

DIE BEWERTUNG DER BREMSARBEITSSYSTEME DURCH MATHEMATISCHE MODELLIERUNG DES BREMSVORGANGES FÜR REISEZÜGE

D. JAENICHEN

Hochschule für Verkehrswesen »Friedrich List« Dresden
Sektion Fahrzeugtechnik

Eingegangen am 15 April 1986

Abstrakt

Die Bremsversuche zur Bestimmung des »Bremsgewichtes« nicht ersetzende mathematische Modell für die treffsichere Auslegung der Fahrzeugbremsen. Das aus 4 Punktmassen bestehende mechanische Modell, eine Punktmasse entspricht dem Triebfahrzeug mit elektrodynamischer und Klotzbremse, die anderen den Reisezugwagen, die entweder mit Klotzbremse und ev. Magnetschienenbremse oder mit Scheibenbremsen und ev. Magnetschienenbremsen ausgerüstet sind, Bremsvorgänge und der Einfluß der Abschaltgeschwindigkeit auf den Bremsweg. Ausblick auf das Anwendungsgebiet des gewählten Modells.

1. Zielstellung

Für den Einsatz von Schienenfahrzeugen im Eisenbahnbetrieb sind ausgereifte Bremsenkonstruktionen erforderlich. Ihre Leistungsfähigkeit wird durch den Begriff »Bremsgewicht« ausgedrückt. Dazu sind Abhänge- und Auslaufversuche erforderlich, die mit einem erheblichen Kosten- und Zeitaufwand verbunden sind. Durch eine rechnerische Simulation des dynamischen Bremsvorganges kann die Zahl der notwendigen Versuche bereits im Entwicklungsstadium eingeschränkt werden. Dafür benötigt man ein mathematisches Modell, daß den praktischen Erfordernissen hinreichend Rechnung trägt. Sinnvoll ist ein Rechenmodell, das relativ einfach im Aufbau und damit leicht überschaubar ist. Die notwendigen Idealisierungen dürfen die Aussagefähigkeit des Modells jedoch nicht wesentlich einschränken.

Wie das Rechenmodell im einzelnen aufzubauen ist, hängt vor allem von der Zielstellung ab. Hier geht es um die exakte Modellierung der Bremsarbeitssysteme. Dadurch kann eine Wertung von Einflußgrößen der Konstruktion der Bremsarbeitssysteme vorgenommen werden. Für die verschiedensten Einsatzfälle der Bremse soll in der Projektierungsphase eine Optimierung des auszuwählenden Bremsarbeitssystems beziehungsweise der Kombination mehrerer Arbeitssysteme erfolgen, um so weit wie möglich die Versuche einzuschränken. Auch soll das Modell Auskunft über die Bremsleistung und Bremsarbeit geben, da die Leistungsfähigkeit der Klotz- und Scheibenbremse durch die thermische Belastbarkeit der Reibpaarung begrenzt ist. Weiter ist das Bremsverhalten von Reisezügen mit unterschiedlichen Bremsarbeitssystemen zu bewerten. Die Längsdynamik des Zugverbandes wird in dem

Modell nicht nachgebildet. Es wird davon ausgegangen, daß der Reisezug straff gekuppelt ist.

Das vorliegende Modell soll zur treffsicheren Auslegung der Fahrzeugbremsen beitragen. Es kann die Bremsversuche zur Bestimmung des »Bremsgewichtes« nicht ersetzen, aber auf ein Minimum reduzieren.

2. Modellstruktur

Das mechanische Modell besteht aus 4 Punktmassen, die starr miteinander verbunden sind. Dadurch ergibt sich ein einfaches übersichtliches Modell. Die Punktmassen haben folgende Bedeutung:

- Punktmasse 1: Triebfahrzeug mit elektrodynamischer und Klotzbremse und den Bremsstellungen P , P_2 und R
- Punktmasse 2: Reisezugwagen mit Klotzbremse und den Bremsstellungen P und R
- Punktmasse 3: Reisezugwagen mit Klotzbremse und den Bremsstellungen P und R und falls am Fahrzeug vorhanden mit Magnetschienenbremse
- Punktmasse 4: Reisezugwagen mit Scheibenbremse und den Bremsstellungen P und R und falls am Fahrzeug vorhanden mit Magnetschienenbremse

Die Anzahl der Fahrzeuge in den Punktmassen 2 bis 4 ist beliebig. Es können damit nicht nur homogene, sondern auch heterogen zusammengesetzte Reisezüge im Bremsverhalten untersucht werden. Ferner besteht die Möglichkeit, daß Reisezüge mit ausgeschalteter Triebfahrzeugbremse und Einzelfahrzeuge bremstechnisch nachgebildet werden können.

3. Mathematisches Modell

Das mathematische Modell basiert auf technisch-physikalischer und experimenteller Grundlage. Die Bremsarbeitssysteme werden durch entsprechende mathematische Beziehungen nachgebildet. Das dynamische Verhalten der Druckluftbremse wird dahingehend berücksichtigt, daß die einzugebenen Totzeiten und Bremszylinderdruckverläufe für die Klotz- und Scheibenbremse durch Auswertung von Meßschrieben gewonnen wurden.

