

## Thema Bremsanlagen an selbstfahrenden Land- und Transportmaschinen (Teil III)

Autoren Dr.-Ing. D. Bergmann, KDT, VEB Projektierung Wasserwirtschaft, Betriebsteil Dresden  
 Dr.-Ing. J. Rothe, KDT, Kombinat Fortschritt Landmaschinen, Stammbetrieb, Betriebsteil Automatisierungstechnik Leipzig  
 Dr.-Ing. H. Schulz, KDT, Ingenieurhochschule Berlin-Wartenberg

### 9. Besondere Gesichtspunkte zur Auslegung der Bremsanlage

Bei Fahrzeugen mit nur einer gebremsten Achse ergeben sich folgende Fälle der Fahrstabilität (Bild 15):

- gebremste Hinterachse  
 Bremskräfte und Trägheitskraft stehen im stabilen Gleichgewicht. Kursabweichungen infolge von Seitenkräften an den blockierenden Hinterrädern können von geübten Fahrern durch entsprechende Lenkkorrekturen ausgeglichen werden, da an der gelenkten Vorderachse Seitenkräfte voll übertragen werden. Der Fahrzustand ist stabil.
- gebremste Vorderachse  
 Bremskräfte und Trägheitskraft stehen im labilen Gleichgewicht. Seitenkräfte an den ungebremsten Hinterrädern haben jedoch eine stabilisierende Wirkung. Äußere Störungen können ein seitliches Gleiten der Vorderräder bei deren Blockieren hervorrufen. Das Fahrzeug folgt dieser Richtung. Lenkkorrekturen sind aber möglich, da die i. allg. gelenkte ungebremste Hinterachse Seitenkräfte aufnehmen kann. Dieser Fahrzustand ist daher auch stabil.

Ein Verlust der Fahrstabilität ist wesentlich kritischer als ein (innerhalb der Vorschriften) längerer Bremsweg. Insofern muß das Blockieren gebremster Räder zumindest auf griffiger Fahrbahn sicher vermieden werden. In PKW und z. T. auch in GWK werden zu diesem Zweck aufwendige Regeleinrichtungen eingesetzt. In landwirtschaftlichen Fahrzeugen werden wegen der geringen Fahrgeschwindigkeiten und wegen des geforderten Bauaufwands derartige Regeleinrichtungen in naher Zukunft kaum Eingang finden. Hier sind zunächst noch die Reserven auszuschöpfen, die in einer optimierten Auslegung und Ausführung der Bremsanlage bestehen. Ein erster Schritt ist die Orientierung auf eine geringe Verlustzeit, wodurch mit niedrigen Vollverzögerungen die gesetzlichen Forderungen erfüllt werden können. Ferner müßten in zunehmendem Maß die Belange des Bremsens bei der Lage des Fahrzeugschwerpunkts berücksichtigt werden. In bestimmten Fällen müßte sich die Lage des Fahrzeugschwerpunkts nach der Bremsanlage richten, um eine ausreichende Fahrstabilität zu sichern.

In Abhängigkeit von der Vollverzögerung ergeben sich Grenzen für die Schwerpunktlage einachsgebremster Fahrzeuge, an denen die erforderliche Bremskraft noch ohne Blockieren der gebremsten Räder auf eine normal griffige Fahrbahn übertragen werden kann [6]. Diese „Blockiergrenzen“ für die Lage des Schwerpunkts stellen sich im sog. Schwerpunktdiagramm z. B. bei gebremster Vorderachse als folgende Geradengleichung dar (Bild: 16) [13]:

$$\frac{h_s}{l_R} = \frac{1}{\mu_k} - \frac{g}{b_v} \cdot \frac{l_R - l_s}{l_R} \quad (16)$$

Der Fahrzeugschwerpunkt muß auf der der Bremsachse zugewandten Seite der Grenzgeraden liegen, wenn bei einer der Grenzgeraden zugeordneten Vollverzögerung das Blockieren der gebremsten Räder vermieden werden soll. Das gilt analog auch für die gebremste Hinterachse.

