen Hauptzylinders, was die Seitenbremsung einleitet (d.h. das seitengleiche Hinter- und Vorderrad werden gebremst). Durch die Halbierung der wirksamen Hauptzylinderflächen kann jetzt der Druck, bei gleicher Betätigungskraft, annähernd verdoppelt werden. Bei einem bestimmten Druck spricht nun ein Überdruckventil an und begrenzt so den Druckaufbau in der Anlage.

Praktische Feldversuche haben gezeigt, daß der Lenkbremseffekt der Seitenbremsung dem der Einzelradbremsung nicht nachsteht, solange es sich um allradangetriebene Traktoren handelt. Bei zweiradangetriebenen Fahrzeugen wirkt sich jedoch der Widerstand des mitgebremsten Vorderrads auf den Wendekreis nachteilig aus.

Zu den Zukunftschancen des beschriebenen Systems mit je einem Brems- und einem Verteilventil bei Fremdkraftbremsanlagen können positive Prognosen aufgestellt werden. Für die im Wettbewerb stehenden Systeme „Einzelradbremsung“ und „Seitenbremsung“ bei Muskelkraftanlagen ist es aus technischen und wirtschaftlichen Gründen schwieriger, eine Aussage über die Zukunftsaussichten zu gewinnen. Allenfalls werden der Gesetzgeber und die amtlichen Prüfstellen dazu noch ein sehr gewichtiges Wort mitreden müssen.

Schrifttum

- [1] *Isselstein, R.*: Traktoren hoher Motorleistung. VDI-Nachr. Jg. 24 (1970) Nr. 15, S. 28.
- [2] *Werner, E.*: Bremsanlagen für landwirtschaftliche Schlepperzüge. ölhydraulik u. pneumatik Bd. 14 (1970) Nr. 6, S. 244/48.
- [3] *Radosavljević, G.*: Entwicklungstendenzen bei Traktor-Bremsanlagen. Collection of papers „Mechanisation in Agriculture“. Zagreb-Symposium 1970, Zagreb: Jugoslawische Gesellschaft für die Landwirtschaft 1970; S. 234/47.
- [4] *Belke, K., H. Bosselmann u. O. Liegel*: Straßenverkehrs-Zulassungs-Ordnung. 10. Aufl. Bad Godesberg: Kirschbaum Verlag 1969.
- [5] 4. Novelle zur Kraftfahrgezet-Durchführungsverordnung 1967; unveröff. Manuskript zur KDV 1967. Bundesgesetzblatt für die Republik Österreich 1967, 97. Stück.
- [6] Lenkbremseinrichtung für hydraulisch bremsbare Schlepper. Patentschriften Nr. 245397 und Nr. 266616 des österr. Patentamtes (Steyr-Daimler-Puch AG).
- [7] *Jordan, D.*: Hydraulische Bremssysteme in landwirtschaftlichen Fahrzeugen. Westinghouse-Entwicklung 1971. Sammelheft zur Bremstechnischen Tagung Hannover 1971. Hannover: WABCO GmbH 1971; S. 1/5.
- [8] *Schmidt, H.*: Heutiger Stand der Entwicklung von Bremsanlagen für Schlepper und landwirtschaftliche Maschinen. Autom.-techn. Z. (ATZ) Bd. 69 (1967) Nr. 10, S. 359/63. L 178