



**TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
DRESDEN**

Fakultät Verkehrswissenschaften „Friedrich List“ Institut für Bahnfahrzeuge und Bahntechnik

Professur für Technik spurgeführter Fahrzeuge

Skript zur Vorlesung „Bremsen der Schienenfahrzeuge“, Sommersemester 2020

Dr.-Ing. Martin Kache

12. Juli 2020

Vorwort

Dieses Skript entstand im Rahmen der universitären Lehrveranstaltung „Bremsen der Schienenfahrzeuge“ an der TU Dresden und wird kontinuierlich weiterentwickelt. Es umfasst sowohl Arbeitsmaterialien für die Vorlesung als auch solche, die primär für das Selbststudium und somit zur Vor- oder Nachbereitung von Lehrveranstaltungen gedacht sind.

Wie bereits erwähnt, ist die Entwicklung des Skriptes noch nicht abgeschlossen, sodass im Laufe des Semesters Ergänzungen und Änderungen eingefügt werden. Die einzelnen Varianten des Skriptes können während des Semesters bereits beim Öffnen der Datei an dem auf der Titelseite gedruckten Datum unterschieden werden.

Der Autor nimmt Anmerkungen, Korrekturen oder Verbesserungsvorschläge dankbar per e-mail entgegen: martin.kache@tu-dresden.de

Dresden, 6. April 2020



Inhaltsverzeichnis

1	Einführung	9
1.1	Besonderheiten von Eisenbahnbremsen	9
1.2	Aufgaben der Bremsen	13
1.2.1	Geschwindigkeitsverminderung	13
1.2.2	Geschwindigkeitsregulierung	14
1.2.3	Stillstandssicherung	15
2	Die Bremsausrüstung von Schienenfahrzeugen - Ausgewählte Beispiele	17
2.1	Beispiel 1: Voith Maxima 40 CC	17
2.2	Beispiel 2: Baureihe 112/114 der DB AG	19
2.3	Beispiel 3: Bombardier Talent 2	21
2.4	Beispiel 4: Baureihe 611 der DB AG	23
2.5	Beispiel 5: Doppelstockwagen (DB Regio)	25
3	Kategorisierung von Bremsungen und Bremsen	29
3.1	Vorbemerkungen	29
3.2	Bremsungsarten	29
3.3	Arten von Schienenfahrzeugbremsen	33
3.3.1	Unterscheidungsmerkmale von Eisenbahnbremsen	33
3.3.2	Einteilung der Bremsen nach ihrem Wirkprinzip	33
3.3.3	Einteilung der Bremsen nach dem zugrundeliegenden Normenwerk	37
3.3.4	Einteilung der Bremsen nach Effizienzkriterien	37
4	Anforderungen an und Merkmale von Eisenbahnbremsen	39
4.1	Allgemeine Anforderungen an Eisenbahnbremsen	39
4.2	Allgemeine Merkmale der Eisenbahnbremsen	40
4.2.1	Merkmale von Schienenbremsen	40
4.2.2	Merkmale von Reibungsbremsen	40
4.2.3	Merkmale Dynamischer Radbremsen	41
5	Fahrdynamische Grundlagen	43
5.1	Charakterisierung der Fahrdynamik	43
5.2	Fahrdynamische Grundgleichung	43
5.3	Massenfaktor	44
5.4	Fahrwiderstandskräfte	46
5.4.1	Fahrwiderstandskategorien	46
5.4.2	Fahrzeugwiderstandskräfte	46

5.4.3	Streckenwiderstand	49
5.5	Fahrdynamik der Bremsung	50
5.5.1	Anpassung der Fahrdynamischen Grundgleichung	50
5.5.2	Zeitabhängigkeit der Bremskräfte	52
5.5.3	Geschwindigkeitsabhängigkeit der Bremskräfte	54
5.6	Berechnungsbeispiele	58
5.7	Gruppenübung: Bremswegberechnung auf fahrdynamischer Basis	65
6	Bremsbewertung	87
6.1	Betriebliche Bremsberechnung	87
6.2	Grundsätze der Bremsbewertung	89
6.3	Beispiel: Bremsbewertung eines Güterwagens mit pneumatischer Lastabbrem- sung	93
7	Bremsmechanik	101
7.1	Kräftegleichgewicht am Einzelfahrzeug	101
7.2	Kräftegleichgewicht am Rad	103
7.3	Abbremsung	107
7.3.1	Anpassung der Klotzkräfte an die Geschwindigkeit	107
7.3.2	Anpassung der Klotzkräfte an die Fahrzeugmasse	110
7.4	Mechanik des Bremsens	112
7.5	Kraftschluss Rad-Schiene	116
7.5.1	Begrenzung der Kraftschlussausnutzung	116
7.5.2	Festlegungen zum ausnutzbaren Kraftschluss zwischen Rad und Schiene beim Bremsen	117
7.6	Bremssohlen und ihre Eigenschaften	119
7.6.1	Bremsklotz	119
7.6.2	Bremssohlen	120
7.7	Mechanische Bremsausrüstung	128
7.7.1	Baugruppen der mechanischen Bremsausrüstung	128
7.7.2	Hebelübersetzungen	132
7.7.3	Berechnungen am Standardbremsgestänge	133
7.7.4	Bremszylinder	135
7.8	Berechnungsbeispiel Bremsmechanik	137
8	Bremsauslegung	145
8.1	Grundsätze	145
8.2	Bremsauslegung auf empirischer Basis	148
8.3	Bremsauslegung auf physikalischer Basis	151
9	Bremspneumatik	155
10	Vorschriften und Regelwerke	165
10.1	Überblick	165
10.2	Internationale Regelwerke	166
10.2.1	Internationale Vertragswerke zum freizügigen Einsatz von Wagen	166
10.2.2	UIC-Kodex	167
10.3	Europäische Regelwerke	170
10.3.1	Technische Spezifikationen für die Interoperabilität	170
10.3.2	Europäische Normen (EN)	179
10.3.3	Nationale Regelwerke (Deutschland)	181

11 Bremsanschriften an Eisenbahnfahrzeugen	185
11.1 Aufbau der Bremsanschriften	185
11.2 Bremsanschriften ausgewählter (realer) Fahrzeuge	188
12 Fremdsprachige Terminologie des Fachgebietes Schienenfahrzeugbremsen	193
12.1 Englische Terminologie	193
13 Fragenkatalog zur Prüfungsvorbereitung	199

1 Einführung

1.1 Besonderheiten von Eisenbahnbremsen

Um den Aufbau von und die Anforderungen an die Bremsanlagen von Schienenfahrzeugen besser zu verstehen, ist es sinnvoll, sich zunächst über die Spezifika des Schienenverkehrs Gedanken zu machen.

Schienenfahrzeuge sind aufgrund ihrer **geringen spezifischen Fahrzeugwiderstände** ein sehr effizientes Landtransportmittel. In Verbindung mit den vergleichsweise **großen Massen**, die Schienenfahrzeuge oder gar Züge aufweisen, führt dies dazu, dass sich aus höheren Geschwindigkeiten enorm große Auslaufwege („Ausrollwege“) ergeben, die im Sinne einer energiesparenden Fahrweise betrieblich auch durchaus ausgenutzt werden. Damit ist klar, dass im Falle einer Bremsung der überwiegende Anteil der erforderlichen Bremsverzögerung von den Fahrzeugbremsen generiert werden muss.

Diese Bremskräfte werden in der Regel am Radumfang kraftschlüssig auf die Schienen übertragen. Der **ausnutzbare Kraftschluss** zwischen Rad und Schiene ist aber, gerade im Vergleich zu Straßenfahrzeugen, **sehr gering**. Der Anteil an der Gewichtskraft eines Fahrzeuges, der sich im Rad-Schiene-Kontakt in eine Tangentialkraft wandeln lässt, beträgt nur zwischen ca. 10 und 20 %. Um vergleichbare Kraftschlussbedingungen bei Straßenfahrzeugen zu haben, müsste man mit ihnen auf Schnee oder Glatteis fahren. Dadurch, sowie durch die **große Massenträgheit** von Eisenbahnfahrzeugen, ergeben sich bei Schienenfahrzeugen im Vergleich zu Straßenfahrzeugen **sehr lange Bremswege**.

Aufgrund der langen Bremswege ist es im Schienenverkehr daher notwendig, im Raumabstand zu fahren. Eisenbahnstrecken sind deshalb klassischerweise in „Blockabschnitte“ unterteilt, die jeweils durch ein Signal für die Fahrt freigegeben oder gesperrt werden. Dies bedeutet, dass den Triebfahrzeugpersonalen sowohl signalisiert werden muss, ob der direkt voraus liegende Streckenabschnitt frei ist, als auch, was am nächsten Blocksignal zu erwarten ist. Die Abbildung 1.1 illustriert dies beispielhaft. In dem gezeigten Beispiel werden dem Triebfahrzeugpersonal vier Informationen übermittelt:

1. Das Hauptsignal zeigt „Fahrt Frei“ (ein grünes Dauerlicht). Der voraus liegende Abschnitt darf demnach befahren werden. Es befindet sich kein anderes Fahrzeug in diesem Abschnitt (andernfalls hätte das Signal nicht aus seiner Grundstellung „Halt“ auf „Fahrt Frei“ gestellt werden dürfen.)
2. Das Vorsignal zeigt „Halt erwarten“ (zwei diagonal von links nach rechts aufsteigende gelbe Dauerlichter). Das Hauptsignal, das den nachfolgenden Streckenabschnitt (oder die Einfahrt in einen Bahnhof) schützt, steht demnach in der Stellung „Halt“ und es muss eine Bremsung eingeleitet werden, um vor diesem Signal zum Stehen zu kommen.

1 Einführung

3. Ab dem Passieren des Signals muss mit einer Geschwindigkeit von maximal 110 km/h gefahren werden.
4. Eine Absenkung der streckenseitig zulässigen Höchstgeschwindigkeit auf 90 km/h ist zu erwarten.

Der Abstand zwischen dem im Bild gezeigten Vorsignal („kleines“ Lichtsignal) zu dem nachfolgenden Hauptsignal ist der **Vorsignalabstand**. Dieser ist eine für die Bremsauslegung bei der Eisenbahn zentrale Größe.



Abbildung 1.1: Eisenbahntypische Signalisierung mittels Lichtsignalen und Signaltafeln

Der Vorsignalabstand beträgt in Deutschland auf Eisenbahnstrecken, die mit maximal 160 km/h befahren werden dürfen, üblicherweise 1000 m¹. Bei solchen Strecken, die mit nur maximal 140 km/h zu befahren sind, ist auch ein Vorsignalabstand von 700 m zulässig. Auf Nebenstrecken mit Höchstgeschwindigkeiten bis 80 km/h kann der Vorsignalabstand auf 400 m reduziert werden.

Die Soll-Bremswege von Schienenfahrzeugen und Zügen ergeben sich aus dem Vorsignalabstand, vermindert um eine Sicherheitsmarge von 10 %. Das heißt, dass in Deutschland auf Hauptstrecken mit $v_{\max} < 160$ km/h alle Züge unabhängig von der Zugart innerhalb einer Distanz von 630...900 m zum Stillstand kommen müssen.

In Abhängigkeit von der Leistungsfähigkeit der Bremsen ergibt sich unter anderem aus dieser Anforderung die **bremstechnische Höchstgeschwindigkeit**. Reicht das Bremsvermögen eines Zuges nämlich nicht aus, um innerhalb des Vorsignalabstandes abzüglich der Sicherheitsmarge anzuhalten, muss folglich eine Anpassung seiner Höchstgeschwindigkeit erfolgen, und zwar

¹Diese Werte sind „historisch gewachsen“ und weichen bei anderen Bahnverwaltungen ab. In Frankreich ist beispielsweise ein Vorsignalabstand von 1400 m üblich

unabhängig davon, ob infrastrukturseitig eine höhere Geschwindigkeit zulässig wäre.

Ähnliche Maßnahmen werden ergriffen, wenn Signale gestört oder wenn, etwa nach einem starken Unwetter, Gefahren auf der Strecke zu erwarten sind. In solchen Ausnahmefällen wird auch im Schienenverkehr „auf Sicht“ gefahren, dann jedoch mit einer Höchstgeschwindigkeit von maximal 40 km/h.

Ein weiteres Spezifikum von Eisenbahnbremsen ist ihre **Verteilung über Zugverbände**, die in Deutschland **bis zu 850 m lang** sein können. Die Einleitung des Bremsbefehls erfolgt dabei in der Regel zentral von Bedieneinrichtungen im Führerstand aus. Um unzulässige Längskräfte und -schwingungen im Zugverband zu vermeiden, muss jedoch angestrebt werden, dass die Bremswirkung möglichst gleichzeitig im gesamten Zugverband einsetzt.

Die zentralen Herausforderungen, die sich bei der Bremsung langer Züge stellen, sind somit die **Minimierung der Signallaufzeiten** für Brems- und Lösevorgänge sowie die **Homogenisierung des Ansprechverhaltens sowie der Bremsleistung** der Fahrzeuge in einem Zugverband. Dass sich das Bremsregime von Eisenbahnfahrzeugen nicht nur hinsichtlich der abzubremsenden Massen, der Bremswege sowie der Bremsausgangsgeschwindigkeiten von dem der Straßenfahrzeuge unterscheidet, unterstreicht auch Tabelle 1.1. Aus ihr geht hervor, dass die je Radsatz bzw. Bremsscheibe potentiell abzuführende Energie bei Eisenbahnfahrzeugen um ein Vielfaches höher liegt, als bei Straßenfahrzeugen. Die mechanischen Bremsen von Eisenbahnfahrzeugen weisen deshalb auch im Vergleich zu Straßenfahrzeugen wesentlich größere Dimensionen auf. So stehen bei Fahrzeugen des hochwertigen Personenverkehrs zwischen 2 und 4 Bremsscheiben je Radsatz zur Verfügung, sodass die Wandlung der kinetischen Energie in Wärme über verhältnismäßig große Flächen erfolgen kann.

Aus Tabelle 1.1 ist ferner ersichtlich, dass die Bremsleistung, insbesondere im Hochgeschwindigkeitsverkehr, auf mehrere Bremsanlagen verteilt wird, die sich gegenseitig ergänzen bzw. in Summe die für Gefahrbremsungen nötigen Verzögerungen aufbringen.





Ein sehr wichtiger Aspekt bei Eisenbahnbremsen ist das Bestreben, möglichst **verschleißarm und im besten Falle regenerativ** zu bremsen. Der überwiegende Anteil der Verkehrsleistungen im Schienenverkehr wird heute von elektrisch angetriebenen Fahrzeugen erbracht. Diese bieten die Möglichkeit, die **Fahrmotoren generatorisch als elektrodynamische Bremse** zu nutzen². Moderne Fahrzeuge mit Drehstromantriebstechnik sind dabei sogar in der Lage, die bei Bremsvorgängen gewandelte elektrische Energie wieder in das Netz zurückzuspeisen³.

Straßenfahrzeugen fehlt demgegenüber die Möglichkeit des regenerativen Bremsens. Pkw verfügen in der Regel lediglich über eine der Masse sowie der Höchstgeschwindigkeit der Fahrzeuge angemessene hydraulische Bremse. Nutzfahrzeuge müssen ab einer bestimmten Masse eine zusätzliche Bremse aufweisen, die für Dauerbremsungen (z.B. beim Befahren längerer Gefällestrecken) geeignet ist. Hier kommen häufig Strömungsbremsen (Retarder) zum Einsatz, deren Arbeitsmedium Öl oder Wasser sein kann.

²Insbesondere bei Fahrzeugen des Nahverkehrs (S- und U-Bahnen sowie Straßen- und Stadtbahnen) ist die elektrodynamische Bremse sogar die hauptsächlich verwendete Betriebsbremse. Die mechanischen Bremsen greifen nur bei Gefahrbremsungen oder im unteren Geschwindigkeitsbereich ($v < 3 \dots 10$ km/h) ein. Die Bremsen von Fahrzeugen des Schienenpersonennahverkehrs werden in einer separaten Lehrveranstaltung vertiefend behandelt.

³Falls das Netz nicht aufnahmefähig ist, wird die elektrische Energie in Bremswiderständen auf dem Fahrzeug in Wärme gewandelt. Elektrische Widerstandsbremsen sind auch bei älteren elektrischen Triebfahrzeugen mit klassischer Antriebstechnik als verschleißfreie Zusatzbremse vorhanden.

Tabelle 1.1: Vergleich der Dimensionen von Massen und kinetischen Energien verschiedener Landtransportmittel

				
Fahrzeugart	ICE 3	Güterzug	Pkw	Lkw
Masse	465 t	1884 t	1,98 t	40 t
Masse pro Radsatz/Achse	14,5 t	20 t	0,99 t	8 t
Höchstgeschwindigkeit	330 km/h	100 km/h	202 km/h	80 km/h
kinetische Energie bei 80 km/h	119,5 MJ 33,2 kWh	428,4 MJ 119,0 kWh	0,49 MJ 0,14 kWh	10,4 MJ 2,9 kWh
kinetische Energie bei v_{max}	2031,8 MJ 564,4 kWh	669,2 MJ 185,9 kWh	3,1 MJ 0,87 kWh	10,4 MJ 2,9 kWh
-je Radsatz/Achse	17,64 kWh	2,21 kWh	0,43 kWh	0,58 kWh
-je Brems Scheibe	4,41 kWh	-	0,22 kWh	0,29 kWh
Bremssysteme	Druckluft- bremse elektro- dynamische Bremsen Wirbel- strom- Schienen- bremse	Druckluft- bremse elektro- dynamische Bremsen (nur Lok)	hydrau- lische Bremsen	Druckluft- bremse Strömungs- bremse (Wasser oder Öl)

1.2 Aufgaben der Bremsen

Nachdem im ersten Abschnitt die Spezifika von Eisenbahnbremsen erläutert wurden, sollen nun die grundsätzlichen Aufgaben der Bremsanlagen auf (Schienen-)Fahrzeugen umrissen werden.

Es lassen sich grundlegend drei Aufgabenfelder der Bremsen definieren:

1. Geschwindigkeitsreduzierung (Abbildung 1.2),
2. Geschwindigkeitsregulierung (Abbildung 1.3),
3. Verhinderung einer ungewollten Fahrzeugbewegung (Abbildung 1.4).

1.2.1 Geschwindigkeitsverminderung

Die zentrale Aufgabe der Bremsen ist es, die Geschwindigkeit eines Fahrzeuges in gewollten Grenzen zu verändern. Diese „Veränderung“ ist naturgemäß eine Verringerung der Geschwindigkeit. Hierbei kann wiederum unterschieden werden zwischen:

1. der Verminderung der Geschwindigkeit aus der Bremsanfangsgeschwindigkeit v_1 bis zur Bremszielgeschwindigkeit v_2 oder
2. der Verminderung der Geschwindigkeit aus der Bremsanfangsgeschwindigkeit v_1 bis zum Fahrzeugstillstand.

Im erstgenannten Fall findet häufig eine „Geschwindigkeitszielbremsung“ statt, bei der die möglichst genaue Einhaltung einer vorgegebenen Geschwindigkeit bis zu einem bestimmten Wegpunkt im Vordergrund steht. Im letztgenannten Fall handelt es sich entweder um eine „Wegzielbremsung“ (bei geplanten Fahrzeughalten, etwa in einem Bahnhof) oder um eine „Schnellbremsung“ zur Gefahrenabwehr.