Es werden nun die Berechnungsgleichungen für die Bremskräfte der verschiedenen Arbeitssysteme genannt. Für die Klotzbremse gilt:

$$F_{BrK} = \mu_K \cdot \Sigma F_K \quad (1)$$

Da die Aufgabe steht, einzelne Faktoren der Bremsenkonstruktion auf ihre Bremswirkung näher zu untersuchen, wird als Eingangsgröße nicht die Klotzkraft aus der Bremsleistungsberechnung verwendet, sondern es sind in das Modell die einzelnen Faktoren einzugeben, die zur Berechnung der Klotzkraft führen.

$$\Sigma F_K = n_{Zyl} [(\alpha \cdot p_{Zylmax} \cdot A_K - F_F) \cdot \ddot{u} \cdot \eta - F_{Gest.} \cdot \ddot{u}_a] \cdot (1 - e^{-ct}) \quad (2)$$

Dabei bedeuten:

- n_{Zyl} — Anzahl der Bremszylinder
 α — Druckverhältnis im Bremszylinder zwischen Nieder- und Hochabbremung in den Bremsstellungen P und R
 p_{Zylmax} — maximaler Bremszylinderdruck
 A_K — Kolbenfläche des Bremszylinders
 F_F — Gegenkräfte im Bremszylinder
 \ddot{u} — Gesamtübersetzung des Bremsgestänges
 η — Bremsgestängewirkungsgrad
 $F_{Gest.}$ — Gegenkraft des Bremsgestängestellers
 \ddot{u}_a — Übersetzung des Bremsgestänges nach dem Gestängesteller

Der Druckaufbau im Bremszylinder wird durch eine Experimentalfunktion nachgebildet. Der Faktor c ist eine Funktion der Bremszylinderfüllzeit t_F

$$c = 3/t_F \quad (3)$$

Die Bremszylinderfüllzeit ist die Zeit vom Beginn des Druckanstiegs im Bremszylinder bis 95% des maximalen Bremszylinderdruckes. Bei Schnellbremsung kann dieser für alle Wagen des Zugverbandes mit dem gleichen Betrag angenommen werden. Ist der Schnellbremsbeschleuniger nicht in Funktion, so verlängert sich die Bremszylinderfüllzeit.

Der Reibwert der Reibpaarung Klotz/Rad unterliegt vielfältigen Einflüssen. Diese im Einzelnen in einer Gleichung zu erfassen, ist schwer möglich. Die Reibwertgleichung der BDZ für Doppelklotzbremssohlen und P 14-Sohlen

$$\mu_K = 0,35 \cdot \frac{F_K + 240}{6F_K + 100} \cdot \frac{V + 100}{5V + 100} \quad (4)$$

berücksichtigt den Einfluß der Klotzkraft und der momentanen Geschwindigkeit. Diese Gleichung wird noch mit einem weiteren Faktor a versehen, der den Einfluß der Bremsausgangsgeschwindigkeit bei gleichzeitiger Beachtung der abzubremsenden Fahrzeugmasse berücksichtigt.

$$\mu_K = 0,35 \cdot \frac{F_K + 240}{6F_K + 100} \cdot \frac{V + 100}{5V + 100} \cdot a \quad (5)$$

Für das Arbeitssystem Scheibenbremse gilt folgende Berechnungsgleichung zur Ermittlung der Bremskräfte:

$$F_{Brs} = \mu_B \cdot \Sigma F_B \cdot \frac{r_B}{r} \quad (6)$$

Durch das Radienverhältnis r_B/r (r_B — Bremsradius, r — Radradius) wird die Bremskraft auf den Radumfang bezogen. Auch für die Scheibenbremse werden die einzelnen Faktoren zur Berechnung der Belaganpreßkräfte gesondert eingegeben.

$$\Sigma F_B = n_{Zyl} (\alpha \cdot P_{Zylmax} \cdot A_K - F_F) \cdot \ddot{u} \cdot \eta (1 - e^{-ct}) \quad (7)$$

Für die Bremsstellung R ist $\alpha = 1$ und bei einem Bremszylinderdruckverhältnis 300/380 kPa für die Bremsstellung P ist $\alpha = 0,789$. Die Anzahl der Bremszylinder je Reisezugwagen ist entweder $n_{Zyl} = 4$ oder 8. Im letzteren Fall ist jeder Bremscheibe ein Bremszylinder zugeordnet.

Der Reibwert μ_B der Reibpaarung Belag/Bremsring ist wie bei der Klotzbremse von einer Anzahl Einflußfaktoren abhängig. Für die mathematische Modellierung wird die Reibwertgleichung

$$\mu = b \cdot \frac{V + 39,5}{V + 33} \quad (8)$$

verwendet, wobei der Faktor b den Einfluß der Bremsstellung R beziehungsweise P und die Belagtype berücksichtigt. Der zweite Faktor beinhaltet den Einfluß der Momentangeschwindigkeit auf den Reibwert. Der Einfluß der Bremsausgangsgeschwindigkeit ist bis 160 km/h verhältnismäßig klein und bleibt in der Gleichung 8 unberücksichtigt.