#### 9.1. Fahrzeuge mit gebremster Vorderachse

Bei den Fahrzeugen mit gebremster Vorderachse bestehen bezüglich des Heranrückens des Fahrzeugschwerpunkts an die Vorderachse Grenzen, an denen je nach Vollverzögerung die dynamische Achskraftverlagerung zur völligen Entlastung der Hinterachse führt. Das Fahrzeug kippt nach vorn.

Da beim Erreichen der Vollverzögerung das Fahrzeug seine Spurhaltung nach der StVZO nicht verlieren darf (Fahrstabilität), darf dieser Zustand nicht annähernd erreicht werden. Zum Gewährleisten der

Bild 15  
 Bremsstabilität bei Fahrzeugen mit einer gebremsten Achse in Geradeausfahrt

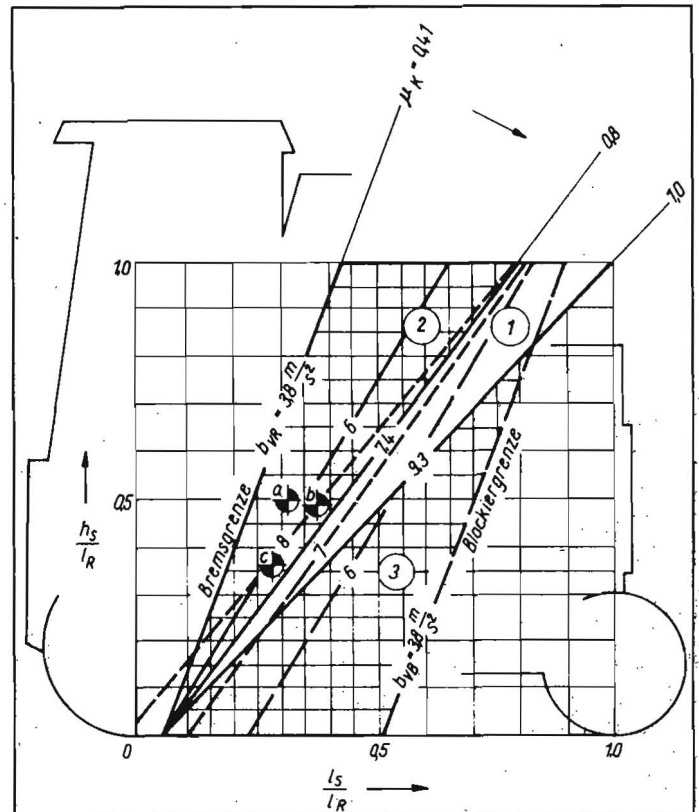
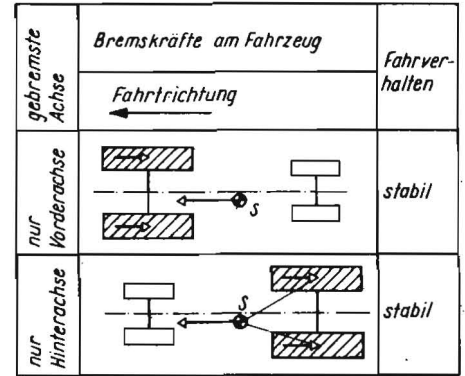


Bild 16. Zulässiger Bereich für die Schwerpunktlage von landwirtschaftlichen Fahrzeugen mit gebremster Vorderachse (Schwerpunktdiagramm);  
 - - - Blockiergrenze, — Bremsgrenze  
 Schwerpunktlage von selbstfahrenden Landmaschinen: a Mähdröschler E512, b Feldhäcksler mit Schwadaufnehmer E294, c Schwadmäher E301