Geschwindigkeitsverminderung

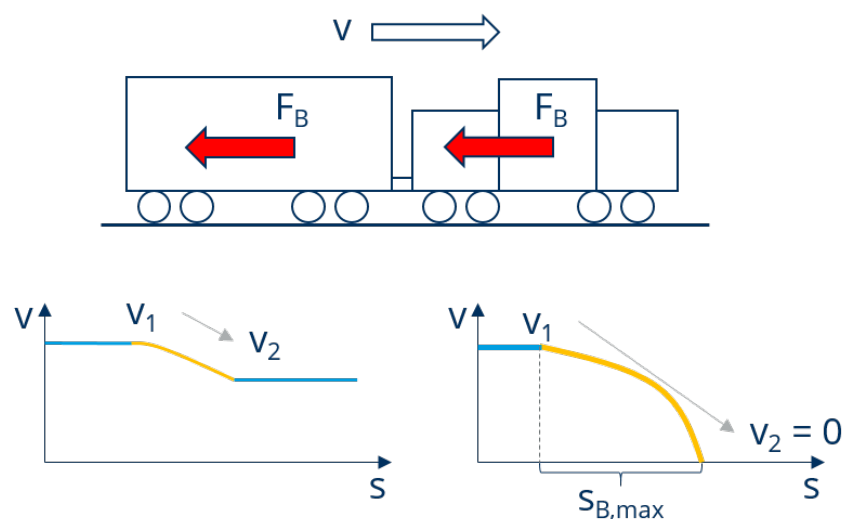


Abbildung 1.2: Aufgaben der Bremse: Geschwindigkeit verringern

Im Falle einer Bremsung, die der Gefahrenabwehr dient, ließe sich die Aufgabe der Bremse noch spezifischer formulieren. Es geht dann um die schnellstmögliche Überführung des Fahrzeuges in den sicheren Zustand („Fahrzeug steht“).

Aus der Definition der Geschwindigkeitsverminderung als zentraler Aufgabe der Bremsanlagen lässt sich die allgemeine Anforderung an die Fahrzeugbremsen ableiten, das Fahrzeug oder den Zugverband stets „betriebssicher“ abzubremsen (siehe Infokasten).



Wann kann ein Zug als „betriebssicher gebremst“ betrachtet werden?

„Betriebssicher gebremst“ heißt: alle im Zugverband vorhandenen Bremsenrichtungen sind **gemeinsam** in der Lage, den **Zug aus der für ihn zugelassenen Höchstgeschwindigkeit auf dem maximalen Gefälle** der befahrenen Strecke auch bei widrigen Randbedingungen (Regen, Schnee, schmierige Schienenköpfe, Grenzlast des Zuges) **unter allen Umständen innerhalb der vorgegebenen Bremswege zum Stehen zu bringen**.

1.2.2 Geschwindigkeitsregulierung

Eine weitere wesentliche Aufgabe der Bremsen ist es, Fahrzeuge oder Zugverbände bei der Befahrung starker Gefälle an der weiteren Beschleunigung zu hindern (Abbildung 1.3). Werden Bremskräfte appliziert, um die Geschwindigkeit der Fahrzeuge annähernd konstant zu halten, spricht man auch von einer Beharrungs- oder Dauer- oder Gefällebremsung⁴. Je nach Zugmasse, gefahrener Geschwindigkeit und Streckenlängsneigung können sich aus Beharrungsbremungen beträchtliche Anforderungen an die (thermische) Leistungsfähigkeit der Bremsen ergeben.

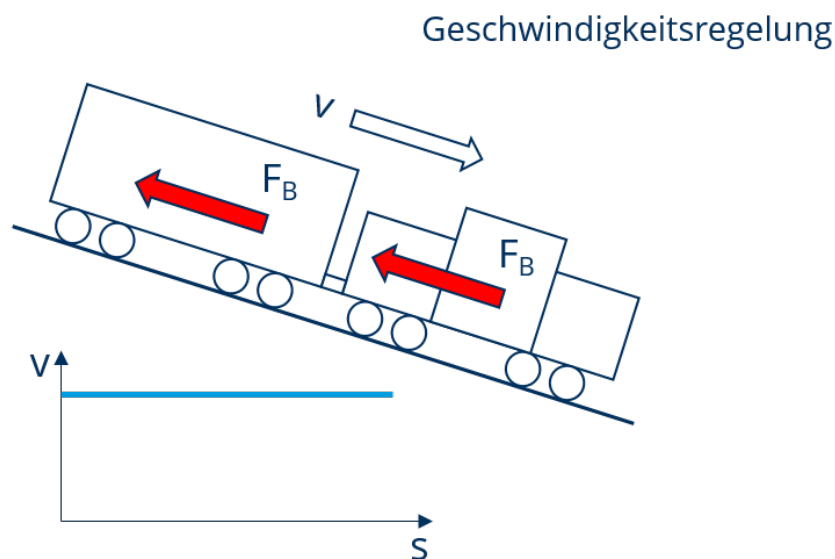


Abbildung 1.3: Aufgaben der Bremse: Geschwindigkeit regulieren

Ob eine Beharrungsbremung mit $v \approx \text{const.}$ realisierbar ist, hängt neben der thermischen Belastbarkeit der Bremsen auch von der Frage ab, ob diese feinstufig regulierbar sind. Lässt sich die Bremskraft der Hangabtriebskraft nicht präzise genug anpassen, ergibt sich eine Verzögerung, die nach einer gewissen Zeitdauer ein Lösen der Bremse erfordert. Dieses hat ein erneutes Beschleunigen zur Folge, das durch einen erneuten Bremsvorgang begrenzt wird. Die Geschwindigkeit pendelt bei mehrmaliger Wiederholung dieser Vorgänge in einem Geschwindigkeitsband und nimmt einen zickzackförmigen Verlauf an. Eine solche Fahrtechnik wird deshalb im „Eisenbahnerdeutsch“ auch als „Sägezahnbremsung“ bezeichnet.

⁴Alle drei Bezeichnungen lassen sich in der Literatur finden. Sie werden im Rahmen der Lehrveranstaltung synonymisch verwendet.

1.2.3 Stillstandssicherung

Die letzte wichtige Aufgabe der Bremsen auf einem Fahrzeug, die hier diskutiert werden soll, ist die Stillstandssicherung. Hierbei werden im Stand des Fahrzeuges - entweder durch eine konkrete Bedienhandlung oder automatisiert - Bremskräfte appliziert um eine weitere Fahrzeugbewegung zu verhindern.

Je nach dem, ob ein besetztes oder unbesetztes Fahrzeug in der Ebene oder in einer Neigung zeitlich begrenzt oder unbegrenzt gesichert werden soll, ergeben sich spezifische Anforderungen an die Bremsausrüstung. Es ist deshalb wichtig, die jeweiligen Lastfälle genau zu definieren.

Stillstandssicherung



mit oder ohne
Zeitbegrenzung

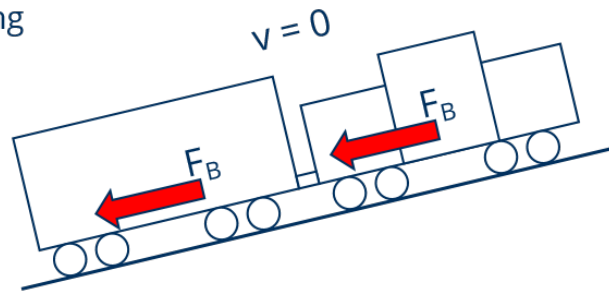


Abbildung 1.4: Aufgaben der Bremse: Stillstandssicherung

2 Die Bremsausrüstung von Schienenfahrzeugen - Ausgewählte Beispiele

2.1 Beispiel 1: Voith Maxima 40 CC



(a) Voith Maxima 40CC (Foto: Voith Turbo Lokomotivtechnik)



(b) Voith Maxima 30CC

Abbildung 2.1: Voith Maxima

„Die Druckluft für die Bremsanlage der Voith Maxima® 40CC wird von einem ölfreien Kompressor Knorr VV270-T erzeugt und anschließend in einem Lufttrockner Knorr LTZ2.2H aufbereitet. Der Kompressor hat einen Ansaugvolumenstrom von 2400 l/min bei einem Gegendruck von 10 bar. Das Volumen der Hauptluftbehälter beträgt 1.000 l. Durch den hohen Systemdruck zwischen 8,5 bar und 10 bar in Verbindung mit dem großen HB-Volumen steht eine große Luftmenge zum Auffüllen der Hauptluftleitung auch langer Züge zur Verfügung.

Zum Bremsen der Lok sind eine indirekte, eine direkte sowie eine leistungsstarke hydrodynamische Bremse installiert. Retarder, Steuerventile und die der direkten Bremse zugehörigen Relaisventile sind jeweils für jedes Drehgestell vorhanden und arbeiten redundant unabhängig voneinander.

Als Parkbremse ist eine auf alle Radsätze wirkende Federspeicherbremse eingebaut. Als Betriebsbremse wird vorrangig die dynamische Bremse verwendet, je nach Bremsanforderung und Geschwindigkeit pneumatisch stufenlos ergänzt. Die dynamische Bremse kann auch un-

abhängig von der indirekten Bremse verwendet werden. Schnellbremsungen und Zwangsbremsungen erfolgen immer mit der Druckluftbremse.

Die Führerbrem Anlage der Lok ist eine stellungsabhängig gesteuerte Knorr HDP-Anlage. Diese Anlage steuert alle wesentlichen Funktionen nach UIC 541-03 rein pneumatisch und vollkommen unabhängig von der Loksteuerung, die lediglich die einwandfreie Funktion aller Bremsysteme überwacht. Das Führerbremventil hat 8 Betriebsbremsstufen, die Fahr- und Füllstoßstellung und eine Schnellbremsstellung, in der die Hauptluftleitung direkt über einen großen Querschnitt entlüftet wird.

Es ist ebenfalls möglich, die Maxima[®] 40CC über Funk zu steuern. Zu diesem Zweck ist eine weitere Führerbrem Anlage integriert, die ebenso wie die direkte Bremse elektropneumatisch impuls gesteuert arbeitet.

Die Bremsmechanik im Drehgestell besteht aus Radbremsscheiben an allen Rädern sowie Bremszangeneinheiten und Putzbremseinheiten zum Säubern der Radlaufflächen.

Das Gleitschutzsystem für die Druckluftbremse steuert und begrenzt im Bedarfsfall zusammen mit dem Gleitschutz der Retarder die Gesamtbremskraft. Der Gleitschutz kann bei Verwendung der direkten Bremse abgeschaltet werden.

Mit wenigen Handgriffen kann die Bremsanlage der Lok in einen Betriebszustand gebracht werden, der das Verschieben und erneute sichere Abstellen nur durch Kuppeln/Entkuppeln der Hauptluftleitung ermöglicht.“

Auszug aus: Eggers, Detlef, Wolfgram, Dieter und Klaua, Ulf: „Diesel-Hochleistungslok für den grenzüberschreitenden Streckendienst“ in: ETR - Eisenbahntechnische Rundschau, Bd. 55, 2006, H. 9, S. 566-573

Voith Maxima 40 CC

Technische Daten

Radsatzfolge:	C'C'
Eigenmasse:	126 t
Länge über Puffer:	23.200 mm
Höchstgeschwindigkeit:	120 km/h
Bremsgewicht in Bremsart „P“:	142 t
Bremsgewicht in Bremsart „G“:	116 t

2.2 Beispiel 2: Baureihe 112/114 der DB AG



Abbildung 2.2: BR 114 (ex 112) der DB AG

„Die Druckluft wird durch den mit einem Drehstrommotor angetriebenen Hubkolbenverdichter vom Typ 2 HV 2100/145 mit einer Förderleistung von $150 \text{ m}^3/\text{h}$ erzeugt. Ab Lieferung 1992 wird dieser Kompressor rumänischer Produktion durch den Typ VV 450/150 der Firma Knorr mit einer Förderleistung von $120 \text{ m}^3/\text{h}$, jedoch mit einer zulässigen Einschaltdauer von 100 % ersetzt.

Die Druckluft wird in zwei Hauptluftbehältern mit jeweils 400 l Vorratsvolumen gespeichert. In Abhängigkeit vom Kompressorlauf wird die Druckluftanlage automatisch entwässert. Das Entwässerungsventil wird elektrisch beheizt. [...]

Die Lokomotive BR 112 verfügt über eine selbsttätige, mehrlösige Druckluftbremse mit integrierter Ergänzungsbremse, nicht selbsttätige Druckluft-Zusatzbremse, mechanische Feststellbremse und fahrleitungsabhängige elektrische Widerstandsbremse.

Die selbsttätige Druckluftbremse mit dem Steuerventil KE 1cSL wird über die Führerbremssventile Bauart D2 der Firma Knorr betätigt und verfügt über den Bremsartwechsel GPP2R. Ab Lieferung 1992 wird die Führerbremssventilanlage HDP der Firma Knorr mit vertikaler Bedienungsebene eingesetzt.

Die in den Stellungen P2 und R wirksame Umschaltung zwischen Hoch- und Niedrigabbremmung erhält das geschwindigkeitsabhängige Steuersignal aus der mikroprozessorgesteuerten Gleitschutzanlage MGS 1.20 der Firma Knorr. Die Gleitschutzanlage ist bei beiden Druckluftbremsen an allen vier Achsen wirksam. Dabei wird der Bremszylinderdruck individuell an jeder Achse in Abhängigkeit von den Haftreibungsverhältnissen zwischen Rad und Schiene stufenlos geregelt.

Die nicht selbsttätige Druckluft-Zusatzbremse wird mit dem Zusatzbremsventil Dako BP und ab Lieferung 1992 mit dem Zusatzbremsventil Zb 11 der Firma Knorr betätigt. [...]

Beim Bremsen im Zugbetrieb kann die elektrische Bremse durch Bedienen des Fahr-/Bremshebels allein oder durch das Bedienen des Führerbremssventils über die selbsttätige Druckluftbremse zur Wirkung gebracht werden. Im letzteren Fall wirkt die elektrische Widerstandsbremse so lange allein, bis die notwendige Verzögerung von ihr nicht mehr aufgebracht werden kann. Sie wird dann durch die pneumatische Ergänzungsbremse verstärkt. Bei Ausfall der elektrischen Bremse wirkt sofort die Druckluftbremse.

Die Feststellbremse ist als Handspindelbremse ausgeführt. Die in den Führerhäusern angeordneten Handspindelbremsen wirken jeweils auf die Radsätze des darunter befindlichen Drehgestells. Die vier 8 Bremszylinder jedes Drehgestells wirken auf das Bremsgestänge, in das ab Lieferung 1992 der automatische Bremsgestängesteller RL 1A der Firma Knorr eingebaut ist. Der Gestängesteller kompensiert den Klotzverschleiß vollständig, den Radreifenverschleiß teilweise automatisch.

Als Bremsklotzsohlen werden phosphorhaltige Graugußsohlen vom Typ P10 eingesetzt.

Die Bremsausrüstung der Lokomotiven BR 112 wird ab Lieferung 1992 durch eine Notbremsüberbrückung mit elektropneumatischer Bremssteuerung vervollständigt.“

Auszug aus: Gärtner, Ekkehard und Seyfarth, Horstmar: „Die neue elektrische Lokomotive BR 112 für die DB und DR“ in: ETR - Eisenbahntechnische Rundschau, Bd. 41, 1992, H. 4, S. 247-254

BR 114 (ex 112) (DB AG)

Technische Daten

Radsatzfolge:	Bo'Bo'
Eigenmasse:	82 t
Länge über Puffer:	16.440 mm
Höchstgeschwindigkeit:	160 km/h
elektrische Dauerbremsleistung:	2640 kW
Bremsgewichte in Bremsart „G“:	81 t
Bremsgewichte in Bremsart „P“:	81 t
Bremsgewichte in Bremsart „R“:	123 t
Bremsgewichte in Bremsart „R+E“:	161 t

2.3 Beispiel 3: Bombardier Talent 2



Abbildung 2.3: Bombardier Talent 2

„Der Triebzug erhält eine direkt gesteuerte elektropneumatische Druckluftscheibenbremse mit lastabhängiger Regelung, eine elektrodynamische Bremse mit Rückspeisung und eine durch die Hauptluftleitung *HL* gesteuerte indirekte Bremse für Störungs- und Abschleppfälle. Als Vorzugsbremssystem dient die verschleißfreie elektrodynamische Bremse. Damit wird der Verschleiß der Reibpartner des mechanischen Bremssystems minimiert.

Die Steuerung der elektropneumatischen Bremsausrüstung erfolgt drehgestellselektiv über kompakte Bremsgeräteeinheiten, die im Fahrzeug installiert sind. Die Bremsgeräteeinheiten sind mit pneumatischen und elektropneumatischen Geräten zur Steuerung des direkten und indirekten Bremssystems, der Magnetschienenbremse und des Federspeicherbremssystems bestückt, die automatische Lastabbremmung ermöglicht weiterhin eine beladungsabhängige Bremskrafterzeugung.

Die Wagen besitzen außerdem eine mikroprozessorgesteuerte Gleitschutzeinrichtung.

Der Triebzug verfügt über eine durchgehende Hauptluft- und Hauptluftbehälterleitung (HBL), die bei Mehrfachtraktion über die Mittelpufferkupplung gekuppelt werden.

Als Parkbremsen kommen Federspeicherbremsen zum Einsatz, die für das Halten des Zuges auf 40 ‰- Strecken mit 1,4-facher Sicherheit ausgelegt sind.

Zur Versorgung der pneumatischen Systeme wie der Bremsen, der Luftfederung und weiterer pneumatischer Verbraucher ist ein ölfreier Kompressor mit nachgeschalteter Zweikammer-Lufttrocknung vorgesehen, wobei die Komponenten in einem gemeinsamen Gerüst untergebracht werden. Der Einbauort befindet sich standardmäßig auf dem Dach, bei kurzen Fahrzeugkonfigurationen mit nur einem Transformator je Zug kann der Kompressor auch unterflur angeordnet werden.“

Auszug aus: Bender, Beate; Derdulla, Torsten und Genersch, Jens: „Talent 2 - fit für die Zukunft“ in: ZEVrail Glasers Annalen, Bd. 131, 2007, H. 9, S. 340-351

Bombardier Talent 2

Technische Daten

Parameter	Dreiteiler	Vierteiler
Radsatzfolge:	Bo'(2')(2')Bo'	Bo'(2')(2')(2')Bo'
Eigenmasse:	114 t	144 t
Länge über Kupplungen:	56.200 mm	72.300 mm
Höchstgeschwindigkeit:	160 km/h	160 km/h

2.4 Beispiel 4: Baureihe 611 der DB AG



Abbildung 2.4: BR 611 der DB AG

„Die Bremsanlage der Triebzüge besteht aus einer Druckluftbremse, Magnetschienenbremsen in den Laufdrehgestellen und einer hydrodynamischen Ergänzungsbremse. Jeder Triebzug hat einen elektrisch angetriebenen Schrauben-Luftpresser zur Luftbeschaffung für die Bremsanlage, die Luftfederung und die pneumatischen Nebenbetriebe. Dem Luftpresser nachgeschaltet ist eine Lufttrocknungsanlage mit Kondensatsammelbehälter.

Die automatisch wirkende mehrlössige Druckluftbremse wirkt auf Scheibenbremseinheiten. Jeder Laufradsatz hat zwei Wellenbremsscheiben, die Treibradsätze sind mit einer bzw. zwei Wellenbremsscheiben ausgestattet. Ein Mitteldruckventil regelt die pneumatische Bremse lastabhängig.

Die Feststellbremse wird durch eine Federspeicherbremse realisiert, die auf die gleichen Bremsgestänge wie die Betriebsbremse wirkt.

Eine mikroprozessorgesteuerte Gleit- und Schleuderschutteinrichtung garantiert eine optimale Übertragung der Zug- und Bremskräfte auch bei schlechten Schienenzuständen.

Die hydrodynamische Ergänzungsbremse wird dergestalt gesteuert, daß die Kennlinie der hydrodynamischen Bremse vergleichbar mit der Fahrkennlinie des Antriebs ist. Damit kann im Rahmen von betrieblich bedingten Geschwindigkeitsänderungen mittels der hydrodynamischen Bremse in weiten Bereichen die Fahrgeschwindigkeit allein durch den Antrieb variiert werden.

Die Auslegung der pneumatischen Bremse gestattet ein uneingeschränktes Fahren auch ohne Zuhilfenahme der hydrodynamischen Bremse.“

Auszug aus: Sauer, Bernd, Kottenhahn, Volker und Lang, Hans-Peter: „Schneller reisen mit moderner Neigetechnik - Die Baureihe 611 der Deutschen Bahn AG“ in: ZEV+DET Glas. Ann., Bd. 121, 1997, H. 2/3, S. 107-120

○ BR 611 (DB AG)

Technische Daten

Radsatzfolge:	2'B'+B'2'
Eigenmasse:	94 t
Länge über Puffer:	51.750 mm
Höchstgeschwindigkeit:	160 km/h
Bremsgewichte in Bremsart „R“:	77 t
Bremsgewichte in Bremsart „R+H“:	90 t
Bremsgewichte in Bremsart „R+Mg“:	98 t
Bremsgewichte in Bremsart „R+H+Mg“:	111 t

2.5 Beispiel 5: Doppelstockwagen (DB Regio)



Abbildung 2.5: Doppelstockwagen (DB Regio)

„Die Wagen besitzen eine selbsttätige, indirekt wirkende elektropneumatische Druckluft-Scheibenbremse der Bauart R KE-PR-A D ep mit automatischer Lastabbremung, mit Schnellbremsbeschleuniger, mit ep-Bremsfunktion und Notbremsüberbrückung.