Die Bremskraft der Magnetschienenbremse ist

$$F'_{BrMg} = \mu_{Mg} \cdot \Sigma F_{Mg} (1 - e^{-ct}) \quad (9)$$

Die magnetische Anpreßkraft F_{Mg} wird vom Hersteller der Magnete angegeben. Einflußfaktoren auf F_{Mg} sind die magnetische Induktion, die magnetische Feldkonstante und die Polendfläche des Magneten. Zu beachten ist, daß die im Versuch gemessene Anpreßkraft kleiner als die berechnete sein kann, auf deren Ursachen hier nicht weiter eingegangen wird. Der Reibwert μ_{Mg} ist vom Werkstoff des Magneten (Weicheisen oder Späroguß) abhängig. Es besteht eine ähnliche Abhängigkeit der Reibwerthöhe und des -verlaufs wie bei der Klotzbremse mit Graugußbremssohlen. Die Magnetschienenbremse wirkt nur als Notbremse in Kombination mit der Klotz- und/oder Scheibenbremse.

Die Gesamtbremskraft für die drei genannten Arbeitssysteme für eine Bremskombination ist

$$\Sigma F_{BrG} = F_{BrK} + F_{BrS} + F_{BrMg} \quad (10)$$

Auf Triebfahrzeugen wirkt in der Regel die Kombination elektrodynamische und Klotzbremse, wobei die letztere eine Ergänzungsbremse ist. Das Zusammenspiel beider Arbeitssysteme ist von der jeweiligen elektronischen Bremssteuerung des Triebfahrzeuges abhängig.

Es gelten für die elektrodynamische Bremse zwei Berechnungsgleichungen, die im oberen Geschwindigkeitsbereich durch den maximalen Ankerstrom und im unteren Geschwindigkeitsbereich durch den Grenzwert des Erregerstromes festgelegt ist.

$$F_{BrE} = \frac{P_B}{V} (1 - e^{-ct}) \quad V_{UL} \leq V \leq V_{max} \quad (11)$$

$$F_{BrE} = a \cdot V(1 - e^{-ct}) \quad 0 \leq V \leq V_{UL} \quad (12)$$

In Gleichung 11 wird eine konstante Bremsleistung P_B vorausgesetzt. Die Umschaltgeschwindigkeit V_{UL} ist eine konstruktive Größe und liegt bei etwa $0,5 V_{max}$. Der Faktor a ist der Anstieg der Geradengleichung.

Die Sollbremskraft F_{BrSoll} wird durch Betätigung des Führerbremsventils über den eingesteuerten Vorsteuerdruck des Steuerventils der elektronischen Bremssteuerung vorgegeben. Zur Erzielung dieser wird zuerst die Leistungsfähigkeit der elektrodynamischen Bremse ausgenutzt. Reicht diese nicht aus, was durch Vergleich der Sollbremskraft zur effektiven Bremskraft festgestellt wird, so wird die Differenzbremskraft $\Delta F'_{BrK}$ durch die Ansteuerung der Klotzbremse in Abhängigkeit von den Bremsstellungen G, P, P_2, R erzeugt.

$$\Delta F'_{BrK} = F_{BrSoll} - F_{BrE} \quad (13)$$

Diese Differenzbremskraft wird nach Gleichung 1 berechnet. Bevor es aber zum Aufbau der Bremskraft des jeweiligen Arbeitssystems kommt, vergeht nach Einleitung des Bremsvorganges durch das Führerbremsventil eine Durchschlagszeit und eine Totzeit.

Als Durchschlagszeit des Druckimpulses t_D für die Druckluftbremse wird die Zeit festgelegt, die von der Einleitung der Bremsung bis zum Druckabfall in der Hauptluftleitung bei der jeweiligen Punktmasse vergeht.

$$t_D = n_W \cdot l_W / V_D \quad (14)$$

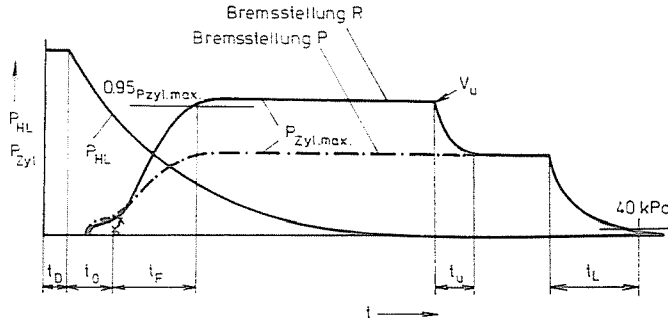


Abb. 1. Schema der Zeitsteuerung des Bremszylinderdruckes für die Klotzbremse

Es bedeuten:

n_W — Anzahl der Wagen bis zur entsprechenden Punktmasse

l_W — Wagenlänge

V_D — Durchschlaggeschwindigkeit des Druckimpulses.

In Abb. 1 sind die zeitlichen Abhängigkeiten des Bremsvorganges beispielsweise für die Klotzbremse dargestellt. Die Zahlenwerte entnimmt man entsprechenden Meßschrieben durchgeführter Versuchsfahrten.