Fahrstabilität müssen auch bei einer Vollbremsung die in diesem Fall gelenkten Hinterräder noch Seitenkräfte übertragen können. Das bedeutet, daß noch eine ausreichende Normalkraft (vertikale Achskraft) für den Kraftschluß zur Fahrbahn vorhanden sein muß. Nach [2] wird eine diesbezügliche dynamische Lenkachselbelastung von 5% des Fahrzeuggewichts als ausreichend eingeschätzt. Zu ihrer Gewährleistung darf die von [2] definierte zugehörige sog. „Bremsgrenze“ der Schwerpunktgeometrie nicht überschritten werden, um zumindest auf griffiger Fahrbahn auch bei Gefahrenbremsung ein Ausbrechen des Fahrzeugs zu verhindern. Die entsprechende Geradengleichung (s. Bild 16) ergibt sich nach [2] zu:

$$\frac{h_s}{l_R} = \frac{g}{b_v} \left( 0,95 - \frac{l_R - l_s}{l_R} \right) \quad (17)$$

Für das blockierfreie Abbremsen eines vorderachsgebremsten Fahrzeugs bei gleichzeitiger Gewährleistung der Fahrstabilität muß der Fahrzeugschwerpunkt in Abhängigkeit von der Vollverzögerung zwischen den zugehörigen Grenzgeraden (Blockiergrenze und Bremsgrenze) liegen.

Der Bereich für eine zulässige Lage des Fahrzeugschwerpunkts zwischen Blockier- und Bremsgrenze in Abhängigkeit von den an den Bremsgrenzen erforderlichen Kraftschlußbeiwerten  $\mu_k$  wird nach [2] in 2 Sektoren eingeteilt (Bild 16). Liegt der Schwerpunkt im Sektor 1, dann wird die Bremsgrenze vor der Blockiergrenze erreicht. Daher ist eine sorgfältige Ermittlung der Bremsgrenze erforderlich. Analytisch ergibt sich die Vollverzögerung an der Bremsgrenze zu [2]:

$$b_v = \frac{0,95 - \frac{l_R - l_s}{l_R}}{\frac{h_s}{l_R}} \cdot g \quad (18)$$

Betätigungsseitig sollte höchstens die gleiche, besser jedoch eine geringere Vollverzögerung vorgesehen werden. In der Praxis ist auch oft der maximale Radzylinderdruck durch Einbau eines Druckbegrenzers festgelegt. Diese Verfahrensweise kann jedoch nur dort angewendet werden, wo die sich aus der verminderten Vollverzögerung erforderliche geringe Verlustzeit eingehalten werden kann [ $b_v = f(t_v)$ ].

Liegt der Schwerpunkt im Sektor 2, dann wird die Blockiergrenze i. allg. vor der Bremsgrenze erreicht. Bei  $b_v = 7,4 \text{ m/s}^2$  fallen Brems- und Blockiergrenze zusammen. Lediglich für überdurchschnittlich gute Fahrbahnverhältnisse ( $\mu_k > 0,8$ ) kann die Bremsgrenze bei Vollverzögerung über  $7,4 \text{ m/s}^2$  vor der Blockiergrenze erreicht werden. Hier kann durch die diesbezügliche Dimensionierung der Bremsanlage ein Erreichen solch hoher und nicht erforderlicher Vollverzögerung vermieden werden.

Liegt der Schwerpunkt im Sektor 3, dann wird die Blockiergrenze stets vor der Bremsgrenze erreicht. Das bedeutet, daß die Lage des Fahrzeugschwerpunkts stets eine ausreichende Hinterachslast sichert. Der Einsatz von Druckbegrenzern oder eine Beschränkung der erreichbaren Vollverzögerung durch entsprechende Wahl der Kraftübersetzung sind nicht erforderlich.

Im Bild 16 sind die Schwerpunkte einiger selbstfahrender Landmaschinen mit gebremster Vorderachse eingetragen. Die Lage der Schwerpunkte dieser Maschinen im Sektor 1 weist darauf hin, daß die Bremsgrenze vor der Blockiergrenze erreicht wird, die Hinterräder beim Bremsen also auf weniger als 5% des Fahrzeuggewichts entlastet werden.