Eine elektronische Gleitschutzeinrichtung ist vorhanden.

Die Handbremse wirkt mittels Handbremsrad über Kegelräder, Bremsspindel und Flexballzug auf beide Radsätze eines Drehgestelles.

Die Fahrzeuge für $v \geq 160$ km/h erhalten zusätzlich Magnetschienenbremsen in jedem Drehgestell des Mittelwagens und des Steuerwagens.“

Auszug aus: Garbe, Georg: „Neue Doppelstockwagen für die DB AG“ in: EI - Eisenbahningenieur, Bd. 49, 1998, H. 5, S. 54-59

„Die Wagen sind mit einer selbsttätigen, indirekt wirkenden elektropneumatischen Druckluft-scheibenbremse der Bauart KE-PR-AD (ep) der Firma Knorr-Bremse, München/Berlin, mit automatischer Lastabbremung und NBÜ ausgerüstet. Das Bremssystem besteht u.a. aus nachfolgend genannten Bauteilen:

- Steuerventil mit Schnellbremsbeschleuniger und Ep-Brems- und Löseventil,
- zwei regelbare Lastbremsventile RLV 23,
- Druckübersetzer Typ DÜ 21c/1,27,
- Luftbehälter,
- mikroprozessorgesteuerte elektronische Gleitschutzeinrichtung Typ Wabco 19“,
- drei GG-Wellenbrems-scheiben $\varnothing 640$ mm x 110 mm je Radsatz mit Rundstegrippen und
- drei Bremszangeneinheiten je Achse, Bremszylinder Typ UP 10“, Scheibenbremsbeläge mit 2×200 cm²

Die Bremsbauteile für die Druckluftbremse sind auf einer Knorr Gerätetafel Typ BGT-06 F im Wageninneren unter der Treppe zum Oberstock am Wagenende 1 angeordnet, wobei sich die Steuerungs- und Überwachungsgeräte im Apparateraum befinden. Die Zugänglichkeit zur Gerätetafel ist durch eine hochklappbare Treppe sowie zusätzlich wegnehmbare Klappen im Unterstock gegeben.

Die Umstellereinrichtung und der Löseknopf sind in der Nähe der pneumatischen Bremsgerätafel am Wagenende 1 angeordnet und nur von einer Wagenseite aus bedienbar. Die Ausschaltvorrichtung kann von beiden Wagenseiten aus betätigt werden.

Die Scheibenbremsanzeigen für die Druckluft- und Handbremse befinden sich gut sichtbar am Untergestellvorbau am Wagenende 1 an beiden Wagenseiten. Die 1"-Hauptluftleitung befindet sich in einem Deckenluftkanal des Unterstocks, die 1"-Hauptluftbehälterleitung ist in der Decke des Oberstocks verlegt; beide sind an den Wagenenden gegabelt ausgeführt.

Je Wagenende ist ein Manometer zur Kontrolle des Bremszylinderdrucks angeordnet.

Die Luftleitungen sind mittels Vebeo-Verschraubungen verbunden, im Wannbereich zum Drehgestell sind die Rohre gegen Steinschlag geschützt.

Die Handbremse wirkt über Handbremsrad, Kegelräder, Bremsspindel und Flexballzug auf beide Radsätze des Drehgestells am Wagenende 2. Das Handbremsrad ist in der Toilettenwand angeordnet und vom Mittelgang aus bedienbar.

Die Notbremseinrichtung ist als pneumatisches System mit Notbremsventil Typ NB 12 und NBÜ ausgeführt. Je zwei Notbremszugkästen befinden sich im Ober- und Unterstock und je einer in den Einstiegräumen. Auf der Schalttafel sind die Kontrolltaster und Leuchtmelder für die NBÜ angeordnet.

Die Bremsleistung ist so bemessen, daß mindestens 150 Bremshundertstel bei Belegung aller Sitzplätze und einer vereinbarten Zahl von Stehplätzen erreicht werden."

Auszug aus: Ivanauskas, Johann: „Neue Doppelstockwagen für den Regionalverkehr bei der Deutschen Bundesbahn“ in: ZEV+DET Glas. Ann., Bd. 117, 1993, H. 9, S. 300-306

„Die Bremsausrüstung entspricht grundsätzlich der der Do-Wagen-Lieferungen aus dem Jahr 1993. Jeder Wagen besitzt eine selbsttätige, indirekt wirkende elektropneumatische Druckluftscheibenbremse der Bauart KE-PR-AD (ep) mit automatischer Lastabbremmung und Notbremsüberbrückung (NBÜ). Das Bremssystem besteht u. a. aus nachfolgend genannten Bauteilen:

- ein Steuerventil mit Ep-Brems- und Löseventil KEOaK(p) E/6d-EPZ und Schnellbremsbeschleuniger EB3S,
- zwei regelbaren Lastbremsventilen RLV 23,
- Luftbehältern,
- mikroprozessorgesteuerter elektronischer MRP-Gleitschutzeinrichtung Typ WGM C 19',
- drei GG-Wellenbremsscheiben Ø640 mm x 110 mm je Radsatz mit Innenbelüftung und
- drei Bremszangeneinheiten je Radsatz, Bremszylinder 10', Scheibenbremsbeläge 2 x 200 cm².

Auszug aus: Garbe, Georg; Ivanauskas, Johann und Sausner, Hans-Jürgen: „Moderne Doppelstockwagen im Regionalverkehr der DB AG“ in: EI - Eisenbahningenieur, Bd. 46, 1995, H. 4, S. 204-212

○ Doppelstockwagen (DB Regio)

Technische Daten

Parameter	DBbz761	DBz (Mittelwagen)
Radsatzfolge:	2'+2'	2'+2'
Eigenmasse:	51 t	46 t
Anzahl Sitzplätze:	101	139
Anzahl Stehplätze:	140	114
Ø Laufkreis der Räder (neu):	920 mm	920 mm
Ø Laufkreis der Räder (abgenutzt):	860 mm	860 mm
Länge über Puffer:	27.270 mm	26.800 mm
Höchstgeschwindigkeit:	140 km/h	140 km/h
Bremsgewicht „R+Mg“	122 t	-
Bremsgewicht „R“	90 t	90 t
Bremsgewicht „P“	68 t	65 t

3 Kategorisierung von Bremsungen und Bremsen

3.1 Vorbemerkungen

Nachdem in Abschnitt 1 eine Einführung in das Fachgebiet der Schienenfahrzeugbremstechnik erfolgte und anschließend in Kapitel 2 die Bremsausrüstung verschiedener Fahrzeuge beispielhaft vorgestellt wurde, wollen wir uns in diesem Kapitel mit der Klärung wichtiger Begrifflichkeiten sowie der Kategorisierung von Schienenfahrzeugbremsen auseinandersetzen.

Wichtige Bremstechnische Begriffe und Bezeichnungen sind in der **DIN EN 14478**¹ festgehalten. Dort lassen sich auch die offiziellen englischen und französischen Entsprechungen der Begriffe finden.

3.2 Bremsungsarten

Wie in Kapitel 1 dargelegt wurde, haben die Bremsen auf Eisenbahnfahrzeugen die Aufgabe, die Geschwindigkeit der Fahrzeuge in gewollten Grenzen zu beeinflussen und den Stillstand der Fahrzeuge zu sichern. Je nachdem, mit *welchem Ziel* und *wodurch* eine Bremsung eingeleitet wurde und *welches Verzögerungsniveau* dabei angestrebt wird, lassen sich die Bremsungen den im Folgenden aufgeführten Kategorien zuordnen.

Stoppbremsung

Als „Stoppbremsung“ werden alle Bremsungen bezeichnet, die Fahrzeuge oder Züge aus einer Bremsausgangsgeschwindigkeit $v_0 > 0 \text{ km/h}$ bis zum Stillstand verzögern. Eine nicht normkonforme alternative Bezeichnung dafür wäre „Anhaltebremsung“. Der Begriff „Stoppbremsung“ ist demzufolge ein Oberbegriff für verschiedene Bremsungen, da sowohl Betriebs-, als auch Voll- und Schnellbremsungen zum Fahrzeugstillstand führen können.

Regulierungsbremsung

„Regulierungsbremsungen“ sind Geschwindigkeitszielbremsungen, dienen also der Absenkung der Bremsausgangsgeschwindigkeit $v_0 > 0 \text{ km/h}$ auf die Bremsend- bzw. Zielgeschwindigkeit $v_1 > 0 \text{ km/h}$.

¹Die hier zugrunde gelegte Version der Norm ist die DIN EN 14478:2017 vom Februar 2018.

Beharrungsbremung

Als „Beharrungsbremungen“ werden alle Bremsungen bezeichnet, die die Beibehaltung einer bestimmten Geschwindigkeit v_{soll} bei der Befahrung starker Gefälle Strecken zum Ziel haben.

Stillstandssicherung(sbremsung)

Bei den Bezeichnungen für Bremsungen, die der Stillstandssicherung dienen, ist die DIN EN 14478 nicht konsistent. Im Rahmen dieses Skriptes werden diese Bremsungs-Kategorien weiterhin als *Bremsungen* bezeichnet, während die Norm diesen Begriff vermeidet².

Stillstandssicherungsbremung ist also der Oberbegriff für alle Bremsungen, die Fahrzeuge während der Stillstandsphasen an einer weiteren Fahrbewegung hindern. Je nachdem, ob dies dauerhaft oder für eine begrenzte Zeit bzw. mit oder ohne dauerhafte Energiezufuhr geschieht, wird eine weitere Differenzierung vorgenommen.

Haltebremung Haltebremsungen sind Bremsungen, die eine Stillstandssicherung für einen begrenzten Zeitraum sicherstellen sollen. Die genauen Randbedingungen könne dabei variieren. Die Nutzung einer Aktivbremse, bei der Energie zugeführt werden muss, damit die Bremse wirksam ist, ist im Rahmen von Haltebremsungen möglich.

Festhaltebremung Festhaltebremsungen sind ähnlich wie die Haltebremung definiert. Der Unterschied besteht vor allem darin, dass bei einer Festhaltebremung nur die zum Zeitpunkt der Einleitung der Bremsung auf dem Fahrzeug gespeicherte Energie im Bremssystem zur Erzeugung der Bremskräfte verwendet werden darf.

Feststellbremung Feststellbremsungen dienen der zeitlich unbegrenzten Stillstandssicherung von Fahrzeugen und Zügen. Bei Feststellbremsungen sollen nur solche Bremsen zum Einsatz kommen, die nach einmaligem Anlegen, nicht wieder mit Energie versorgt werden müssen. Das sind in der Regel entweder handbetätigte Bremsen oder Passivbremsen („passiv“ heißt: das Lösen erfolgt mit Energiezufuhr), die nach dem Federspeicherprinzip arbeiten.

Schnellbremung

Schnellbremsungen sind Stoppbremsungen mit dem höchstmöglichen Verzögerungsniveau und den geringsten (Brems-)Ansprechzeit³ unter Einsatz aller verfügbarer Bremsen mit dem Ziel der Gefahrenabwehr. Schnellbremsungen können auf unterschiedliche Art und Weise ausgelöst werden. Alle Schnellbremsungen, die nicht vom Triebfahrzeugpersonal ausgelöst werden, erhalten eine separate Benennung (→ Zwangsbremung, → Notbremung).

Anmerkung: Im Grunde ist der Begriff der Schnellbremung durch die DIN EN 14478:2018-02 doppelt belegt: einmal als Oberbegriff (siehe Definition oben) und einmal als spezieller Ausdruck für explizit durch das Triebfahrzeugpersonal ausgelöste Bremsung mit höchsten Verzögerungsniveau und geringsten Bremsaufbauzeiten.

²Der Oberbegriff „Bremsung“ ist in der DIN EN 14478:2017 unter 4.1.1 definiert als „Vorgang, der zur Verzögerung des Zuges oder zum Konstanthalten einer Geschwindigkeit führt oder *die Bewegung eines stehenden Zuges verhindert*“. Trotzdem werden letztgenannte Vorgänge dann nicht als „Bremsung“, sondern als „Bremse“ bezeichnet.

³Die Definition von verschiedenen Zeitintervallen, die bei der Einleitung von Bremsungen relevant sind, erfolgt an anderer Stelle in diesem Skript.

Gefahrbremung Der Begriff Gefahrbremung ist insbesondere im Schienenpersonennahverkehr (SPNV)⁴ gebräuchlich und weitgehend dem der Schnellbremung äquivalent.

Zwangsbremung Eine Zwangsbremung ist eine Schnellbremung, die durch die Fahrzeugsicherungstechnik ausgelöst wird. Dazu gehören sowohl die Zugsicherungssysteme (Überwachung der Wahrnehmung und Befolgung von Signalen und streckenseitig vorgegebenen Geschwindigkeitsrestriktionen), als auch die Sicherheitsfahrerschaltung (kurz: SiFa, zur Überwachung der Anwesenheit und Reaktionsfähigkeit der Triebfahrzeugpersonale auf besetzten Führerständen). Zwangsbremungen können entweder aufhebbar (SiFa- Zwangsbremung) oder nicht aufhebbar (Zugsicherungs-Zwangsbremung) sein.

Notbremung Notbremungen sind Schnellbremungen, die von Passagieren oder dem Zugpersonal über spezielle Betätigungseinrichtungen („Notbremszuggriff“) ausgelöst wird. Eine Notbremsanforderung kann unter bestimmten Voraussetzungen⁵ von der Fahrzeugleittechnik oder den Triebfahrzeugpersonalen unterdrückt werden („Notbremsüberbrückung“).

Betriebsbremung

Unter dem Begriff „Betriebsbremung“ werden sowohl Regulierungs- als auch Stopp- und Haltebremungen bezeichnet, die im Rahmen normaler Betriebshandlungen während der Zugfahrt durch die Triebfahrzeugpersonale vorgenommen werden. Ein weiteres Kennzeichen von Betriebsbremungen ist, dass häufig nicht alle verfügbaren Bremssysteme betätigt werden und üblicherweise nicht das maximal mögliche Verzögerungsniveau abgerufen wird.

Vollbremung

Eine Vollbremung ist eine Betriebsbremung, bei der die maximal verfügbare Bremsleistung angefordert wird. Der Unterschied zu einer Schnellbremung liegt darin, dass bei Vollbremungen eine längere (Brems-)Ansprechzeit vorliegt und ggf. nicht alle verfügbaren Bremssysteme zum Einsatz kommen.

Sicherheitsbremung


Der Begriff der Sicherheitsbremung stammt ebenfalls aus dem Bereich des SPNV. Es sind damit Bremsungen definiert, die über Betätigungsorgane ausgelöst werden, deren Verfügbarkeit sich auf einem höheren Niveau befinden muss, als das der Regel-Betätigungsorgane. Sicherheitsbremungen werden z.B. häufig über einen „Not-Taster“ eingeleitet. Die Auslösung einer Sicherheitsbremung sollte auch dann möglich sein, wenn die Fahrzeugleittechnik oder die externe Energieversorgung gestört sind.

nichtaufhebbare Bremsung

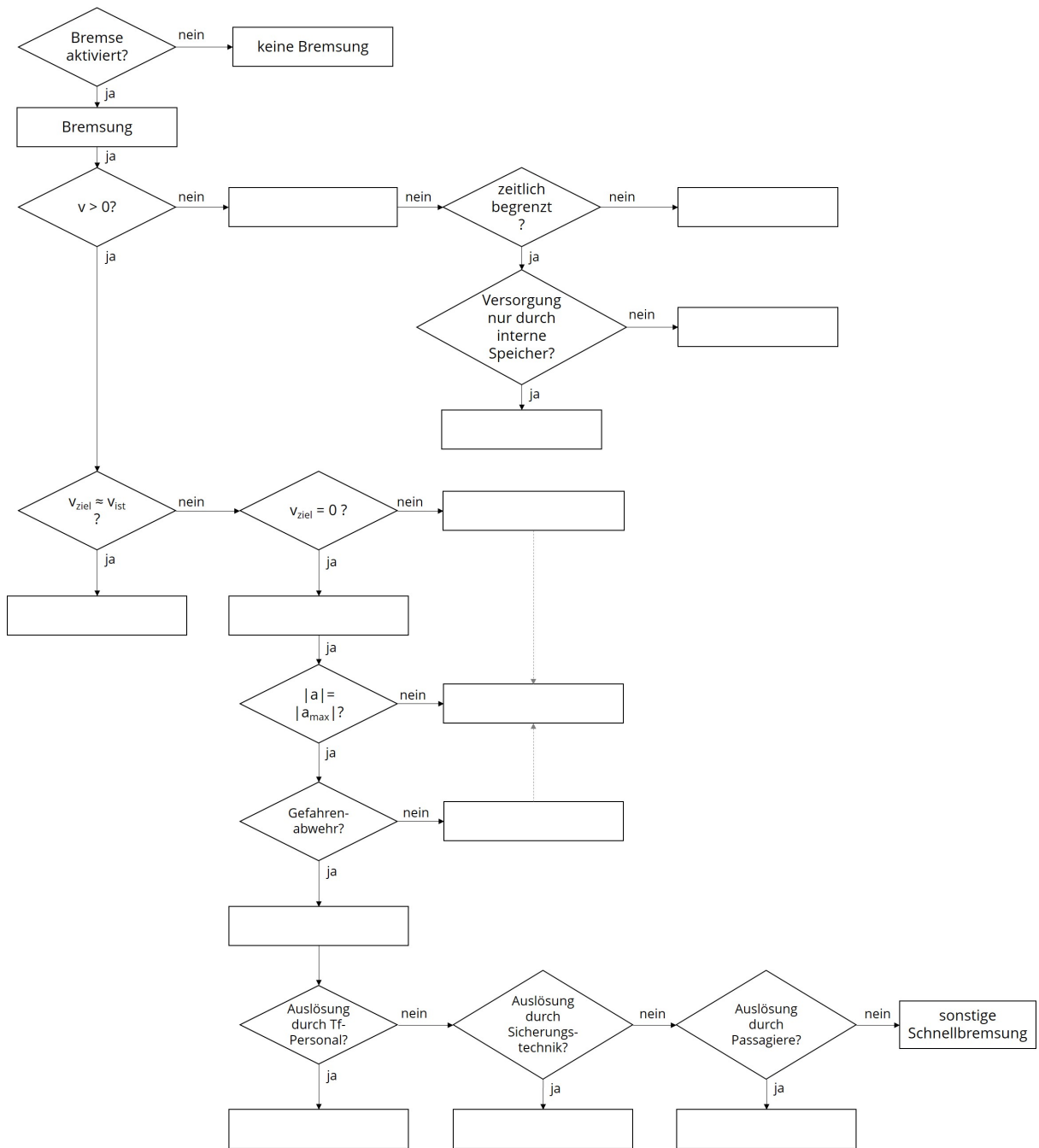
Nichtaufhebbare Bremsungen sind in der Regel Stoppbremungen (meistens auch Schnellbremungen), die, wenn sie einmal initialisiert worden sind, durch die Triebfahrzeugpersonale nicht einfach aufgehoben werden können. Das Lösen der Bremsen ist bei nichtaufhebbaren Bremsungen an bestimmte Bedingungen (z.B. Stillstand des Zuges) und Bedienhandlungen gebunden.

⁴Straßen-, Stadt- und U-Bahnen unterliegen einer anderen Normung sowie anderen gesetzlichen Vorschriften. Dadurch hat sich bei diesen Fahrzeugkategorien ein von den Vollbahnen teilweise abweichendes Vokabular entwickelt.

⁵z.B. in langen Tunneln

 Schema Bremsarten

Vervollständigen Sie das unten dargestellte Schema mit den fehlenden Begriffen. Nutzen Sie dazu die Informationen, die im Kapitel 3.2 aufbereitet sind.