Bei bekannter Bremskraft der Arbeitssysteme wird die momentane Bremsleistung

$$P_{Br} = F_{Br} \cdot V \quad (15)$$

und die Bremsarbeit

$$A_{Br} = \int P_{Br} \cdot dt \quad (16)$$

für jede Punktmasse und damit für die zu untersuchenden Fahrzeugtypen berechnet.

Die Verzögerung des Reisezuges \dot{v} setzt sich aus der Bremsverzögerung \dot{v}_{Br} und der Fahrzeugwiderstandsverzögerung \dot{v}_W zusammen.

$$\dot{v} = \dot{v}_{Br} + \dot{v}_W \quad (17)$$

Besteht der Zugverband aus den 4 Punktmassen, zum Beispiel aus einem Triebfahrzeug (Punktmasse m_{L1}) mit elektrodynamischer und Klotzbremse, aus i -Wagen (Punktmasse m_{W2}) mit Klotzbremse, j -Wagen (Punktmasse m_{W3}) mit Klotz- und Magnetschienenbremse und k -Wagen (Punktmasse m_{W4}) mit Scheibenbremse, so lautet die Verzögerungsgleichung

$$\dot{v} = \frac{(F_{BrE} + \Delta F_{BrK}) + n_i F_{BrK} + n_j (F_{BrK} + F_{BrMg}) + n_K \cdot F_{BrS}}{\rho_Z (m_{L1} + n_i m_{W2} + n_j m_{W3} + n_K \cdot m_{W4})} + \dot{v}_W \quad (18)$$

Der Massenfaktor ϱ_Z wird als gewogenes Mittel des Zuges berechnet. Die Verzögerung durch die Fahrzeugwiderstandskraft F_W ist

$$\dot{v}_W = F_W / (\varrho_Z \cdot m) \quad (19)$$

Die Berechnung der Fahrzeugwiderstandskraft erfolgt nach der Gleichung

$$F_W = (1,6 m_{WZ} + 4,5 m_L) \cdot 9,81 + C_F \cdot A_F \cdot \frac{\rho}{2} \cdot V^2 \quad (20)$$

Es bedeuten:

- m_{WZ} — Wagenzugmasse
- m_L — Triebfahrzeugmasse
- C_F — Luftwiderstandsbeiwert
- A_F — Norm-Fahrzeugquerschnittsfläche (10 m²)

Der Luftwiderstandsbeiwert C_F wird unter Berücksichtigung der Wagenzahl und der Triebfahrzeugbauart berechnet.

Durch einmalige Integration der Verzögerungsgleichung 18 erhält man die momentane Geschwindigkeit und durch nochmalige Integration den Bremsweg des Reisezuges bei vorgegebenen Bremsparametern. Die Zeit ist dabei die Integrationsvariable.

4. Rechentechnische Modellierung

Zur Umsetzung des mathematischen Modells in ein analoges Modell wurde das an der HfV »Friedrich List« vorhandene hybride Rechnersystem HRA 7200 gewählt, das aus dem Analogrechner ADT 3000 und dem gekoppelten Digitalrechner KRS 4200 besteht. Durch den unmittelbaren Dialog mit dem Rechner ist dieser für theoretische Untersuchungen gut geeignet. Von Nachteil ist jedoch, daß die Anzahl der Rechenelemente auf der Schalttafel begrenzt ist. Aus diesem Grund mußte das mechanische Modell auf 4 Fahrzeugtypen begrenzt werden.

Die Ausgangswerte für die Berechnung der Bremskenngrößen werden dem Rechner über ein Digitalprogramm eingegeben. Danach werden die Potentiometerwerte für den Analogrechner unter Beachtung der festzulegenden Normierungsgrößen berechnet. Über eine offene Integriererkette wird die Momentangeschwindigkeit und der Bremsweg aus der Bremsverzögerung des Zuges berechnet. Die Nachbildung der e-Funktionen unter Beachtung der Zeitkonstanten für den Auf- und Abbau der Bremskräfte erfolgt über Verzögerungsglieder 1. Ordnung, die aus je einem Integrierer mit Rückkopplung

bestehen. Diese Integrierer treten erst nach der Einleitung des Bremsvorganges, das heißt nach der Durchschlags- und Totzeit in Funktion. Einige Abhängigkeiten werden über Funktionsgeber realisiert. Komparatoren übernehmen die Ab- beziehungsweise Einschaltung bestimmter Rechenteilschaltungen.

5. Simulationsgebnisse

In den folgenden Ausführungen werden aus theoretischer Sicht einige Anwendungsbeispiele erläutert. Abb. 2 zeigt den Bremskraftverlauf bei Schnellbremsung für eine Reisezugwagen mit Klotzbremse und Abb. 3 diesen für einen Reisezugwagen mit Scheibenbremse in den Bremsstellungen *R* und *P*. Der Bremsweg, die Bremsverzögerung am Umschaltzeitpunkt und bei Stillstand, die Bremsarbeit und die Bremszeit werden durch einen angeschlossenen Drucker ausgegeben.