In Berichten über die praktische Erprobung [10, 11] wurde bei Gefahrenbremsung „schlechtes fahrdynamisches Verhalten“ (Abheben der Lenkräder) festgestellt. Damit stimmen die theoretischen Ermittlungen [2] mit den praktischen Ergebnissen überein. Aus der Schwerpunktgeometrie dieser Maschinen ergibt sich zur Sicherung der Fahrstabilität beim Bremsen die Notwendigkeit eines Druckbegrenzers, der dann auch praktisch verwirklicht wurde.

### 9.2. Fahrzeuge mit gebremster Hinterachse

Bei landwirtschaftlichen Fahrzeugen mit gebremster Hinterachse wirkt nur die Blockiergrenze einschränkend auf die Schwerpunktlage. Hier muß die Lage des Fahrzeugschwerpunkts einen ausreichenden Kraftschluß an den gebremsten Hinterrädern, zumindest bei Erreichen der erforderlichen Mindest-Vollverzögerung, gewährleisten, besser auch bei erreichbaren höheren Werten der Vollverzögerung. Das bedeutet, daß die Gewährleistung des geforderten Bremsvermögens eine Grenze für die Lage des Fahrzeugschwerpunkts („Blockiergrenze“) voraussetzt, die dieser nicht in Richtung der ungebremsten Vorderachse überschreiten darf. Die Projektierung der Betriebsbremsanlage beginnt demzufolge mit dem Fahrzeuggesamtpro-

jekt und mit der Kalkulation des erreichbaren Fahrzeugschwerpunkts.

## 10. Abbremsen von landwirtschaftlichen Fahrzeugen mit hydrostatischem Fahrtrieb

Durch die für hydrostatische Fahrtriebe typische Ausführung mit geschlossenem Kreislauf ist das Erzeugen einer Bremswirkung einfach zu realisieren. Die Betätigung erfolgt durch Zurückschwenken des Fahrhebels. Betätigungskraft und -weg spielen hier keine Rolle, da die Betätigung lediglich einen Steuervorgang darstellt. Für den Bremsvorgang mit Hilfe des hydrostatischen Fahrtriebs sind lediglich die Parameter Vollverzögerung und Verlustzeit, die von der Verstellgeschwindigkeit abhängt, kennzeichnend.

Hydrostatische Fahrtriebe der Bauformen Achsantrieb oder Radantrieb mit Konstantmotor und Schaltgetriebe sind als Betriebsbremsanlage unabhängig von der möglichen Bremswirkung prinzipiell unzulässig, da mit dem Schaltgetriebe bei Leerlaufstellung eine Trennstelle zwischen Bremse und Rad existiert. Die Betriebsbremsanlage ist für solche Fahrzeuge im Sinne der StVZO in herkömmlicher Bauform auszuführen.

Gegen den Einsatz von hydrostatischen Fahrtrieben der Bauform Radantrieb mit Verstellmotoren, auch Achsantriebe mit Verstellmotoren, als Betriebsbremsanlagen bestehen aus funktionellen Gründen keine Bedenken, wenn die Verbindung zwischen Hydromotor und Rad untrennbar mit konstanter Übersetzung und in entsprechender Festigkeit (Sicherheit gegen Bruch bei Vollbremsung) ausgeführt wird.

Beim Bremsen mit hydrostatischen Fahrtrieben ist der Verstellgeschwindigkeit der Hydroaggregate besondere Beachtung zu widmen [12]. Neben ergonomischen Gründen sind Überlastsituationen im hydrostatischen Kreislauf (Überdruck infolge Schwungmoment des Fahrzeugs) und im Dieselmotor, der in selbstfahrenden Landmaschinen i. allg. mit konstanter Nennzahl betrieben wird (Überdrehen beim Bremsvorgang), zu berücksichtigen.

Bei einer Notbremsung besteht die Gefahr, daß der Fahrhebel über die Nullstellung in die Rückwärtsfahrstellung gerissen wird. Eine entsprechende Sicherung ist erforderlich, ohne jedoch die Vorteile der einfachen Reversierbarkeit zu annullieren [12]. Bei der Auslegung eines hydrostatischen Fahrtriebs als Betriebsbremsanlage ist dem Erreichen der erforderlichen Vollverzögerung in Abhängigkeit von der Verlustzeit (Bild 14) Rechnung zu tragen [13].