3.3 Arten von Schienenfahrzeugbremsen

3.3.1 Unterscheidungsmerkmale von Eisenbahnbremsen

Eisenbahnbremsen lassen sich auf unterschiedliche Art und Weise einteilen. In diesem Kapitel wird die Kategorisierung von Schienenfahrzeugbremsen nach folgenden Gesichtspunkten vorgenommen:

1. Einteilung der Bremsen nach ihrem Wirkprinzip,
2. Einteilung der Bremsen nach den normativen Anforderungen, die sie erfüllen,
3. Einteilung der Bremsen nach ihrer Effizienz

3.3.2 Einteilung der Bremsen nach ihrem Wirkprinzip

Kraftschlussabhängigkeit

Das wesentliche Unterscheidungsmerkmal bei der Betrachtung von Eisenbahnbremsen ist die Frage, ob die Bremsen kraftschlussabhängig sind. Häufig wird dies auf den Kraftschluss zwischen Rad und Schiene reduziert. Definiert man „Kraftschluss“ aber weiter, und subsumiert auch „Reibschluss“ darunter, ergibt sich eine etwas andere Zuordnung der Bremsarten zu den jeweiligen Kategorien. Ergibt sich die Bremskraft einer Bremse als das Produkt aus einer Normalkraft und einem Reib- oder Kraftschlussbeiwert, so sollen sie im Kontext dieses Skriptes als „kraftschlussabhängige Bremse“ eingeordnet werden. Handelt es sich bei der Normalkraft um die auf den Eisenbahnrädern lastende Gewichtskraft und bei dem Kraftschlussbeiwert um den zwischen Rad und Schiene, handelt es sich um vom Rad-Schiene-Kraftschluss abhängige Bremsen. Dazu sind sämtliche auf die Radsätze von Schienenfahrzeugen wirkende Bremsen zu zählen, ganz gleich ob die Wirkung direkt (z.B. Klotzbremse) erfolgt oder indirekt (z.B. Nutzung der elektrischen Fahrmotoren als Generatoren).

Kraftschlussunabhängige Bremsen

Gänzlich kraftschlussunabhängige Bremsen werden bei Schienenfahrzeugen eher selten eingesetzt. Es handelt sich dabei um **aerodynamische Bremsen** (Bremsklappen, Bremsschirme), wie sie bei Luftfahrzeugen⁶ eingesetzt werden.

Eine weitere Möglichkeit kraftschlussunabhängig zu bremsen, stellen **Staustrahlbremsen** dar. Damit sind wiederum vor allem Flugzeugtriebwerke gemeint, die mittels Schubumkehr eine enorme Bremswirkung erzielen können. Da sich im Schienenverkehr gänzlich andere Antriebskonzepte durchgesetzt haben, stellen Staustrahlbremsen auch keine praktikable Alternative für Schienenfahrzeuge dar.

Der Einsatz **elektrischer Bremsen** ist dem gegenüber eine im Schienenverkehr praktikable Lösung. Im Falle eher exotischer Antriebe mit **elektrischen Linearmotoren**, können diese, ähnlich wie ihre rotierenden Pendanten als Bremse genutzt werden. Der für klassische Eisenbahnfahrzeuge relevantere Fall ist die **elektrische Wirbelstrombremse**, die als Schienenbremse ausgeführt ist und bei Hochgeschwindigkeitszügen in Deutschland und Japan zum Einsatz kommt (siehe Abbildung 3.1). In Deutschland ist ein freizügiger Einsatz von linearen Wirbelstrombremsen jedoch bisher nicht möglich, weil noch Fragen der thermischen Belastung von

⁶In Japan hat es Versuche mit aerodynamischen Bremsen an Hochgeschwindigkeitszügen gegeben, ein flächendeckender Einsatz von Bremsklappen im schienengebundenen Hochgeschwindigkeitsverkehr findet jedoch nicht statt.

Gleisen und der elektromagnetischen Verträglichkeit für das gesamte Streckennetz geklärt werden müssen.

Kraftschlussabhängige Bremsen

Schienenbremsen Wie bei der Definition des Begriffes „kraftschlussabhängig“ in Abschnitt 3.3.2 bereits erläutert wurde, werden im Rahmen dieses Skriptes auch die vom Reibschluss zwischen Bremse und Schienenkopf abhängigen **Schienenbremsen** den kraftschlussabhängigen Bremsen zugeordnet.

Das Prinzip der Schienenbremsen besteht prinzipiell darin, einen Bremsschuh (der auch mehrteilig ausgeführt werden kann) mit einer Normalkraft auf die Schienenköpfe zu drücken und die dabei entstehende tangentielle Reibungskraft als Bremskraft zu nutzen. Wird diese Normalkraft mechanisch rein mechanisch erzeugt, spricht man von **Reibungsbremsen**⁷

Heute werden ausschließlich kraftschlussabhängige Schienenbremsen eingesetzt, bei denen die Anpresskraft (Normalkraft) mittels Magneten erzeugt wird. Die häufigste Bauform ist die **Elektromagnetschienenbremse**, bei der ein Elektromagnet bei Bedarf bestromt und auf die Schiene abgesenkt wird. Es gibt aber auch **Permanentmagnetschienenbremsen** (siehe Abbildung 3.1), bei denen Permanentmagnete innerhalb eines Gehäuses so gedreht werden, dass der magnetische Fluss zwischen den Magnetpolen entweder über die Schienenköpfe geschlossen wird oder eben nicht. Diese Bremsen sind deshalb auch dauerhaft ohne weitere Energiezufuhr nutzbar und können als Park- bzw. Feststellbremse genutzt werden.



(a) Klotzbremse



(b) Scheibenbremse und Elektromagnetschienenbremse (Mg-Bremse)



(c) Permanentmagnetschienenbremse (PMB)



(d) Wirbelstrom(schienen)bremse (WSB)

Abbildung 3.1: Ausgeführte Eisenbahnbremsen (Beispiele)

⁷Schienen-Reibungsbremsen werden heute nicht mehr eingesetzt, da sich mit Magnetschienenbremsen wesentlich günstiger große Andruckkräfte erzeugen lassen.

Radbremsen Die mit Abstand wichtigste Kategorie von Eisenbahnbremsen sind die vom Kraftschluss zwischen Rad und Schiene abhängigen **Radbremsen**. Diese werden nochmal in die Unterkategorien **dynamische Bremsen** und **Reibungsbremsen** unterteilt.

Erstgenannte haben den großen Vorteil, dass sie (weitgehend) verschleißfrei und im besten Falle (elektrodynamische Bremsen) sogar regenerativ arbeiten. Der Nachteil von dynamischen Bremsen ist hingegen, dass ihre Bremskraft verschwindet, sobald die Drehzahl der Radsätze gegen Null geht. Dynamische Radbremsen werden daher immer durch Reibungsbremsen ersetzt.

Reibungsbremsen weisen eine große Robustheit, sowie eine im Vergleich zu dynamischen Bremsen höhere Verfügbarkeit auf. Mit ihnen allein lassen sich prinzipiell alle in Abschnitt 3.2 aufgeführten Bremsungsarten realisieren.

Reibungsbremsen werden als **Klotzbremsen** (vor allem im Güterverkehr) oder als **Scheibenbremsen** ausgeführt. Letztgenannte gehören zur Kategorie der **Belagbremsen**, der auch **Trommelbremsen** zuzuordnen sind, die allerdings bei Schienenfahrzeugen keine nennenswerte Rolle spielen.

Eine schematische Übersicht über alle in diesem Kapitel besprochenen Bremsarten enthält Abbildung 3.2.

Unterkategorien von Reibungsbremsen

Die **Bremskrafterzeugung** sowie die **Ansteuerung** der auf die Räder/Radsätze wirkenden Reibungsbremsen kann prinzipiell auf unterschiedliche Art und Weise erfolgen. Die weltweit mit Abstand am häufigsten bei Vollbahnfahrzeugen anzutreffende Bremse ist die **Druckluftbremse**. Diese kann entweder als reine Druckluftbremse (vor allem im Schienengüterverkehr) ausgeführt sein, bei der sowohl die Bremskrafterzeugung als auch die Ansteuerung über eine Variation des Luftdruckes erfolgt, oder als **elektropneumatische Bremse** (vor allem bei Reisezügen). Bei letztgenannter wird die Signalübertragung auf elektrischem Wege durchgeführt, während die Bremskrafterzeugung ebenfalls pneumatisch erfolgt.

Während klassische Druckluftbremsen mit einem Überdruck bezüglich des Umgebungsluftdruckes arbeiten, nutzen **Vakuumbremsen** den Unterdruck bezüglich der Atmosphäre sowohl für die Signalübertragung als auch für die Bremskrafterzeugung aus. Das pneumatische System wird in diesem Falle zum Lösen der Bremsen evakuiert (entlüftet) und beim Bremsen belüftet. Der ausnutzbare Druckunterschied beträgt deshalb maximal nur etwa 1 bar, weshalb diese Bremsausrüstung einen gegenüber klassischen Druckluftbremsen erhöhten Bauraumbedarf aufweist. Vakuumbremsen kommen heute teilweise noch bei einigen Schweizer Meterspurbahnen zum Einsatz. Dort werden mittlerweile aber auch Mischsysteme, wie die **vakuumbesteuerte Druckluftbremse** verwendet.

Fahrzeuge des SPNV, insbesondere Straßen- und Stadtbahnen weisen häufig elektrohydraulische Bremsen auf. Wie es die Bezeichnung schon suggeriert, werden diese Bremsen elektrisch angesteuert, während die Erzeugung der Andruckkräfte auf hydraulischem Wege erfolgt. Hydraulische Bremsen sind wesentlich kompakter als Druckluftbremsen und können in den oft sehr engen Fahrwerken von Straßenbahnen⁸ vergleichsweise gut untergebracht werden. Sie sind allerdings in der Instandhaltung verhältnismäßig aufwendig und teuer.

Eine überschaubare Anzahl von Straßen- bzw. Stadtbahnzügen ist mit **elektromechanischen Bremsen** ausgerüstet. Bei diesen wird die Anpresskraft bei den Reibungsbremsen elektromotorisch oder elektromagnetisch erzeugt. Dies erfordert bisweilen recht aufwendige Konstruktionen, die überdies verhältnismäßig viel Raum genau dort im Fahrwerk beanspruchen, wo ohnehin wenig Platz vorhanden ist.

⁸Aufgrund der heute üblichen Bauweise als Niederflurstraßenbahnen steht sehr wenig Bauraum zur Verfügung, insbesondere zwischen den Rädern.

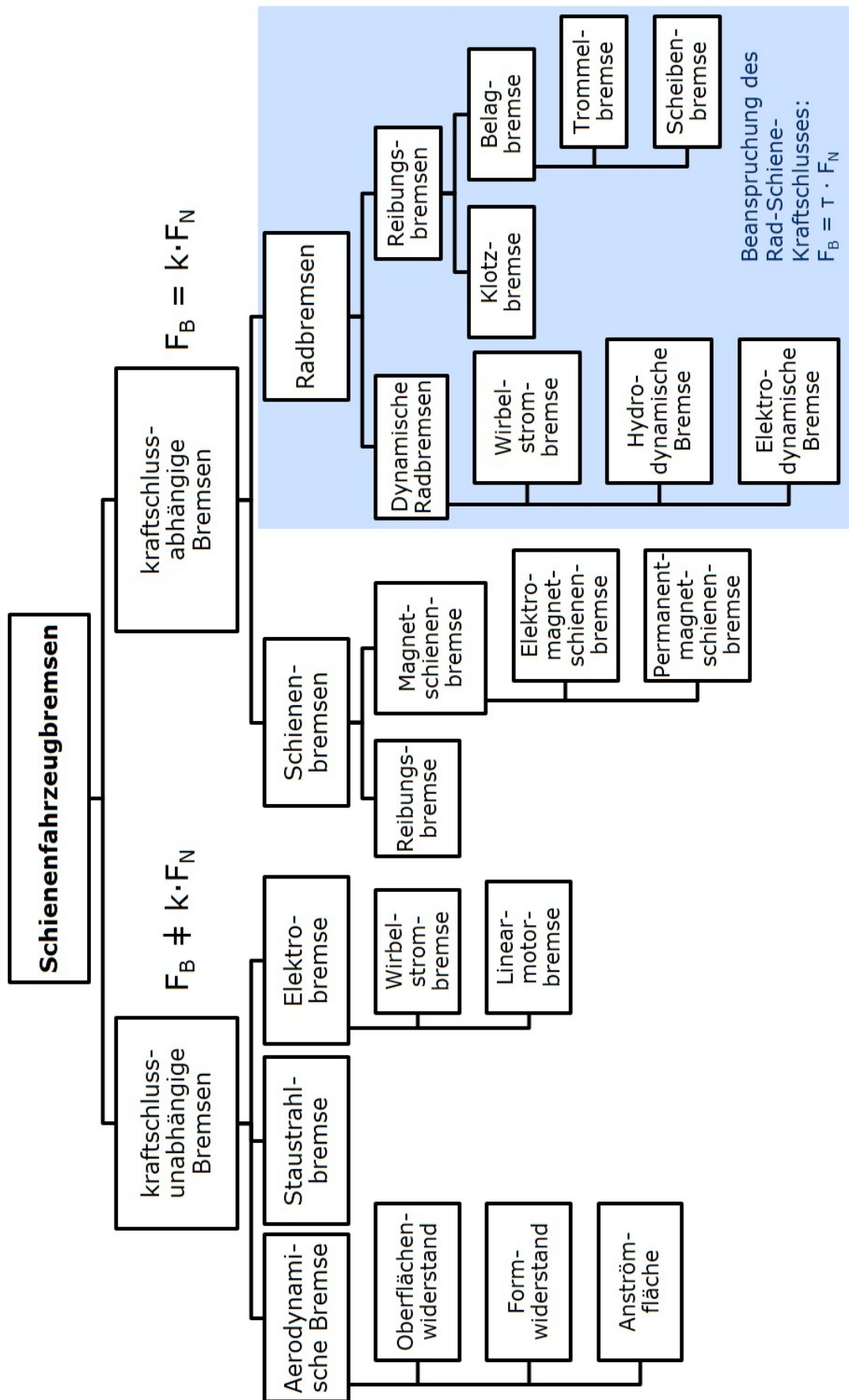


Abbildung 3.2: Einteilung der Bremsen nach ihrem Funktionsprinzip

3.3.3 Einteilung der Bremsen nach dem zugrundeliegenden Normenwerk

Eine wesentliche Voraussetzung für den grenzüberschreitenden Eisenbahnverkehr ist die Vereinheitlichung der Bremsen. Vor allem Güterwagen, aber auch ein beträchtlicher Teil von Reisezugwagen zirkuliert heute länderübergreifend und muss folglich bremstechnisch internationalen Standards entsprechen. In Europa werden diese Standards durch die UIC⁹ und zunehmend durch das Normenwerk der Europäischen Union (EN-Normen) gesetzt.

Die bei Vollbahnfahrzeugen in Europa verbaute Druckluftbremse wird deshalb auch als „UIC-Druckluftbremse“ bezeichnet. Diese Art der Druckluftbremse wird natürlich im Fokus dieser Lehrveranstaltung bzw. dieses Skriptes stehen.

Neben der UIC-Druckluftbremse sind weltweit noch folgende Systeme von Bedeutung:

- die Druckluftbremsen nach russischem Standard GOST (deshalb auch als GOST-Bremsen bezeichnet),
- die Druckluftbremsen nach den Standards der Association of American Railroads (AAR-Bremse),
- die Druckluftbremsen nach den Standards der Australasian Railway Association (ARA-Bremse).

Für die Bremsen von Fahrzeugen des SPNV (Straßen-/Stadt- und U-Bahnen) gelten häufig nationale Regelwerke, da diese auf begrenzten Netzen verkehren und die Anforderungen, die sich aus der Interoperabilität ergeben (außer in grenznahen Ballungsräumen) eine untergeordnete Rolle spielen.

In Deutschland ist das nationale Regelwerk für Fahrzeuge des SPNV die Straßenbahn Bau- und Betriebsordnung (BOStrab) und die zugehörigen Ausführungsbestimmungen, die „Technischen Regeln Bremsen (TRBr)“.

3.3.4 Einteilung der Bremsen nach Effizienzkriterien

Bei der Auslegung und dem Betrieb von Bremsen stehen die Sicherheit und eine hohe Verfügbarkeit an erster Stelle. Deshalb ist die Installation einer Reibungsbremse grundsätzlich unabdingbar. Allerdings unterliegen diese (starkem) Verschleiß und emittieren zudem Feinstaub. Es ist daher wünschenswert, zusätzliche Bremseinrichtungen nutzen zu können, die diese Nachteile nicht aufweisen.

Es ist daher, insbesondere im Reisezugverkehr, üblich, verschiedene Bremssysteme miteinander zu kombinieren, damit die Reibungsbremsen so wenig wie möglich eingesetzt werden müssen. Folgende Fragen stehen dabei im Vordergrund:

1. Ist die Bremse regenerativ, kann mit ihr also beim Bremsen die kinetische Energie des Fahrzeuges in eine nutzbare Energieform zurückgewandelt werden?
2. Ist die Bremse verschleißfrei, weist sie also auch bei häufigem Einsatz eine hohe Standzeit auf, sodass kein (kostspieliger) Austausch von abgenutzten Komponenten nötig ist?
3. Ist die Bremse wartungsarm/-frei, muss also keine engmaschige Kontrolle und Behandlung der Komponenten erfolgen?

Tabelle 3.1 gibt einen Überblick darüber, wie sich diese Fragen für die bei Eisenbahnfahrzeuge üblicherweise genutzten Bremsarten beantworten lässt. Es ist ersichtlich, dass die elektrodynamische Bremse¹⁰ in Summe die günstigsten Eigenschaften aufweist und deshalb vorzugsweise zum Einsatz kommen sollte. Da diese Bremsbauart jedoch auch gleichzeitig die in der

⁹Union Internationale des Chemins de Fer (Internationaler Eisenbahnverband)

¹⁰Selbstverständlich beziehen sich die Aussagen auf Drehstrommaschinen an einem aufnahmefähigen Netz.

Tabelle 3.1: Eigenschaften verschiedener Bremsarten im Hinblick auf ihre Effizienz

Bremsenart	regenerativ?	verschleißfrei?	wartungsarm?
elektrodynamische Bremse	ja	ja	ja
hydrodynamische Bremse	nein	ja	ja
Scheibenbremse	nein	nein	nein
Klotzbremse	nein	nein	nein
Magnetschienenbremse	nein	nein	nein
Wirbelstrombremse	nein	ja	ja

Anschaffung teuerste sowie in der Regelung aufwendigste ist, beschränkt sich ihre Nutzung auf hochwertige Fahrzeuge (genauer: auf Triebfahrzeuge).

Abbildung 3.3 enthält abschließend eine Art Hierarchie der verschiedenen Eisenbahnbremsen, bei der die Wirtschaftlichkeit ihres Einsatzes jeweils zu ihrer Verfügbarkeit/Sicherheit in Bezug gesetzt wird. Die geringste Verfügbarkeit im Vergleich weist die Wirbelstrombremse auf, weil ihr Einsatz in Deutschland auf einige wenige Streckenabschnitte beschränkt ist. Auf allen anderen Strecken darf sie, auch im Notfall, nicht genutzt werden.

Die Verminderung der Verfügbarkeit der dynamischen Bremsen im Vergleich zu den Reibungs-bremsen ergibt sich aus dem Umstand, dass regeneratives Bremsen an ein aufnahmefähiges Netz gebunden ist und sowohl elektrodynamisches als auch hydrodynamisches Bremsen nur möglich ist, wenn die entstehende thermische Energie abgeführt werden kann.