Da in der Praxis auch von Einzelfahrzeugen der Bremsweg zur Ermittlung des »Bremsgewichtes« bestimmt wird, macht sich die Streuung eines Parameters auf den Bremsweg stärker als bei einem Glanzzug bemerkbar. Deshalb ist es für den Fachmann von Interesse zu wissen, welchen Einfluß die Streuung einzelner Einflußfaktoren auf den Bremsweg hat. Eine exakte Versuchsauswertung kann erst dann ordentlich erfolgen. Mit Hilfe des Modells ist es möglich, jeden Faktor um einen bestimmten Betrag zu variieren, wobei die anderen Faktoren die der Ausgangsvariante entsprechen. In den Abb. 2 und 3 ist der Bremskraftverlauf bei Änderung des Bremszylinderdruckes um ± 15 kPa in Bremsstellung *R* und um ± 10 kPa in *P* als Beispiel gestrichelt eingezeichnet.

Die Bremswegänderungen für eine angenommene Streuung von 5% sind für die wichtigsten konstruktiven Parameter in einem Säulendiagramm in Abb. 4 zusammengefaßt. In den Säulen sind die Streubereiche der Einfluß-

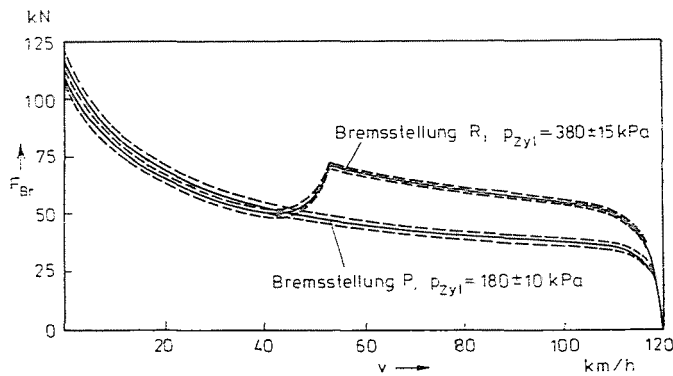


Abb. 2. Bremskräfte F_{Br} als Funktion der Geschwindigkeit eines Reisezugwagens in Bremsstellung *R* und *P* bei Variierung des Bremszylinderdruckes p_{Zyl} , Klotzbremse $V_A = 120$ km/h

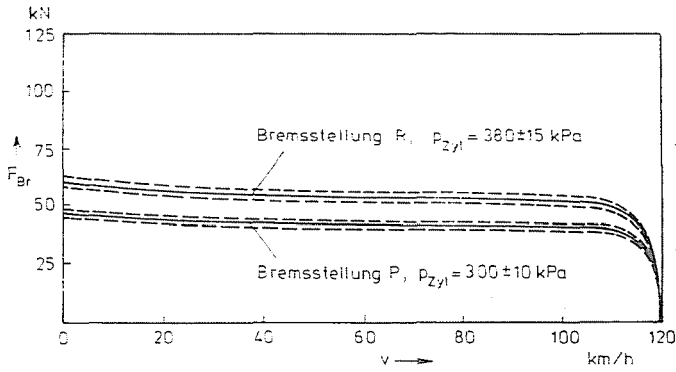


Abb. 3. Bremskräfte F_{Br} als Funktion der Geschwindigkeit eines Reisezugwagens in Bremsstellung R und P bei Variierung des Bremszylinderdruckes p_{Zyl} . Scheibenbremse $V_A = 120$ km/h

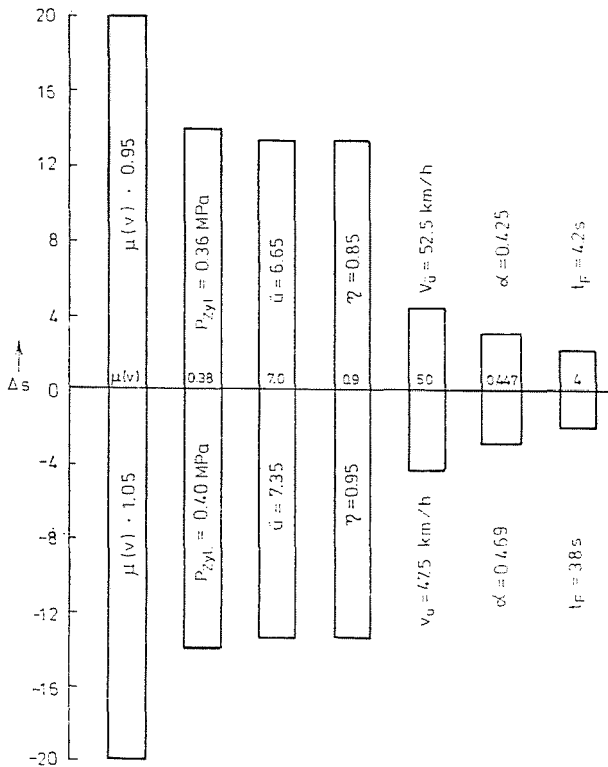


Abb. 4. Bremswegänderung Δs bei 5% Streuung von Einflußparametern für Reisezugwagen, Bremsstellung R