Besonderes Augenmerk verlangt die Betätigung der Bremsen bei Fahrzeugen mit hydrostatischem Fahrtrieb. Während im Feldeinsatz die Fahrtverzögerung gleichermaßen wie die Fahrtbeschleunigung mit Hilfe eines Handhebels realisiert werden kann und so eine Bedienerleichterung erreicht wird, ist aus Sicherheitsgründen (Gewohnheit) die Bremsbetätigung auch parallel auf das in jedem Straßenfahrzeug übliche Bremspedal zu legen. So kann der Fahrer vor allem im Straßenverkehr wie gewohnt mit dem Fuß bremsen. Bei Fahrzeugen, bei denen die Bauform des hydrostatischen Fahrtriebs eine herkömmliche Betriebsbremsanlage erfordert, ist vor allem darauf zu achten, daß beim Bremsvorgang beide Systeme nicht gegeneinander arbeiten [13].

## 11. Zusammenfassung

Der Beschreibung spezieller Probleme beim Bremsen von landwirtschaftlichen Fahrzeugen (Traktoren und selbstfahrende Landmaschinen) wird ein kurzer allgemeiner Überblick über die Aufgaben der Bremsen, das Prinzip des Bremsens, die Bremseneinteilung und über den Grundaufbau von Bremsanlagen, den Bremsvorgang sowie die Kräfte und Übersetzungen an Bremsen vorangestellt.

Die Besonderheit, daß an landwirtschaftlichen Fahrzeugen meist nur eine Achse gebremst wird, führt zu besonderen Kriterien bei der Auslegung, Bemessung, Bewertung und Nutzung der Bremsanlagen.

Im Mittelpunkt steht die kritische Analyse und Bewertung der derzeit gültigen Vorschriften und Empfehlungen zum Bremsvermögen von landwirtschaftlichen Fahrzeugen, wie sie von Bergmann [2] erarbeitet wurden. Die besonderen Vorschriften ermöglichen i. allg. nur den Einsatz von hydraulisch betätigten Betriebsbremsanlagen ohne Hilfskraftunterstützung.

Die bei landwirtschaftlichen Fahrzeugen vorrangigen Fragen der Fahrstabilität bedingen vor allem bei den an der Vorderachse gebremsten Fahrzeugen einen Nachweis der nach der StVZO vorgeschriebenen Bremswerte bei möglichst geringer Vollverzögerung und damit geringen Verlustzeiten. Die Lage des Fahrzeugschwerpunkts und diesbezügliche Gesichtspunkte bei der Festlegung des Gesamtkonzepts eines Fahrzeugs stehen bei einer gebremsten Achse in enger Wechselwirkung zur Auslegung der Bremsanlage. Das

Schwerpunktdiagramm stellt ein übersichtliches Hilfsmittel zum Lösen dieser Problematik dar.

Hydrostatische Fahrtriebe sind prinzipiell nur dann als Betriebsbremsanlage zulässig, wenn sich zwischen Hydromotor und Rad keine Trennstelle befindet, die dazwischen liegenden Baugruppen den Festigkeitsansprüchen genügen und die den geforderten Bremswerten entsprechende Bremskraft an der gebremsten Achse erzeugt werden kann. Besonderes Augenmerk ist auf eine gewohnheitsmäßige Betätigung zu richten.

### Literatur

[1] Kolosse, Kolonnen – Konflikte? Interview mit Minister H. Simon. Dt. Straßenverkehr, Berlin (1987) 7, S. 4–5.  
 [2] Bergmann, D.: Betriebsbremsanlagen konventioneller selbstfahrender Landmaschinen. TU Dresden, Dissertation 1978.  
 [3] Jante, A.: Zur Theorie des Kraftwagens. Berlin: Akademie-Verlag 1974.  
 [4] TGL 39-852/06 Meßvorschriften für Kraftfahrzeuge, Bremsvermögen. Ausg. Okt. 1971.