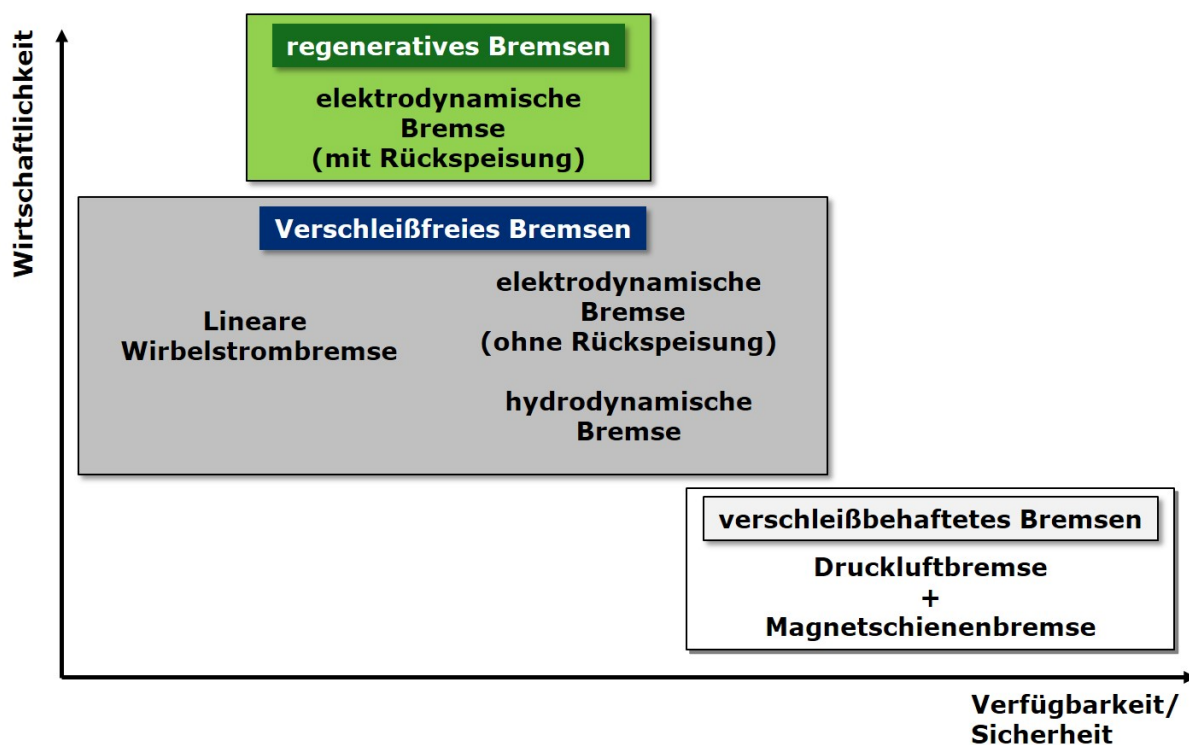


Abbildung 3.3: Hierarchie der Bremsarten hinsichtlich ihrer Wirtschaftlichkeit

4 Anforderungen an und Merkmale von Eisenbahnbremsen

4.1 Allgemeine Anforderungen an Eisenbahnbremsen

Anforderungen, die an Eisenbahnbremsen gestellt werden, lassen sich prinzipiell in die Kategorien „Allgemeine Anforderungen“ und „Spezifische Anforderungen“ unterteilen. Die erstgenannte Kategorie wird in diesem Kapitel behandelt. Es geht dabei um Anforderungen, die unabhängig von der konkreten Umsetzung an Eisenbahnbremsen gestellt werden. Sie unterscheiden sich im Grad der Detaillierung deutlich von den speziellen Anforderungen, die insbesondere in Normen und anderen Regelwerken festgehalten werden.

Im Folgenden sind elf wesentliche Anforderungen an Schienenfahrzeugbremsen zusammengetragen, die allgemeine Gültigkeit haben.

1. Die Bremskräfte sollen unter umfassender Beachtung der betrieblichen Randbedingungen (Signalabstände, Geschwindigkeiten, Überwachung durch Zugsicherungseinrichtungen, klimatische Randbedingungen, topographische Anforderungen, u.a.) generiert werden.
2. Die Bremsen sollen feinstufige Regulierbarkeit aufweisen, da nur so die Realisierbarkeit von Weg- oder Geschwindigkeits-Zielbremsungen sichergestellt werden kann.
3. Während der Einleitung und der Durchführung von Bremsungen gilt es, Längsrucke sowohl auf Fahrzeug- als auch auf Zugebene zu begrenzen.
4. Die Bremsen sollen möglichst verschleißarm sein.
5. Die Bremsen sollen so ausgelegt sein, dass Radlaufflächenschäden (Ausbröckelungen nach thermischer Überlastung oder Flachstellen) weitgehend vermieden werden können.
6. Die Bremsen sollen eine sehr hohe Funktionssicherheit und somit Verfügbarkeit aufweisen.
7. Die Bremsen sollen möglichst wartungsarm sein und ihre konstruktive Ausführung möglichst wartungsfreundlich.
8. Die Bremsen sollen einen möglichst geringen Einbauaufwand erfordern und damit instandhaltungsfreundlich sein.

9. Die Bremsen sollen geringe Massen aufweisen. Das gilt insbesondere für Bremsbaugruppen und -bauteile, die zu den unabgefederten Massen gezählt werden (z.B. Brems Scheiben).
10. Die Bremsen sollen eine hohe Wirtschaftlichkeit aufweisen. Das betrifft den gesamten Lebenszyklus der Bremskomponenten.
11. Die Bremsen sollen umweltfreundlich sein. Dies gilt insbesondere hinsichtlich der Schonung von Ressourcen sowie der geringen Emissionen (vor allem Lärm, Staub). Sie sollten zudem nicht mit Medien arbeiten, die im Falle eines ungewollten Austritts in die Umwelt eine Gefahr für diese darstellen.

4.2 Allgemeine Merkmale der Eisenbahnbremsen

Die allgemeinen Eigenschaften der verschiedenen Schienenfahrzeugbremsysteme sind im Folgenden in knapper Form tabellarisch im Sinne von Vor- und Nachteilen dargestellt.

4.2.1 Merkmale von Schienenbremsen

Vorteile	Nachteile
zusätzliche Bremswirkung erzielbar	verschleißbehafet
vom Kraftschluss Rad-/Schiene unabhängig	hoher Bauaufwand
Putzwirkung auf Schienenköpfe	zusätzliche Masse
z.T. als Parkbremse einsetzbar (PMB)	starke Geschwindigkeitsabhängigkeit der Bremskraft (Anhalteruck)

4.2.2 Merkmale von Reibungsbremsen

Vorteile	Nachteile
einfacher mechanischer Aufbau	Reibwertabhängigkeit der Bremswirkung
hohe Zuverlässigkeit	Kraftschlussabhängigkeit der Bremswirkung
große Robustheit	verschleißbehafet
Klotzbremse: Interaktion mit Radlauflächen (Konditionierung/Aufräuhung)	Klotzbremse: Interaktion mit Radlauflächen (thermische Beschädigung, Unrundheit)
	thermische Begrenzung der Leistungsfähigkeit (bedingte Eignung für HGV)
	relativ große Streuung der Bremswirkung (Gestängewirkungsgrad, Reibwerte)
	träge Reaktion (Füll- und Lösezeiten, Durchschlagszeit,...)

4.2.3 Merkmale Dynamischer Radbremsen

Vorteile	Nachteile
verschleißfrei	z.T. erheblicher Bauaufwand
gute Regelbarkeit	Kraftschlussabhängigkeit der Bremswirkung
geringe Auf- und Abregelzeiten	z.T. erheblicher Regelungsaufwand
z.T. regenerativ (Rückspeisefähigkeit)	geringere Zuverlässigkeit als Reibungs- bremsen (Netzabhängigkeit)
geringe Streuung der Leistungsfähigkeit	z.T. thermische Begrenzung der Lei- stungsfähigkeit (Retarder)
Erzeugung konstanter Verzögerungen mög- lich (elektrodynamisch)	oft keine Bremskraft bei Fahrzeugstillstand

5 Fahrdynamische Grundlagen

5.1 Charakterisierung der Fahrdynamik

Die Fahrdynamik ist ein Wissenschaftsgebiet, das sich im Kontext von Schienenfahrzeugen mit der *Längsdynamik* von Einzelfahrzeugen und Zügen auseinandersetzt. Dabei werden die in Fahrzeuginnenrichtung (gemäß gängiger Konvention: entlang der x-Achse) wirkenden Kräfte der Einfachheit halber in die Ebene des Fahrzeugschwerpunktes gelegt und bilanziert. Die Ergebnis dieser Bilanzierung ist eine Bewegungsgleichung, deren Lösung Rückschlüsse auf den Fahrzeitbedarf, die in bestimmten Zeit- oder Geschwindigkeitsintervallen zurückgelegten Wege sowie den Energie- und Leistungsbedarf der Fahrzeugbewegung zulässt.

Fahrzeuge werden im Zusammenhang mit fahrdynamischen Betrachtungen meistens als starre Körper betrachtet, die als Punktmasse oder (im Falle langer Fahrzeugverbände) als „Massenband“ (siehe Kapitel 5.4) modelliert werden.

5.2 Fahrdynamische Grundgleichung

Die Fahrdynamische Grundgleichung bilanziert die folgenden fahrdynamisch relevanten Kräfte (siehe auch Abb. 5.1):

- die Zugkraft an den Treibrädern F_T ,
- die Summe der Fahrwiderstandskräfte $\sum F_W$, bestehend aus
 - der Triebfahrzeugwiderstandskraft F_{WFT} ,
 - der Wagenzugwiderstandskraft F_{WFW} und
 - der Streckenwiderstandskraft F_{WS}
- der Summe der Bremskräfte $\sum F_B$ sowie
- der Massenträgheitsterm $\xi m \ddot{x}$.

Das sich daraus ergebende Kräftegleichgewicht wird als *Fahrdynamische Grundgleichung* (Gleichung 5.1) bezeichnet.

$$0 = -\xi m \ddot{x} + F_T - \sum F_W - \sum F_B \quad (5.1)$$

Durch Umstellung der genannten Gleichung erhält man die Momentanbeschleunigung \ddot{x} :

$$\ddot{x} = \frac{F_T - \sum F_W - \sum F_B}{\xi m} \quad (5.2)$$

Gleichung 5.2 lässt sich in der Regel aufgrund komplexer bzw. überlagerter Abhängigkeiten (z.B. gleichzeitige Abhängigkeit von der Geschwindigkeit ($F_{WFT} = f(v)$ und $F_{WFW} = f(v)$) und vom Weg ($F_{WS} = f(s)$)) nicht geschlossen lösen. Schrittverfahren oder numerische Integratoren ermöglichen jedoch die Berechnung komplexer Bewegungsprozesse in verhältnismäßig kurzer Zeit.

5.3 Massenfaktor

Der in dem fahrdynamischen Grundgesetz (Gleichung 5.1) enthaltene Massenträgheitsterm $\xi m \ddot{x}$ besteht aus dem Faktoren Fahrzeugbeschleunigung \ddot{x} , Fahrzeugmasse m und *fahrdynamischer Massenfaktor* ξ . Letztgenannter dient der Berücksichtigung rotatorischer Massenträgheiten im Zugverband.

Um seine Funktion zu verstehen, gilt es, sich zu vergegenwärtigen, dass ein Fahrzeug in Bewegung sowohl kinetische Energie der Translation $E_{kin,trans}$ als auch kinetische Energie der Rotation $E_{kin,rot}$ aufweist. Die kinetische Energie der Rotation steckt in den Radsätzen und allen mit ihnen direkt verbundenen Baugruppen. Diese führen bei der Fahrzeugbewegung eine überlagerte Bewegung aus, die sich aus der translatorischen Bewegung entlang der globalen Bewegungsrichtung und einer rotatorischen Bewegung zusammensetzt. Beide Bewegungen sind natürlich nicht unabhängig voneinander, sondern unter der vereinfachten Annahme des reinen Rollens¹ der Radsätze über die Beziehung $v = \omega r_R$ voneinander abhängig.²

Um die physikalischen Verhältnisse bei Beschleunigungs- und Bremsvorgängen möglichst genau abzubilden, ist es deshalb notwendig, die rotatorischen Massenträgheiten mit zu berücksichtigen. Gleichzeitig soll aber eine parallele Berechnung der translatorischen und der rotatorischen Bewegung vermieden werden, da der dafür nötige Aufwand erheblich wäre. So

¹„Reines Rollen heißt in diesem Zusammenhang, dass kein Schlupf zwischen Rad und Schiene auftritt und somit der zurückgelegte Weg s genau dem Produkt aus dem Drehwinkel φ des Radsatzes und dem Rollradius r_R entspricht. Im Falle angetriebener oder gebremster Radsätze gilt dies streng genommen nicht.

² ω =Winkelgeschwindigkeit der Radsätze, r_R =Rollradius der Räder

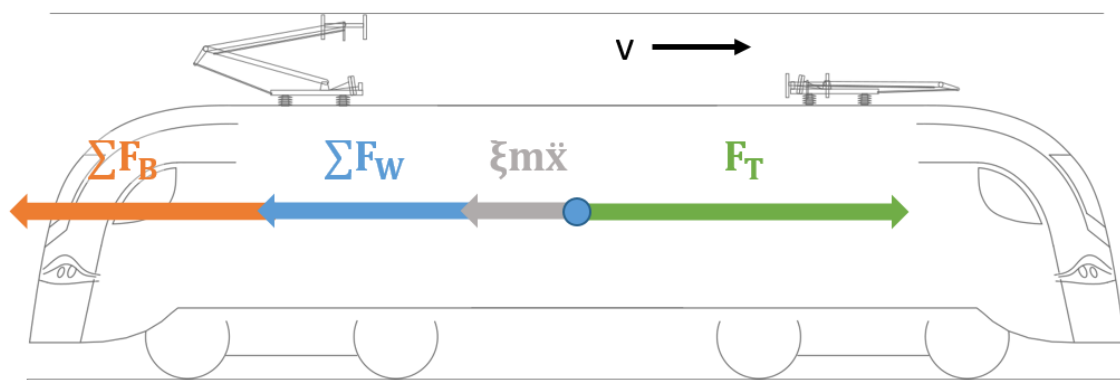


Abbildung 5.1: Fahrdynamisch relevante (Längs-)Kräfte für den allgemeinen Fahrzustand

gehören die Fahrzeugmassen (translatorische Trägheiten) in der Regel zu den „Grunddaten“ der Fahrzeuge und stehen damit für fahrdynamische Berechnungen in jedem Fall zur Verfügung. Um jedoch die rotatorischen Bewegungen berechnen zu können, müssen von jedem Radsatz und den mit diesem verbundenen Baugruppen die Massenträgheitsmomente sowie der Verschleißzustand bekannt sein. Diese Daten sind jedoch in den meisten Fällen nicht mit vertretbarem Aufwand zu beschaffen.

Es ist deshalb in der Fahrdynamik üblich, die translatorische Masse zu korrigieren, um rotatorische Trägheitsanteile bei Berechnungen zu berücksichtigen. Es wird nicht mit der nominellen Fahrzeugmasse, sondern mit der *fahrdynamisch äquivalenten Masse* m_e gerechnet. Diese ist wie folgt definiert:

$$m_e = \xi m \quad (5.3)$$

Die Definition des fahrdynamischen Massenfaktors ergibt sich aus der Energiebilanz, die für das reale Fahrzeug und dessen fahrdynamische Abstraktion das gleiche Ergebnis liefern muss:

$$\begin{aligned} E_{\text{kin,Modell}} &= E_{\text{kin,real}} \\ \frac{1}{2} m_e v^2 &= \frac{1}{2} m v^2 + \frac{1}{2} J_{\text{ges}} \omega^2 \\ \frac{1}{2} \xi m v^2 &= \frac{1}{2} m v^2 + \frac{1}{2} J_{\text{ges}} \omega^2 \\ \xi &= 1 + \frac{\frac{1}{2} J_{\text{ges}} \omega^2}{\frac{1}{2} m v^2}. \end{aligned}$$

Für den fahrdynamischen Massenfaktor ergibt sich damit folgende Definition:

$$\xi = 1 + \frac{E_{\text{kin,rot}}}{E_{\text{kin,trans}}} = 1 + \frac{J_{\text{ges}}}{m r_R^2}. \quad (5.4)$$

Der fahrdynamische Massenfaktor kann damit gemäß Gleichung 5.4 als Maß für das Verhältnis der in einem Fahrzeug gespeicherten kinetischen Energie der Rotation zur kinetischen Energie der Translation betrachtet werden. Für leere Fahrzeuge wird sich deshalb ein höherer Massenfaktor ergeben als für beladene Fahrzeuge. Zudem hat die Bauart der Fahrzeuge, genauer: die Bauart der Fahrwerke einen wesentlichen Einfluss auf den fahrdynamischen Massenfaktor. Angetriebene Radsätze sowie solche mit einer hohen Anzahl von Anbauteilen (z.B. Brems Scheiben) weisen größere rotatorische Trägheiten J_{ges} auf als einfache Güterwagenradsätze, sodass sich für Triebfahrzeuge und Reisezüge in der Regel höhere Massenfaktoren ergeben, als für Güterwagen.

Der Verschleiß der Räder (einhergehend mit der Abnahme des Rollradius' sowie der Reduzierung des Massenträgheitsmomentes um die Rotationsachse) ist theoretisch ebenfalls zu beachten, allerdings behilft man sich oft damit, die Werte für den mittleren Radhalbmesser anzugeben.

Da Zugverbände aus verschiedenen Fahrzeugtypen mit verschiedenen Ladezuständen bestehen können, ist es üblich, die einzelnen Fahrzeugmassen und Massenfaktoren von Triebfahr-

zeugen (m_T bzw. ξ_T) und Wagen (m_W , ξ_W) mit Hilfe eines gewichteten Mittels für den gesamten Fahrzeugverband ξ_Z zusammenzufassen:

$$\xi_Z = \frac{\sum (\xi_T m_T) + \sum (\xi_W m_W)}{\sum (m_T + m_W)}. \quad (5.5)$$

5.4 Fahrwiderstandskräfte

5.4.1 Fahrwiderstandskategorien

Die Fahrwiderstandskräfte können grob in zwei Kategorien unterteilt werden:

1. Fahrwiderstandskräfte, die vor allem von Fahrzeugparametern (Bauart, Formgebung, Masse, Länge u.a.) abhängig sind und
2. Fahrwiderstandskräfte, die vor allem von Trassierungsparametern (Längsneigung, Bogenradius u.a.) abhängig sind.

Erstgenannte werden als *Fahrzeugwiderstandskräfte* bezeichnet und letztgenannte als *Streckenwiderstandskräfte*.

5.4.2 Fahrzeugwiderstandskräfte

Fahrzeugwiderstandskräfte werden durch Versuche ermittelt und sind somit als empirische Größen zu betrachten. Im Zuge der Versuche wird meistens die Verzögerung im Fahrzeugauslauf auf gerader, ebener Strecke gemessen und dann eine Ausgleichsfunktion durch die ermittelten $a(v)$ -Wertepaare gelegt.

Die mathematische Formulierung der Fahrzeugwiderstandskräfte ist eine quadratische Gleichung, die zwei- oder dreigliedrig sein kann. Ihre allgemeine Formulierung für Fahrzeuge oder Fahrzeugverbände, die in starrer Konfiguration verkehren, lautet:

$$F_{WF} = A + B \frac{v}{100} + C \left(\frac{v + \Delta v}{100} \right)^2 \quad (5.6)$$

Es handelt sich in der Regel um zugeschnittene Größengleichungen, in die die *Geschwindigkeit in der Einheit km/h einzusetzen ist*.

Der Faktor Δv steht für den „Gegenwindzuschlag“. Er wird meistens mit 10 bis 20 km/h angesetzt.

Es ist ferner darauf zu achten, ob die Kraft in Newton oder Kilonewton berechnet wird. Dies lässt sich anhand der Koeffizienten abschätzen. Liegt der Wertebereich des konstanten Koeffizienten A in Gleichung 5.6 zwischen 0 und 20, ist davon auszugehen, dass eine Angabe der Kraft in kN erfolgt. Ist der Wertebereich desselben Faktors um den Faktor 1000 höher, erfolgt die Berechnung der Kräfte in N.

Die Fahrzeugwiderstandskraft der Wagenzüge F_{WFW} wird aus einer auf die Gewichtskraft normierte Darstellungsform (f_{WFW}) abgeleitet:

$$F_{WFW} = m_W \cdot g \cdot f_{WFW} = m_W \cdot g \left[\alpha + \beta \frac{v}{100} + \gamma \left(\frac{v}{100} \right)^2 \right] \quad (5.7)$$

Damit soll eine möglichst einfache Anpassung der Fahrwiderstandsgleichung der gleichen Zugkategorie an verschiedene Zugmassen erreicht werden.