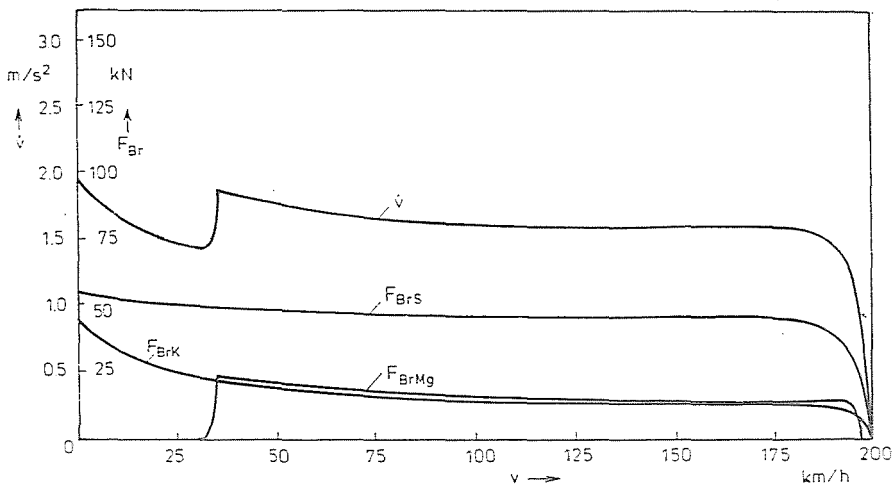


Abb. 5. Bremskräfte F_{Br} und Gesamtverzögerung \dot{v} der Bremskombination Scheiben-, Klotz- und Magnetschienenbremse als Funktion der Geschwindigkeit eines Fahrzeuges in Bremsstellung R, $V_A = 200$ km/h

parameter und die Grundwerte auf der Abszisse mit angegeben. Dabei betrug der Bremsweg bei der Grundvariante mit einer Fahrzeugmasse von 38 t 485 m.

Im Ergebnis ist festzustellen, daß bei gleicher prozentualer Änderung der Einflußparameter der Reibwert den größten Einfluß auf den Bremsweg hat. Es folgen der Bremszylinderdruck, die Übersetzung des Bremsgestänges und der Wirkungsgrad. Von geringerem Einfluß ist die Umschaltgeschwindigkeit V_U , das Druckverhältnis Niedrig-/Hochabbremung α und die Bremszylinderfüllzeit t_F .

Vergleiche zwischen ausgefahrenen und theoretisch berechneten Bremswegen von Reisezugwagen brachten den Nachweis, daß eine theoretische Vor-ausbestimmung des Bremsweges recht gut möglich ist. Bedingung aber ist, daß die bremstechnischen Eingabewerte mit den tatsächlichen Werten gut übereinstimmen. Weiter zeigte die Nutzung des Modells, daß die Streuung der Bremswege einzelner Fahrzeuge gleicher Bauart und bei unterschiedlichen Einsatzzeiten manchmal größer ist, als die Abweichungen zwischen den versuchsmäßig und theoretisch ermittelten Werten.

Ein Meßwagen der DR für eine maximale Geschwindigkeit von 200 km/h ist mit 3 Arbeitssystemen ausgerüstet. In Abb. 5 sind die Bremskraftverläufe für die Scheiben-, Klotz- und Magnetschienenbremse für eine Schnellbremsung und die daraus resultierende Gesamtverzögerung aufgetragen. Die Bremsarbeit der Klotzbremse (einseitige Abbremsung mit Klotzbremseinheit) beträgt etwa 33% der Gesamtbremsarbeit. Die Klotzbremse wirkt einstufig. Damit es nicht zu einem starken Halteruck kommt, wird die Magnetschienenbremse bei

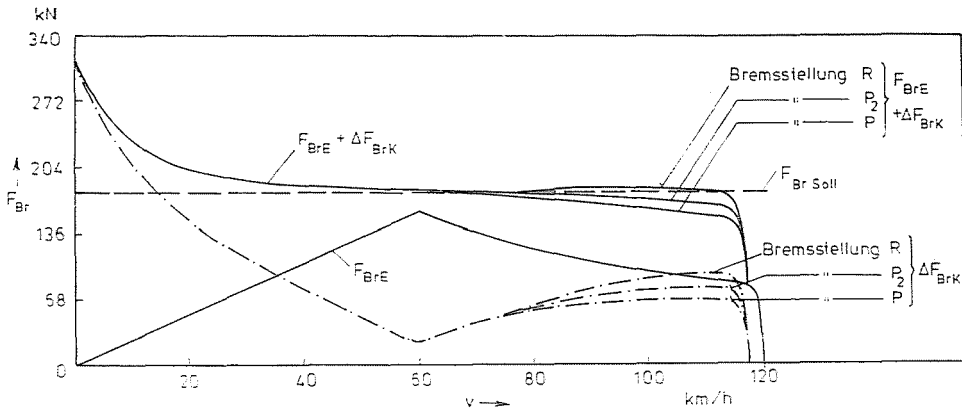


Abb. 6. Bremskräfte F_{Br} der Bremskombination elektrodynamische und Klotzbremse als Funktion der Geschwindigkeit der elektrischen Lokomotive BR 250, $V_A = 120$ km/h

35 km/h abgeschaltet, wodurch sich der Knick in der Gesamtverzögerung bei dieser Geschwindigkeit ergibt. In diesem Zusammenhang wurde auch untersucht, welchen Einfluß die Abschaltgeschwindigkeit auf den Bremsweg hat. Ferner erfolgten Untersuchungen mit verschiedenen Magnettypen, um ihre Wertigkeit auf den Bremsweg zu ermitteln.