[5] RGW-Empfehlung zur Standardisierung RS 2949-71. Allgemeine Forderungen der Sicherheitstechnik und Arbeitshygiene an die Konstruktion.  
 [6] Rothe, J.: Fahrmechanische Grundauslegung der selbstfahrenden Landmaschine. TU Dresden, Dissertation 1978.  
 [7] RGW-Forderungen an die Konstruktion von Traktoren, Land- und Forstmaschinen bezüglich der Sicherheitstechnik und Arbeitshygiene. Anlage 4 zum Protokoll der 24. Beratung 1968.  
 [8] UNO-Wirtschafts- und Sozialrat, Wirtschaftskommission für europäische einheitliche Vorschriften für die Zulassung des Bremssystems an landwirtschaftlichen Fahrzeugen. W/TRANS/WP 29/548 vom 29. Nov. 1973.  
 [9] UNO-Wirtschafts- und Sozialrat, Wirtschaftskommission für europäische einheitliche Vorschriften für die Zulassung von Ackerschleppern, selbstfahrenden Landmaschinen und Motorgrubbern im Straßenverkehr. W/TRANS/SC 1/238/Rev. 4/Add. 2 vom 20. Nov. 1969.  
 [10] Schwadmäher E301. Abschlußbericht der gemeinsamen Werkerprobung – Prüfung. Zentrale Prüfstelle für Landtechnik Potsdam-Bornim/Kombinat Fortschritt Landmaschinen Neustadt in Sachsen, 1970.  
 [11] Feldhäcksler E280. Abschlußbericht der gemeinsamen Werkerprobung – Prüfung. Zentrale Prüfstelle für Landtechnik Potsdam-Bornim/Kombinat Fortschritt Landmaschinen Neustadt in Sachsen, 1970.  
 [12] Ochsmann, G.: Bremsen mit hydrostatischem Fahrtrieb. Kraftfahrzeugtechnik, Berlin (1978) 7, S. 207.  
 [13] Rothe, J.: Betriebsbremsanlagen für selbstfahrende Kartoffelerntemaschinen mit hydrostatischem Fahrtrieb. Institut für Landmaschinentechnik Leipzig, Bericht 1978. A 5077

## Der hydrostatische Fahrtrieb als Betriebsbremse

Dr. sc. techn. H. Brunner, Technische Universität Dresden, Sektion Kraftfahrzeug-, Land- und Fördertechnik

### Verwendete Formelzeichen

$F_{Br}$	Bremskraft an den Rädern
$g$	Erdbeschleunigung
$i$	mechanische Übersetzung zwischen Rad und Hydromotor
$m$	Maschinenmasse
$M_d$	antreibendes Moment des Dieselmotors
$M_{DM}$	Bremsmoment des Dieselmotors
$M_{HM}$	Moment am Hydromotor
$M_{HP}$	Moment an der Hydropumpe
$M_{Rad}$	Bremsmoment am Rad
$n$	Drehzahl
$\Delta p$	Druckdifferenz im Fahrtrieb
$p_s$	Ansprechdruck des Kreislauf-Druckbegrenzungsventils
$p_{Br}$	Bremsdruck
$P_{DM}$	Bremsleistung des Dieselmotors
$p_H$	Druck in der Hochdruckleitung
$P_{HM}$	Bremsleistung des Hydromotors
$p_N$	Druck in der Niederdruckleitung
$p_{Sp}$	Speisedruck
$P_V$	am Kreislauf-Druckbegrenzungsventil umgesetzte Leistung
$r_{dyn}$	dynamischer Rollradius
$t$	Zeit
$t_V$	Verstellzeit an der Hydropumpe
$V_M$	Volumen des Hydromotors
$V_P$	Volumen der Hydropumpe
$\dot{V}_{HM}$	Volumenstrom des Hydromotors
$\dot{V}_L$	Leckölstrom
$\dot{V}_V$	Ventilstrom
$W_R$	Rollwiderstand
$\alpha$	Fahrbahneigung
$\omega_{DM}$	Winkelgeschwindigkeit des Dieselmotors
$\omega_{HM}$	Winkelgeschwindigkeit des Hydromotors