Allen Gleichungen zur Bestimmung von Fahrzeugwiderständen ist gemein, dass sie über je einen geschwindigkeitsinvarianten und einen vom Quadrat der Geschwindigkeit abhängigen Anteil verfügen. Der konstante Koeffizient der Fahrzeugwiderstandsgleichungen ist dabei ein Maß für den sogenannten „Grundwiderstand“, in dem alle die Widerstandskräfte zusammengefasst werden, die durch die Rollbewegung der Radsätze unter Last entstehen (Lager-, Roll- und Gleitwiderstand).

Der vom Quadrat der Geschwindigkeit abhängige Fahrzeugwiderstandsanteil widerspiegelt demgegenüber den Luftwiderstand. Dieser ist bei höheren Geschwindigkeiten (Richtwert: $v > 50$ km/h) dominant und spielt insbesondere bei schnell fahrenden Zügen eine wichtige Rolle. Bei der Wahl empirischer Fahrzeugwiderstandsgleichungen muss insbesondere darauf geachtet werden, aus welcher Epoche die Gleichung stammt³, für welche Zug- bzw. Fahrzeugkategorie die Gleichung gültig ist und für welches Geschwindigkeitsintervall sie gilt. Eine beispielhafte Darstellung verschiedener Fahrzeugwiderstandsgleichungen enthält Abbildung 5.2.

³Es sind zum Teil Gleichungen im Umlauf, die vor 50 bis 70 Jahren ermittelt wurden und damit auch nur für die damaligen Fahrzeuggenerationen aussagekräftige Schätzungen der zu erwartenden Fahrzeugwiderstandskräfte liefern.

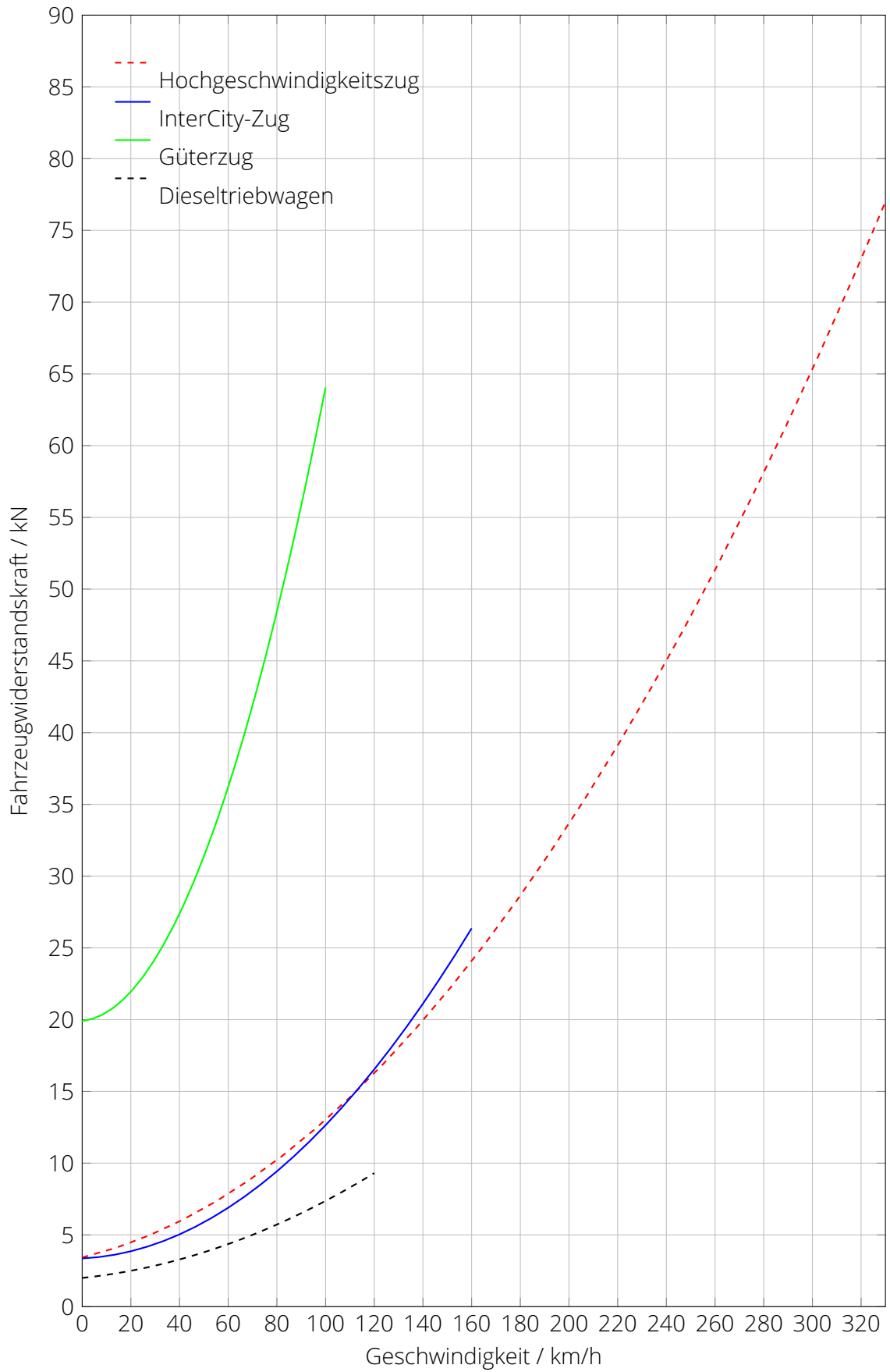


Abbildung 5.2: Fahrzeugwiderstandskräfte ausgewählter Fahrzeuge und Züge

5.4.3 Streckenwiderstand

Der fahrdynamische Streckenwiderstand besteht im Wesentlichen aus den beiden Komponenten *Längsneigungswiderstand* und *Bogenwiderstand*, wobei erstgenanntem eine wesentlich größere Bedeutung im Vergleich zu letztgenanntem beigemessen werden muss.

Der Längsneigungswiderstand ergibt sich aus der Hangabtriebskraft, die beim Befahren von geneigten Ebenen entsteht. Aufgrund der im Eisenbahnbereich üblichen kleinen Neigungswinkel⁴ lässt sich der Längsneigungswiderstand vereinfacht als das Produkt aus Gewichtskraft und Längsneigung berechnen.

Da der Krümmungswiderstand insbesondere bei der Berechnung von Bremsvorgängen vernachlässigt werden kann, gilt für die Ermittlung der Streckenwiderstandskraft folgende Näherungsgleichung:

$$F_{WS} \approx mgi. \quad (5.8)$$

Handelt es sich um Einzelfahrzeuge oder kurze Fahrzeugverbände kann für i , die aktuelle Streckenneigung angesetzt werden, in der beispielsweise die Zugspitze zum Zeitpunkt t_x steht. Handelt es sich jedoch um längere Züge, kann es vorkommen, dass verschiedene Zugteile gleichzeitig in verschiedenen Längsneigungen stehen (siehe Abbildung 5.3). In diesem Fall sollte der Zug nicht mehr als Punktmasse, sondern als Massenband betrachtet werden.

Es existieren zwei Massenbandmodelle, nämlich das *homogene* und das *inhomogene Massenband*. Ersteres wird bevorzugt, wenn die Gesamtmasse des Zuges ungefähr gleichmäßig über die Zuglänge verteilt ist. Das ist in guter Näherung bei Reisezügen sowie Güterganzzügen der Fall.

Bei der Modellierung des Zuges als homogenes Massenband wird für jeden Zeit- bzw. Wegschritt analysiert, welche Teillängen Δl_{Zj} des Zuges sich in den verschiedenen Längsneigungsabschnitten mit der Neigung i_j befinden und dann wird das gewichtete Mittel der Neigungen über die gesamte Zuglänge gebildet. Die effektiv auf den Zugverband wirkende Längsneigung i_e ergibt sich im Falle des homogenen Massenbandes somit zu:

$$i_e = \frac{\sum (\Delta l_{Zj} \cdot i_j)}{l_Z}. \quad (5.9)$$

Im Falle der Modellierung als inhomogenes Massenband werden nicht die Zuglängenabschnitte sondern die Zugmassenanteile Δm_{Zj} in den jeweiligen Steigungen betrachtet. Dies stellt den anspruchsvollsten und aufwändigsten Modellierungsansatz für die effektive Neigung dar. Es gilt dabei folgender Zusammenhang:

$$i_e = \frac{\sum (\Delta m_{Zj} \cdot i_j)}{m_Z}. \quad (5.10)$$

⁴Bei einer für Eisenbahnverhältnisse hohen Längsneigung von 40 Promille ergibt sich beispielsweise rechnerisch ein Steigungswinkel von 2,3°.

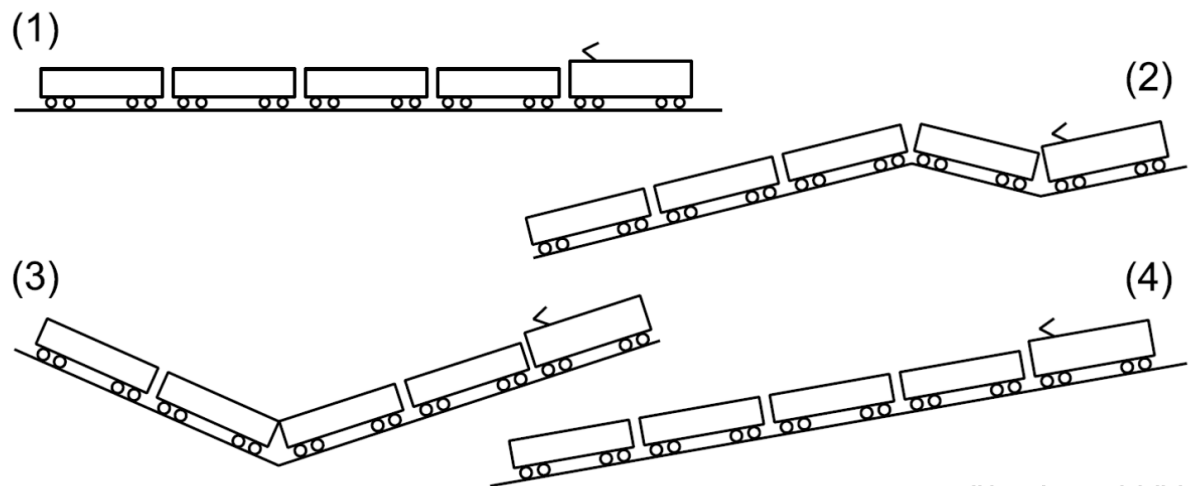


Bild: Karim Benabdellah

Abbildung 5.3: Problematik der „effektiven Längsneigung“

5.5 Fahrdynamik der Bremsung

5.5.1 Anpassung der Fahrdynamischen Grundgleichung

Bei der Betrachtung von Bremsvorgängen vereinfacht sich die fahrdynamische Grundgleichung gemäß Abbildung 5.4 zu:

$$0 = -\xi m \ddot{x} - F_{WFT} - F_{WFW} - F_{WS} - \sum F_B \quad (5.11)$$

Für die Momentanbeschleunigung während der Bremsung gilt daher:

$$\ddot{x} = -\frac{F_{WFT} + F_{WFW} + F_{WS} + \sum F_B}{\xi m} \quad (5.12)$$

Fast man die Fahrzeugwiderstandskräfte zusammen und zerlegt den dargestellten Bruch in Summanden, erhält man die Momentanbeschleunigung als Summe dreier Teilbeschleunigungen:

$$\ddot{x} = -\frac{\sum F_{WF}}{\xi m} - \frac{F_{WS}}{\xi m} - \frac{\sum F_B}{\xi m} = -a_{WF} - \frac{i}{\xi} g - a_B. \quad (5.13)$$

Der Betrag des aus dem Fahrzeugwiderstand resultierenden Beschleunigungsanteils a_{WF} kann als „Grundverzögerung“ betrachtet werden, die immer dann auftritt, wenn das Fahrzeug auf ebenem, geradem Gleis ausrollt und weder Antriebs- noch Bremskräfte wirken. Der Richtungssinn dieses Beschleunigungsanteils ist immer gleich und der Fahrzeugbewegung stets entgegen gerichtet.

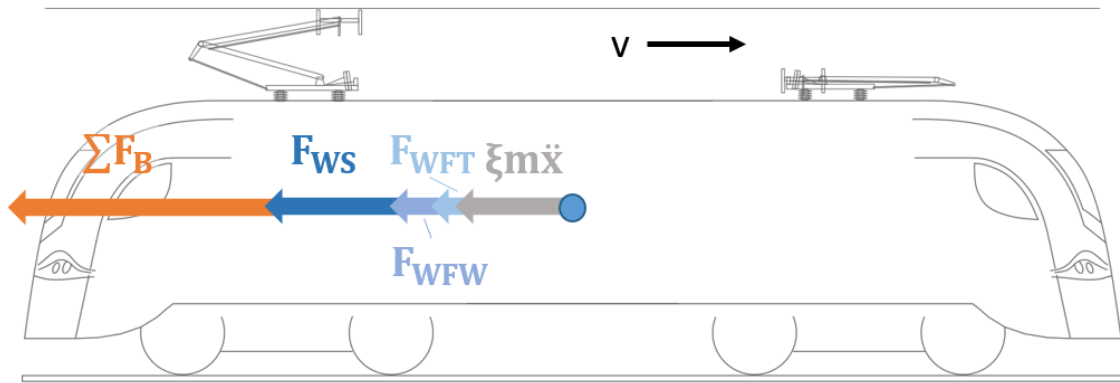


Abbildung 5.4: Fahrdynamisches Kräftegleichgewicht am Fahrzeug während des Bremsen

Der zweite Beschleunigungsanteil in Gleichung 5.13 ist an die Erdbeschleunigung g gebunden und maßgeblich von der Streckenlängsneigung i abhängig. Da die Streckenlängsneigung ihr Vorzeichen in Abhängigkeit davon wechselt, ob es sich um eine Steigung (positives Vorzeichen) oder um ein Gefälle handelt (negatives Vorzeichen), kann dieser Beschleunigungsanteil die Bremsung im günstigsten Fall verstärken oder im ungünstigsten Fall stark abschwächen. In Extremfällen können Eisenbahnstrecken (sog. Steilstrecken) Neigungen zwischen 60 und 80 Promille aufweisen. Somit ergäbe sich für den Betrag des von der Streckenlängsneigung beeinflussten Beschleunigungsanteils ein Wertebereich von bis zu $0,78 \text{ m/s}^2$ (Massenfaktor vernachlässigt).

Der dritte und wichtigste Beschleunigungsanteil in Gleichung 5.13 ist der durch die Fahrzeugbremsen hervorgerufene Beschleunigungsanteil. Dieser kann nicht beliebig hoch gewählt werden, da die eingesetzten Bremsen überwiegend vom Kraftschluss τ zwischen Rad und Schiene abhängig sind und dieser je nach Fahrzeug bzw. Zugkonfiguration nur bis zu einem Wert von 0,13 bis 0,17 ausgenutzt werden darf (Richtwert 0,15). Für den Fall, dass alle Radsätze im Fahrzeugverband/Zug gebremst werden, ergibt sich die maximale Bremsbeschleunigung damit zu:

$$a_{B,\max} = -\frac{g}{\xi} \tau. \quad (5.14)$$

Je nach Zugkonfiguration ergibt sich eine maximale Beschleunigung zwischen $-1,6$ und $-1,1 \text{ m/s}^2$. Enthält der Zug bzw. Fahrzeugverband auch eine Anzahl unabgebremster Radsätze und kann die Massenverteilung als näherungsweise homogen über der Zuglänge angenommen werden, muss Gleichung 5.14 um das Verhältnis der Anzahl gebremster Radsätze $Z_{R,B}$ zur gesamten Anzahl der Radsätze Z_R ergänzt werden, sodass sich folgender allgemeiner Zusammenhang ergibt:

$$a_{B,\max} = -\frac{g}{\xi} \cdot \frac{Z_{R,B}}{Z_R} \tau. \quad (5.15)$$

Weist das Fahrzeug oder der Fahrzeugverband überdies noch Bremsen auf, die vom Kraftschluss zwischen Rad und Schiene unabhängig sind, kommt eine weitere Verzögerungskomponente hinzu, die im folgenden als Schienenbremsbeschleunigung $a_{B,SBF}$ bezeichnet wird, da

sie aus der Bremswirkung der Schienenbremsen (Magnetschienenbremse oder lineare Wirbelstrombremse) herrührt.

Für den ganz allgemeinen Fall gilt damit für die maximale Bremsbeschleunigung:

$$a_{B,max} = -\frac{g}{\xi} \cdot \frac{Z_{R,B}}{Z_R} \tau - a_{B,Sbr}. \quad (5.16)$$

Die vorstehend betrachtete maximale Bremsverzögerung $a_{B,max}$ stellt einen physikalischen Grenzfall dar und markiert die obere Grenze der unter Ausnutzung des Kraftschlusses zwischen Rad und Schiene erzeugbaren Bremskräfte. Die effektive mittlere Bremsbeschleunigung liegt deutlich unterhalb von $a_{B,max}$, da einerseits der zeitlich verzögerte Bremskraftaufbau beachtet werden muss und andererseits die Abhängigkeit der Bremskräfte von der Geschwindigkeit eine wesentliche Rolle spielt. Beide Aspekte werden in den folgenden Abschnitten näher betrachtet.

5.5.2 Zeitabhängigkeit der Bremskräfte

Wird eine Bremsung ausgelöst, so steht die maximale Bremsverzögerung nicht unmittelbar zur Verfügung. Vielmehr vergeht eine gewisse Zeit, bis sich die Bremskräfte vollständig entwickelt haben.

Dies trifft prinzipiell auf alle Eisenbahnbremsen zu, wobei jedoch zu beachten ist, dass die Zeiten zwischen Bremsbetätigung und voller Bremskraftentfaltung sehr stark differieren. So steht die Bremskraft elektrodynamischer Bremsen sehr schnell nach Betätigung der entsprechenden Bedieneinrichtungen zur Verfügung, während klassische Druckluftbremsen vergleichsweise träge ansprechen. Bei letztgenannten überlagern sich die Zeit, die für die Signalübertragung im Zugverband (Druckabsenkung in der Hauptluftleitung) benötigt wird, mit der Zeit, die vergeht, bis die Druckluft in die Bremszylinder geströmt ist und dort die zum Bremsen erforderliche Anpresskraft erzeugt.

Die Abbildung 5.5 zeigt schematisch den prinzipiellen Ablauf einer Schnellbremsung⁵. Es wird deutlich, dass sich der gesamte Anhaltevorgang in vier Zeitabschnitte unterteilen lässt, die wie folgt definiert sind.

1. **Reaktionszeit T_R** : Damit wird die Zeitdifferenz bezeichnet, die zwischen dem Erkennen eines Gefahrzustandes und der Bedienung der Betätigungsorgane der Fahrzeugbremse durch das Triebfahrzeugpersonal verstreicht.
2. **Ansprechzeit T_A** : Damit wird die Zeitdifferenz bezeichnet, die zwischen der Auslösung der Bremsung durch das Triebfahrzeugpersonal und dem Aufbau von 5 % der erzielbaren Bremsbeschleunigung vergeht.



Ansprechzeit

Die Ansprechzeit t_A kann für Druckluftbremsen in Europa einheitlich auf 1,5 s abgeschätzt werden.

⁵Das gezeigte Schema lässt sich prinzipiell auch auf Betriebsbremsungen anwenden. Bei diesen entfällt die Reaktionszeit, weil die Bremsung durch das Triebfahrzeugpersonal aus eigenem Entschluss durchgeführt und nicht durch einen Gefahrzustand hervorgerufen wird.