Das elektrische Triebfahrzeug BR 250 der DR besitzt eine elektrodynamische und eine Klotzbremse als Ergänzungsbremse. In Abb. 6 ist das Zusammenspiel beider Arbeitssysteme dargestellt. Zum Wirksamwerden der über das Führerbremseventil vorgegebenen Sollbremskraft F_{BrSoll} hat die Klotzbremse die Restbremskraft zu erzeugen. Da die elektrodynamische Bremse bei Schnellbremsung bei keiner Geschwindigkeit die Sollbremskraft erreicht, ist die Klotzbremse über den gesamten Bremsvorgang mit unterschiedlichem Bremskraftanteil im Einsatz. Im unteren Geschwindigkeitsbereich wird die Gesamtbremskraft bedingt durch den starken Reibwertanstieg der Klotzbremse größer als die Sollbremskraft. Untersuchungen erfolgten auch bei Betriebsbremsungen, wo die elektrische Bremse in einzelnen Geschwindigkeitsabschnitten allein wirkt. Der Einfluß der Bremsstellung auf den Bremskraftverlauf wird ebenfalls aus Abbildung 6 ersichtlich. Die Bremswegunterschiede sind gering, da die elektrische Bremskraft in allen Bremsstellungen gleich groß ist.

Im Betriebseinsatz kommt es vor, daß im Reisezug ein Teil Reisezugwagen in Bremsstellung P (Bremse KE—GP) und ein Teil Reisezugwagen in Bremsstellung R (Bremse KE—GPR) gefahren werden. Das führt dazu, daß die Reisezugwagen in Bremsstellung R bedingt durch ihre größere installierte Leistung zusätzliche Bremsarbeit übernehmen. Das kann zu thermisch bedingten Rissen in den Rädern der Wagen mit der Bremsstellung R führen. Abb. 7 zeigt Bremsarbeits- und Bremsleistungsverläufe für einen Reisezug, der aus

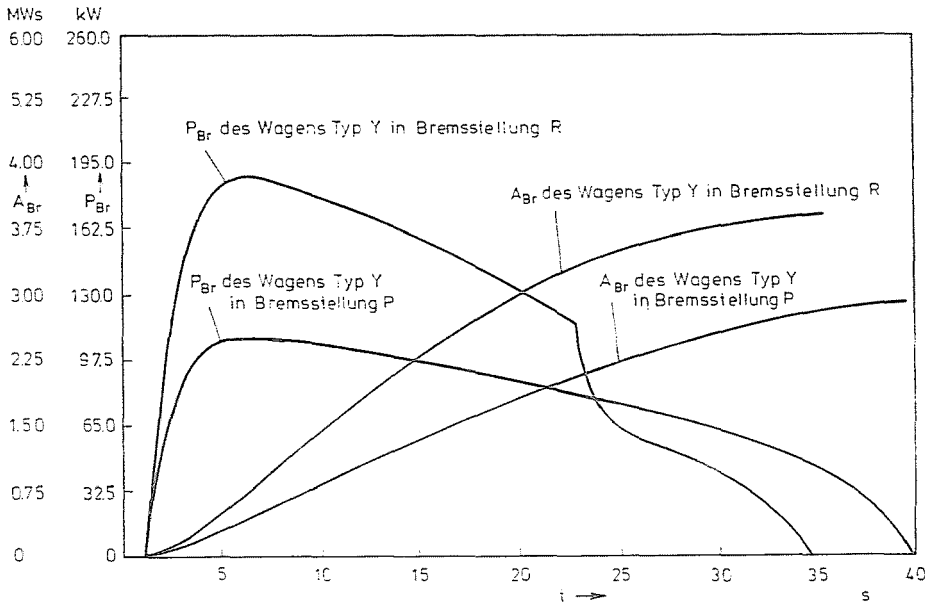


Abb. 7. Gegenüberstellung der Bremsleistung F_{Br} und der Bremsarbeit A_{Br} je Rad des Reisezugwagens Typ Y in den Bremsstellungen R und P in einem 12 Wagenzug, $V_A = 120$ km/h

8 Reisezugwagen Bremsstellung P und 4 Wagen des Typ Y Bremsstellung R besteht.

Dargestellt werden die Bremsleistungsverläufe bezogen auf ein Rad in dem genannten Zug für einen Reisezugwagen Typ Y, der einmal in Bremsstellung R und zum anderen in Bremsstellung P gefahren wird. Die größere Bremsleistung in Bremsstellung R bedingt eine kürzere Bremszeit. Dabei erhöht sich aber die Bremsarbeit des Reisezugwagens Typ Y um 33% gegenüber dem Reisezug, wenn beide Wagentypen in Bremsstellung P gefahren werden. Bei letzterem Wagenzug wird eine gleichmäßigere Bremsarbeits- und damit Wärmeverteilung im Zugverband erreicht, was sich günstig auf die Räder der Wagen des Typs Y auswirkt. Das Triebfahrzeug blieb bei diesen Untersuchungen unberücksichtigt.