gänge im Antriebsstrang zwischen Dieselmotor und Rad beim hydrostatischen Bremsen. Die nachfolgenden Ausführungen sollen zur Klärung der Zusammenhänge beitragen [1]. In [2, 3] wurden die Vorgänge im hydrostatischen Teil des Fahrtriebs bereits detailliert beschrieben.

Das Schema des gesamten Antriebs mit den für die Betrachtung notwendigen Größen ist im Bild 1 dargestellt. Eine Analyse zeigt, daß mehrere Fälle des hydrostatischen Bremsens unterschieden werden können.

### Mögliche Fälle des hydrostatischen Bremsens

#### Fall 1: Befahren eines Gefälles

Dieser Fall ist wie folgt charakterisiert: Das Fahrzeug fährt am Gefälle (Bild 2a), der Fahrhebel ist auf das Pumpenvolumen  $V_{p1} < V_{pmax}$  eingestellt und wird nicht verstellt (Bild 2b).

Der Dieselmotor ist mit einem Verstellregler ausgerüstet und wird auf der Abregelkennlinie betrieben (Bild 2c).

Eine Bremswirkung tritt ein, wenn gilt:

$$m g \sin \alpha > W_R.$$

Die Bremskraft an den Rädern beträgt dann:

$$F_{Br} = m g \sin \alpha - W_R.$$

Das Bremsmoment an den Rädern errechnet sich aus:

$$M_{Rad} = F_{Br} r_{dyn}.$$

Das am Hydromotor wirkende Bremsmoment ist dann

$$M_{HM} = \frac{F_{Br} r_{dyn} = V_{HM} \Delta p}{i \cdot 2\pi} = \frac{(m g \sin \alpha - W_R) r_{dyn}}{i}$$

$$\Delta p = p_N - p_H.$$

Die Druckdifferenz, die sich durch die Bremswirkung im Fahrtrieb einstellt, ergibt sich dann zu:

$$\Delta p = \frac{(m g \sin \alpha - W_R) r_{dyn} \cdot 2\pi}{i V_{HM}}$$

Diese Druckdifferenz erzeugt an der Hydropumpe ein Moment  $M_{HP}$ , das sich am Dieselmotor abstützt:

$$M_{HP} = \frac{\Delta p V_{p1}}{2\pi} = M_{DM} = M_{HM} \frac{V_{p1}}{V_{HM}}$$

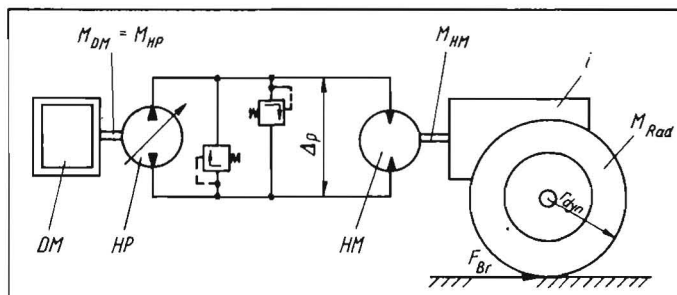


Bild 1  
 Schema des gesamten Antriebs;  
 DM Dieselmotor,  
 HP Hydropumpe,  
 HM Hydromotor

### Einleitung

Bei Fahrzeugen mit hydrostatischem Fahrtrieb wird häufig die Bremswirkung des hydrostatischen Fahrtriebs als Betriebsbremse genutzt. Die sonst übliche Reibungsbremse kann somit als Betriebsbremse entfallen. Diese Tatsache stößt in vielen Fällen noch auf Unverständnis und Mißtrauen. Ursache hierfür sind Unklarheiten über die Vor-