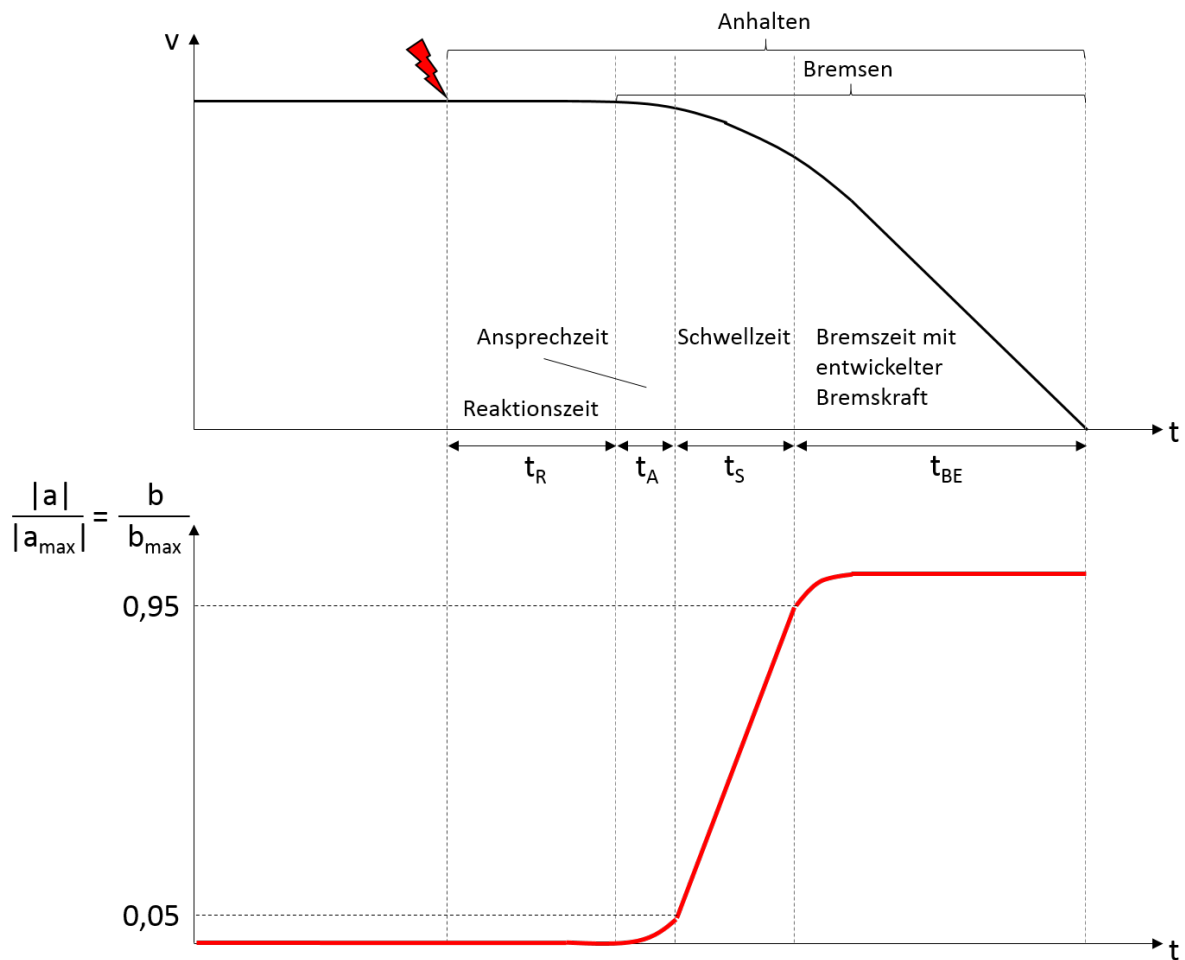


Abbildung 5.5: Zeitlicher Ablauf einer Schnellbremsung (schematisch)

3. **Schwellzeit T_S** : Damit wird der Zeitraum bezeichnet, während dem die Bremsbeschleunigung von 5 auf 95 % des Endwertes ansteigt.

Schwellzeit

Die Schwellzeit t_S ist abhängig von der Bremsstellung (Bremsstellung G: 18...30 s, Bremsstellung P: 3...5 s) und der von der Zuglänge abhängigen Durchschlagszeit der Druckabsenkung (Richtwert: 0,004...0,007 s je Meter Zuglänge) in der Hauptluftleitung.

4. **Bremszeit mit entwickelter Bremskraft T_{BE}** : Die Bezeichnung dieses Zeitintervalls ist autoplusibel.

Unter ungünstigen Umständen (lange Züge in Kombination mit langen Bremszylinderfüllzeiten) können sich für Güterzüge Schwellzeiten in einer Größenordnung von 10...40 s ergeben.

5.5.3 Geschwindigkeitsabhängigkeit der Bremskräfte

Neben der ausgeprägten Zeitabhängigkeit während des Bremskraftaufbaus (und auch des Lösens der Bremsen) besteht im Allgemeinen eine Abhängigkeit der Bremskräfte von der Geschwindigkeit.

Elektrodynamische Bremsen

Die Abbildung 5.6 enthält eine Darstellung der elektrodynamisch generierbaren Bremskräfte in Abhängigkeit der Geschwindigkeit für verschiedene Elektrolokomotiven. Bei Fahrzeugen mit Drehstromantriebstechnik (in Abbildung 5.6: BR 120 und BR 193) ist die Bremskraftentwicklung durch die in Deutschland festgesetzte Obergrenze von $F_{B,ED,max}=150$ kN limitiert⁶. Bremskräfte von 150 kN können so lange erzeugt werden, bis die Grenzleistung für das elektrische Bremsen erreicht ist. Diese liegt bei der im Beispiel aufgeführten BR 120 (siehe Abbildung 5.6) bei ca. 3,3 MW im Falle der BR 193 bei 6,4 MW. Drehstromlokomotiven sind zudem in der Lage, elektrodynamische Bremskräfte fast bis zum Fahrzeugstillstand zu erzeugen; eine Abregelung der Bremskraft erfolgt erst im Geschwindigkeitsbereich $v < 10$ km/h.

Elektrische Triebfahrzeuge mit konventioneller Wechselstromantriebstechnik (BR 111 und BR 143 in Abbildung 5.6) erreichen hinsichtlich ihrer Leistungsfähigkeit der elektrodynamischen Bremsen nicht das Niveau der Drehstromtriebfahrzeuge. Zudem muss die Bremskraft auch schon bei höheren Geschwindigkeiten abgeregelt werden (BR 111: unterhalb 55 km/h) damit die Fahrmotorströme und damit die Erwärmung der Fahrmotoren beim Bremsen im unteren Geschwindigkeitsbereich nicht zu groß wird.

Bei elektrischen Triebzügen ist eine Begrenzung der elektrodynamischen Bremskraft aufgrund des verteilten Antriebes und der dadurch deutlich reduzierten längsdynamischen Effekte nicht notwendig bzw. üblich, wie Abbildung 5.7 zeigt. Vielmehr ist die elektrodynamische Bremse bei dieser Fahrzeugkategorie die bevorzugte Betriebsbremse, weil sich so bei Bremsvorgängen der Verschleiß im Vergleich zum Einsatz mechanischer Bremsen deutlich reduzieren lässt und Energie in das Fahrleitungsnetz zurückgespeist werden kann.

⁶Die Begrenzung erfolgte, weil man Bedenken hatte, die Zuglängsdynamik andernfalls nicht mehr zu beherrschen. Es steht die Befürchtung im Raum, dass der ungebremst auf ein zu stark gebremstes Triebfahrzeug auflaufender Wagenzug unter bestimmten Bedingungen Kräfte erzeugen könnte, die zu einer Entgleisung führen. Die Begrenzung der elektrodynamischen Bremse ist nicht unumstritten und wird in anderen Ländern so nicht praktiziert.

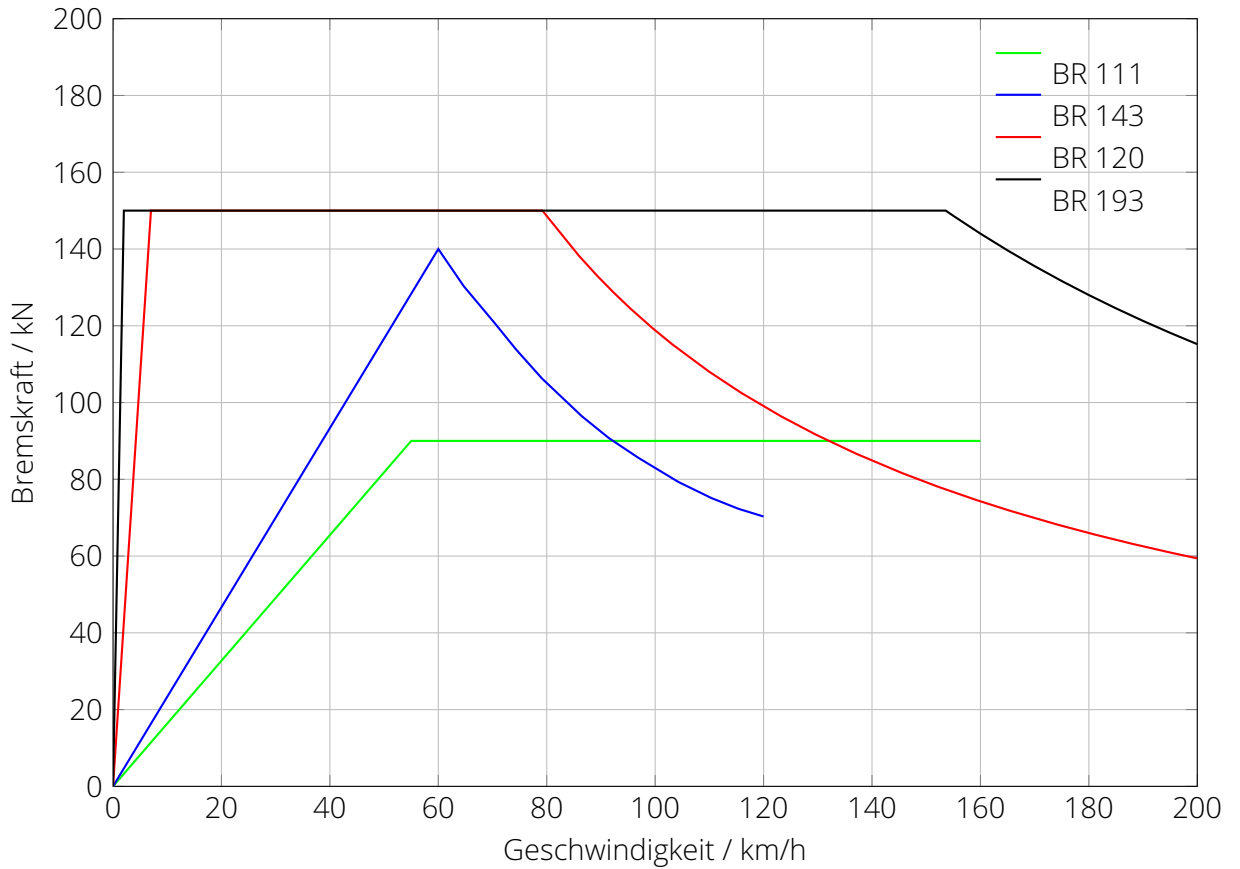


Abbildung 5.6: Bremskraft-Geschwindigkeits-Verläufe der elektrodynamischen Bremsen verschiedener Elektrolokomotiven

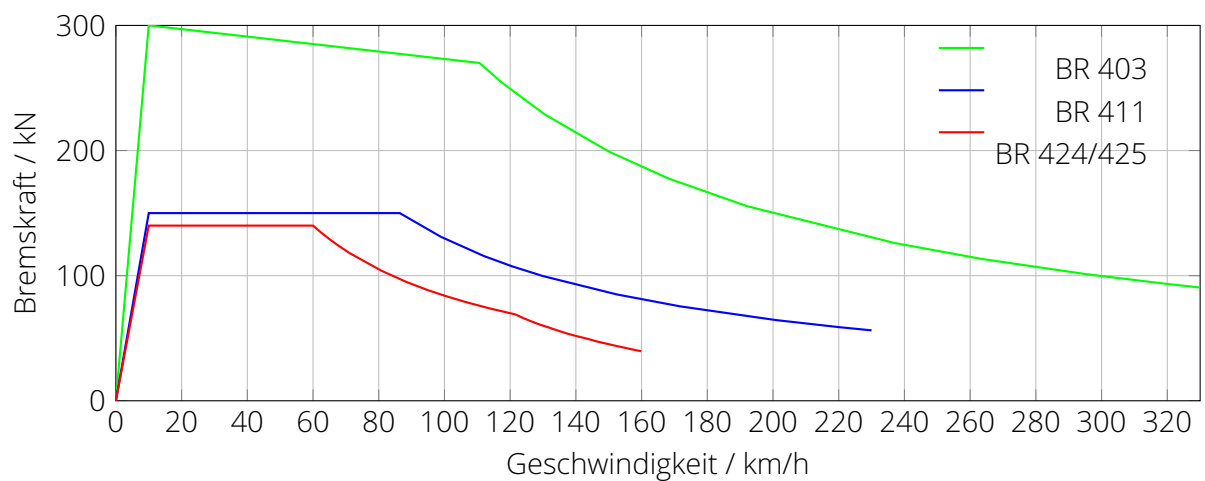


Abbildung 5.7: Bremskraft-Geschwindigkeits-Verläufe der elektrodynamischen Bremsen verschiedener Elektrotriebzüge

Hydrodynamische Bremsen

Abbildung 5.8 enthält schließlich eine Darstellung des Bremskraftverlaufes der hydrodynamischen Bremse verschiedener Dieseltriebfahrzeuge. Die Art der Bremsen weisen charakteristischer Weise drei klar voneinander abgegrenzte Geschwindigkeitsintervalle auf. Bei hohen Geschwindigkeiten wird die hydrodynamische Bremskraft von der Kühlleistung der Kühlanlage begrenzt, da diese die während des Bremsens in das Getriebeöl eingebrachte thermische Energie abführen muss. Ferner existiert ein Geschwindigkeitsintervall, in dem mit konstanter Bremskraft gebremst wird. Dieses Geschwindigkeitsintervall liegt häufig zwischen 40 und 60 km/h. Bei kleinen Geschwindigkeiten fällt die hydrodynamische Bremskraft in etwa entlang einer Parabel ab und wird im Stillstand zu Null.

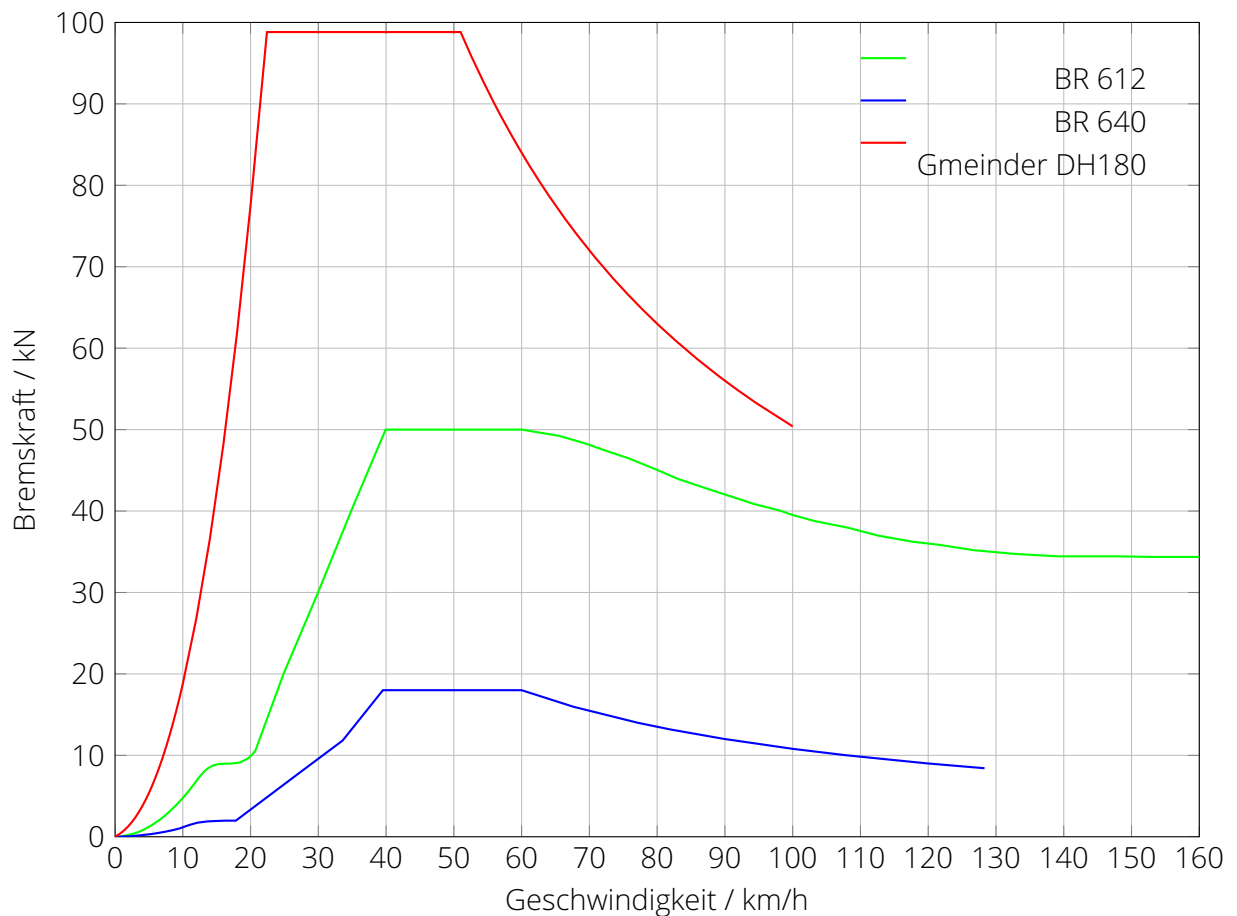


Abbildung 5.8: Bremskraft-Geschwindigkeits-Verläufe der hydrodynamischen Bremsen verschiedener Dieseltriebfahrzeuge

Mechanische Rad(satz)bremsen

Der Verlauf der Bremskräfte mechanischer Rad(satz)bremsen über der Geschwindigkeit ist sehr stark von den verwendeten Reibwerkstoffen abhängig. Generell ist bei durch Klotzbremsen generierten Bremskräften mit einer deutlich stärkeren Geschwindigkeitsabhängigkeit als bei Scheibenbremsen zu rechnen. Insbesondere Klotzbremsen mit Grauguss-Bremssohlen weisen einen starken Anstieg der Bremskraft bei geringen Geschwindigkeiten auf, wie Abbildung 5.9 zeigt.

Im oberen Geschwindigkeitsbereich werden wegen der spezifischen Reibcharakteristik der genannten Bremssohlen tendenziell eher (zu) niedrige Bremskräfte erzielt, während im unteren Geschwindigkeitsbereich durch die Zunahme der Bremskräfte die Gefahr des Überbremsens und damit der Flachstellenbildung besteht. Es ist deshalb notwendig, bei klotzgebremsten Fahrzeugen mit hohen Bremsausgangsgeschwindigkeiten ($120 < v_0 \leq 160$ km/h) eine geschwindigkeitsabhängige Steuerung der Bremskräfte durchzuführen. Dabei werden oberhalb einer bestimmten Geschwindigkeit (Umschaltgeschwindigkeit) pneumatisch größere Klotzkräfte erzeugt, sodass es zu einem unstetigen Bremskraftverlauf über der Geschwindigkeit kommt (im Diagramm 5.9 nicht dargestellt).