Die DR besitzt auch scheibengebremste Reisezugwagen. Deshalb erfolgten Untersuchungen über das Zusammenwirken klotz- und scheibengebremster Wagen in einem Zugverband. Als Triebfahrzeug diente für diese Untersuchungen die BR 211 der DR, die eine Klotzbremse mit Graugußbremssohlen hat. Der Wagenzug bestand bei den 4 Untersuchungsvarianten jeweils aus 14 Wagen. Es werden die Verzögerungsverläufe für zwei homogene Wagenzüge (14 Bmhe \triangleq 14 klotzgebremste Wagen; 14 Ame \triangleq 14 scheibengebremste Wagen) und zwei heterogene Zugverbände (12 Bmhe und 2 Ame beziehungs-

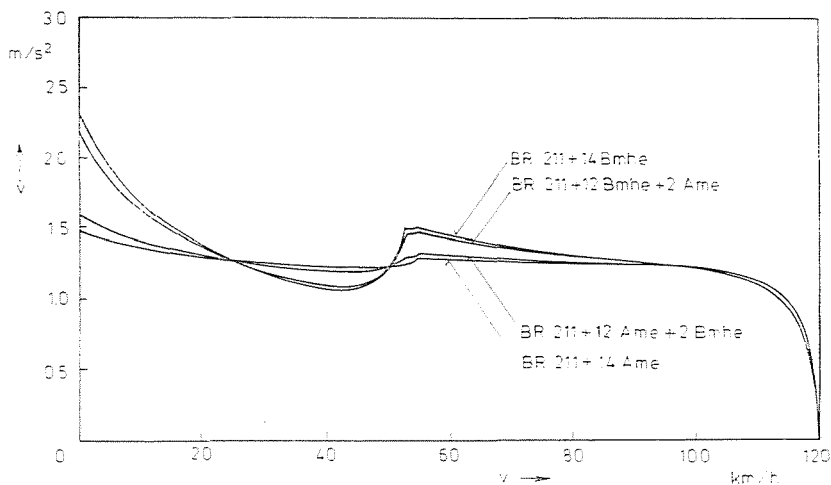


Abb. 8. Verzögerungen \dot{v} als Funktion der Geschwindigkeit für 4 verschieden zusammengesetzte Reisezüge. $V_A = 120 \text{ km/h}$

weise 12 Ame und 2 Bmhe) im Abb. 8 gegenübergestellt. Es vermischen sich die Verzögerungscharakteristiken beider Arbeitssysteme, wobei eine Wichtung vorgenommen wird. Der fast von der Geschwindigkeit unabhängige Verzögerungsverlauf der Scheibenbremse wird für die Zugverband zum Beispiel bei der Mitwirkung von 2 Bmhe Wagen und des klotzgebremsten Triebfahrzeuges etwas stärker von der Geschwindigkeit abhängig. Die 2 Knickpunkte im Umschaltbereich von Hoch- auf Niedrigabbremmung ergeben sich durch die Umschaltgeschwindigkeit des Triebfahrzeuges bei 55 km/h und die der Bmhe Wagen bei 53 km/h .

Zusammenfassung

Die mathematische Modellierung des Bremsvorganges für Reisezüge und die anschauliche Simulation auf einem hybriden Rechnersystem erlaubt es, Probleme der Bremstechnik mit geringem Kostenaufwand zu untersuchen. Das dazu entwickelte Modell für die Arbeitssysteme Klotz-, Scheiben-, Magnet- und elektrodynamische Bremse wird erläutert. Voraussetzung für treffsichere Aussagen vom Modell sind Eingabewerte, die den praktischen Bedingungen entsprechen. Das Modell ist für 4 Massenpunkte, das heißt für 4 verschiedene Fahrzeugtypen entwickelt worden. Damit kann das Zusammenwirken verschiedener Arbeitssysteme im Zugverband für die ungleichförmige verzögerte Bewegung untersucht werden. Eine Reihe von praktischen Beispielen verdeutlicht die Anwendbarkeit und die Nutzung des Modells für die Lösung von Bremsproblemen. Vergleiche zwischen ausgefahrenen Bremswegen und Bremsverzögerungen zu theoretisch ermittelten Bremswerten weisen nach, daß eine gute Vorausberechnung des Bremsweges möglich ist. Besonders geeignet ist dieses Modell für die Untersuchung von Varianten zur Festlegung optimaler Bremsparameter. Berechnungen zur Bremsarbeit und Bremsleistung geben Aufschluß über die thermische Belastung der Reibpartner.

Dr. Ing. Dieter JAENICHEN, DDR-810 Dresden Friedrich-List-Platz 1.