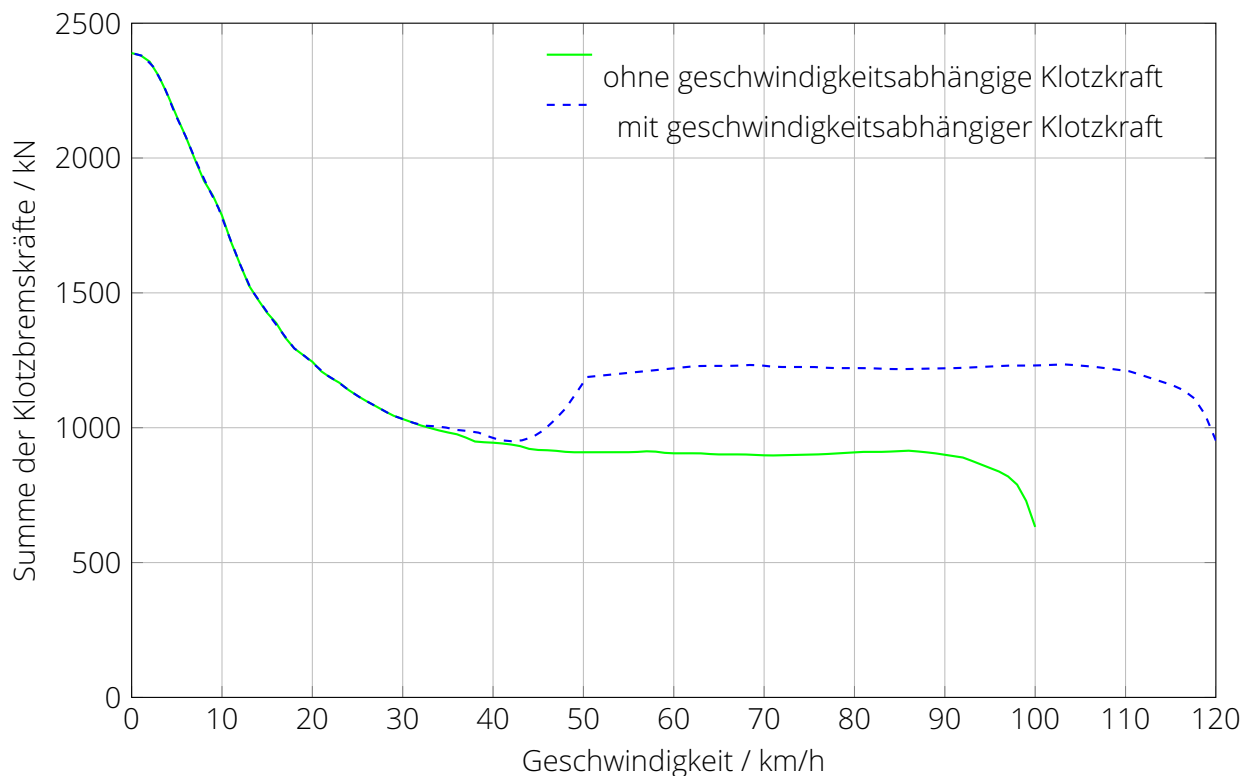


Abbildung 5.9: Bremskraft-Geschwindigkeits-Verlauf für Klotzbremsen mit Grauguss-Bremssohlen (exemplarischer Verlauf)

5.6 Berechnungsbeispiele

💡 Beispielaufgabe 1



Betrachtet wird ein Güterzug, der aus einer Lokomotive (Masse: 86 t, Massenfaktor 1,10) sowie 20 Schüttgutwagen (Masse je 84 t, Massenfaktor: 1,03) besteht. Der Eigenwiderstand der Lokomotive kann mit folgender Gleichung abgeschätzt werden:

$$F_{WFT} = 1 + 1,5 \frac{v}{100} + 3,3 \left(\frac{v}{100} \right)^2$$

Die Gleichung für den spezifischen Wagenzugwiderstand lautet:

$$f_{WFW} = 0,0012 + 0,0032 \left(\frac{v}{100} \right)^2$$

1. Wie muss die fahrdynamisch äquivalente Masse für den Zug angesetzt werden?
2. Welche Grundverzögerung ergibt sich für eine Geschwindigkeit von 40, 60, 80 und 100 km/h?
3. Welcher Auslaufweg ergibt sich auf gerader, ebener Strecke, wenn die Ausgangsgeschwindigkeit 80, 60 oder 40 km/h beträgt?
4. Welche maximale Bremsverzögerung kann erreicht werden, wenn alle Radsätze gebremst werden und ein Kraftschluss von maximal $\tau=0,12$ ausgenutzt werden darf?
5. Kommt der Zug aus in grober Näherung aus 100 km/h innerhalb eines Vorsignalabstandes von 700 m/ 1000 m zu stehen?

Hinweis: Bremsansprech- und Bremsaufbauzeit bleiben unberücksichtigt.

Berechnungen zu Beispielaufgabe 1

1. Die fahrdynamisch äquivalente Masse ergibt sich aus den gegebenen Daten wie folgt:

$$\begin{aligned}
 m_e &= m_T \cdot \xi_T + m_W \cdot \xi_W \\
 &= 86 \text{ t} \cdot 1,1 + 20 \cdot 84 \text{ t} \cdot 1,03 \\
 &= 94,6 \text{ t} + 1730,4 \text{ t} \\
 m_e &= 1825 \text{ t}.
 \end{aligned}$$

2. Grundverzögerung = Auslaufverzögerung:

$$b_G = -a_G = \frac{F_{WFT}(v) + F_{WFW}(v)}{m_e}$$

v	F_{WFT}	F_{WFW}	b_G
40 km/h	2,1 kN	28,2 kN	0,0166 m/s ²
60 km/h	3,1 kN	38,8 kN	0,0230 m/s ²
80 km/h	4,3 kN	53,5 kN	0,0317 m/s ²
100 km/h	5,8 kN	72,5 kN	0,0429 m/s ²

- 3.
- Auslaufweg aus $v_0=40$ km/h: 4441 m
 - Auslaufweg aus $v_0=60$ km/h: 8375 m
 - Auslaufweg aus $v_0=80$ km/h: 12364 m

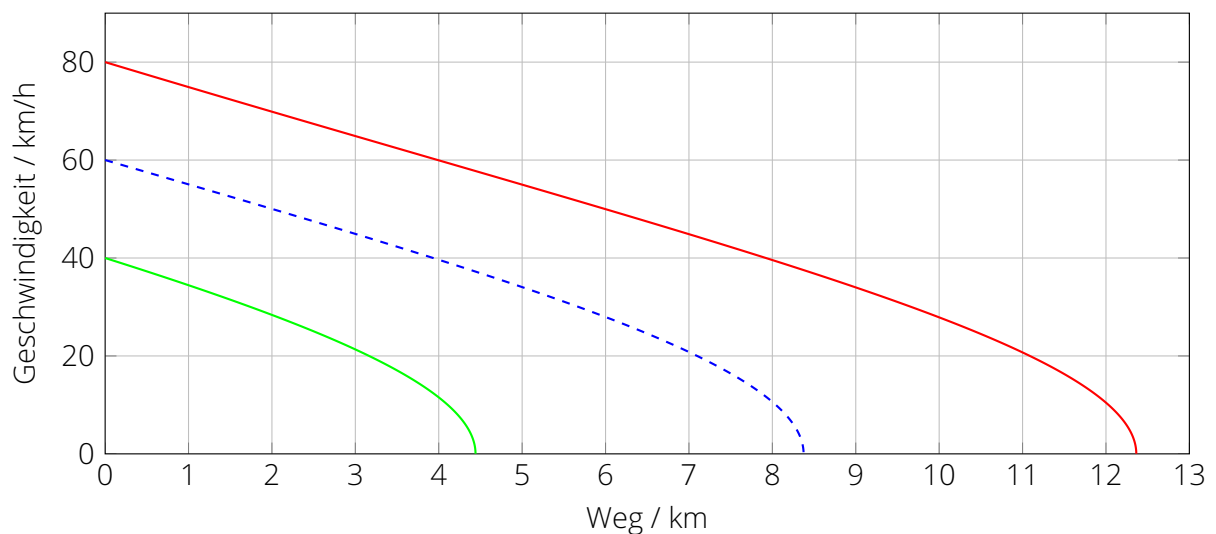


Abbildung 5.10: Simulationsergebnisse zum Auslauf des Beispielszuges

4. Die Berechnung der maximalen Bremsverzögerung erfordert zunächst die Berechnung der maximal kraftschlüssig übertragbaren Bremskraft:

$$F_{B,\max} = m_Z \cdot g \cdot \tau = 1766 \text{ t} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot 0,12 = 2079 \text{ kN}$$

Unter Vernachlässigung der Fahrzeugwiderstandskräfte ergibt sich:

$$b_{\max} = \frac{F_{B,\max}}{m_e} = \frac{2079 \text{ kN}}{1825 \text{ t}} = 1,14 \text{ m/s}^2$$

5. grobe Näherung:

- Bestimmung der mittleren Sollverzögerung für 630 m Bremsweg⁷:

$$b_{m,soll} = \frac{v_0^2}{2s_B} = \frac{27,7778^2 \text{ m}^2/\text{s}^2}{2 \cdot 630 \text{ m}} = 0,61 \text{ m/s}^2$$

- Bestimmung der mittleren Sollverzögerung für 900 m Bremsweg⁸:

$$b_{m,soll} = \frac{v_0^2}{2s_B} = \frac{27,7778^2 \text{ m}^2/\text{s}^2}{2 \cdot 900 \text{ m}} = 0,43 \text{ m/s}^2$$

Die erforderlichen mittleren Mindestverzögerungen liegen deutlich unter der maximal mittels Ausnutzung des Kraftschlusses zwischen Rad und Schiene erzielbaren Verzögerung ($1,14 \text{ m/s}^2$).

Unter der Voraussetzung, dass die Schwellzeit für den Zug kurz gehalten und eine möglichst hohe Kraftschlussausnutzung über den gesamten Geschwindigkeitsbereich erzielt werden kann, kommt der Zug aus 100 km/h auf beiden vorgegebenen Distanzen zum Stillstand.

⁷Abzug von 10 % des Nenn-Bremsweges (70 m) als Sicherheitsreserve

⁸Abzug von 10 % des Nenn-Bremsweges (100 m) als Sicherheitsreserve

💡 Beispielaufgabe 2



Betrachtet wird ein Güterzug, der aus einer elektrischen Lokomotive (Masse: 86 t, Massenfaktor 1,10) sowie 20 Kesselwagen (Masse je 84 t, Massenfaktor: 1,03) besteht.

Die Fahrzeugwiderstände sind auf gleiche Weise wie in Aufgabe 1 zu veranschlagen. Die Lokomotive kann in einem Geschwindigkeitsintervall zwischen 2 und 153,6 km/h eine konstante elektrodynamische Bremskraft von 150 kN generieren. Unterhalb von 2 km/h erfolgt eine lineare Abregelung der Bremskraft auf einen Wert von 0 kN bei 0 km/h.

1. Ab welchem Gefälle muss bei Beharrungsbremungen pneumatisch zugebremst werden?
2. Welche Bremswege ergäben sich, wenn die Lokomotive den Zug in der Ebene allein mit der elektrodynamischen Bremse aus 60, 80 oder 100 km/h bis zum Stillstand bremsen würde?
3. Welche Energiemenge könnte bei den vorstehend beschriebenen Bremsvorgängen in das Netz zurückgespeist werden, wenn von einem Triebfahrzeugwirkungsgrad von 65 % ausgegangen werden kann?
4. Bei einer Schnellbremsung aus 80 km/h bis zum Stillstand kann eine zusätzlich von der Druckluftbremse erzeugten Bremskraft von durchschnittlich (bezogen auf das Geschwindigkeitsintervall) von 1132 kN angesetzt werden. Wie wirkt sich die Bremsaufbauzeit (=Ansprech- + Schwellzeit) auf den Bremsweg aus? Der Bremsweg ist jeweils für Bremsaufbauzeiten von 10, 20 und 30 s zu ermitteln.

Berechnungen zu Beispielaufgabe 2

1. Das Grenzgefälle ergibt sich aus der fahrdynamischen Grundgleichung:

$$0 = -\ddot{x}\xi_Z m_Z + F_T - F_{WFT} - F_{WFW} - F_{WS} - F_B \quad \text{mit: } \ddot{x} = 0, F_T = 0, F_B = 150 \text{ kN}$$

$$= -F_{WFT} - f_{WFW} m_W g - m_Z g i - F_B$$

$$i = -\frac{1 + 1,5 \frac{v}{100} + 3,3 \left(\frac{v}{100}\right)^2 + 19,8 + 52,7 \left(\frac{v}{100}\right)^2 + 150 \text{ kN}}{1766 \text{ t} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2}$$

$$i = -\frac{170,8 + 1,5 \frac{v}{100} + 56 \left(\frac{v}{100}\right)^2}{1766 \text{ t} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2}$$

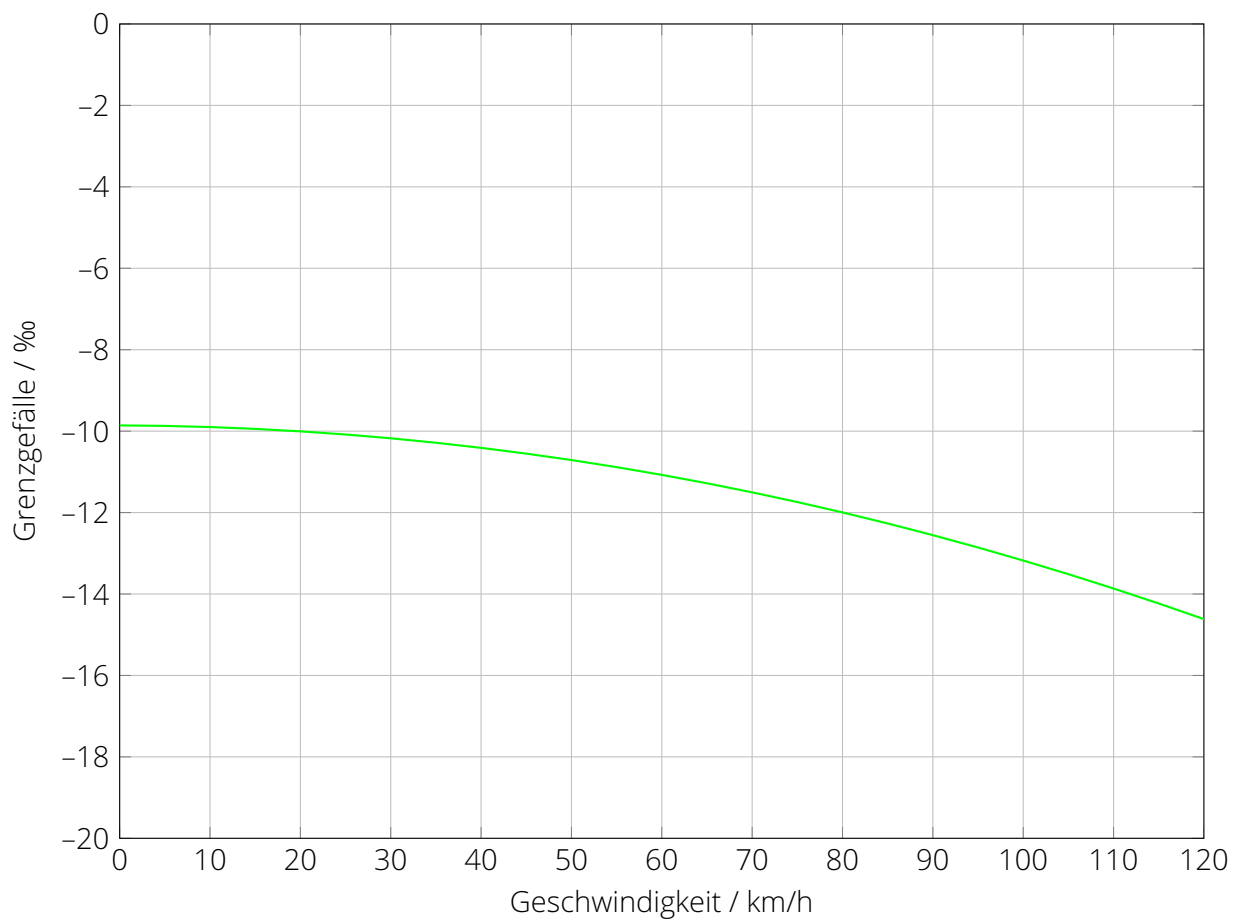


Abbildung 5.11: Grenzgefälle, ab dem für den betrachteten Zug im Falle bei Beharrungsbrem- sungen die Druckluftbremse zusätzlich zur elektrodynamischen Bremse ein- gesetzt werden muss

2. Die Simulation des Vorganges ergibt folgende Ergebnisse:

v_0	s_B	b_m
60 km/h	1397 m	0,099 m/s ²
80 km/h	2385 m	0,104 m/s ²
100 km/h	3577 m	0,108 m/s ²

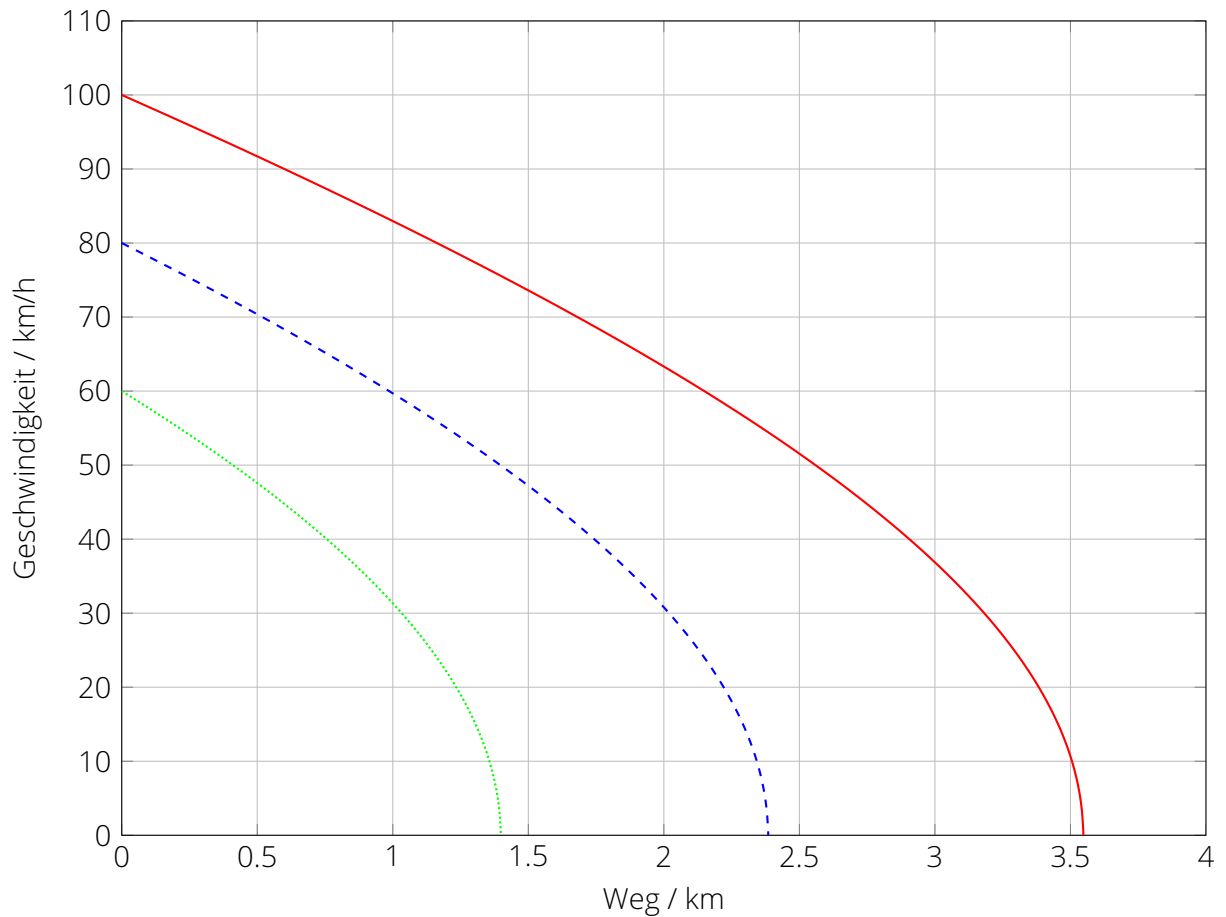


Abbildung 5.12: Simulationsergebnisse zur Abbremsung des Beispielzuges auf geradem, ebenem Gleis unter ausschließlicher Nutzung der elektrodynamischen Bremse

3. Die Simulation des Vorganges liefert folgende Ergebnisse bezüglich der umgesetzten Arbeit/ Energie:

v_0	W_B	$W_{B,rück}$
60 km/h	58,2 kWh	37,8 kWh
80 km/h	99,3 kWh	64,5 kWh
100 km/h	147,8 kWh	96,1 kWh

4. Der Bremsweg verlängert sich von 402 m (Bremsaufbauzeit: 10 s) auf 497 m (Bremsaufbauzeit: 30 s).

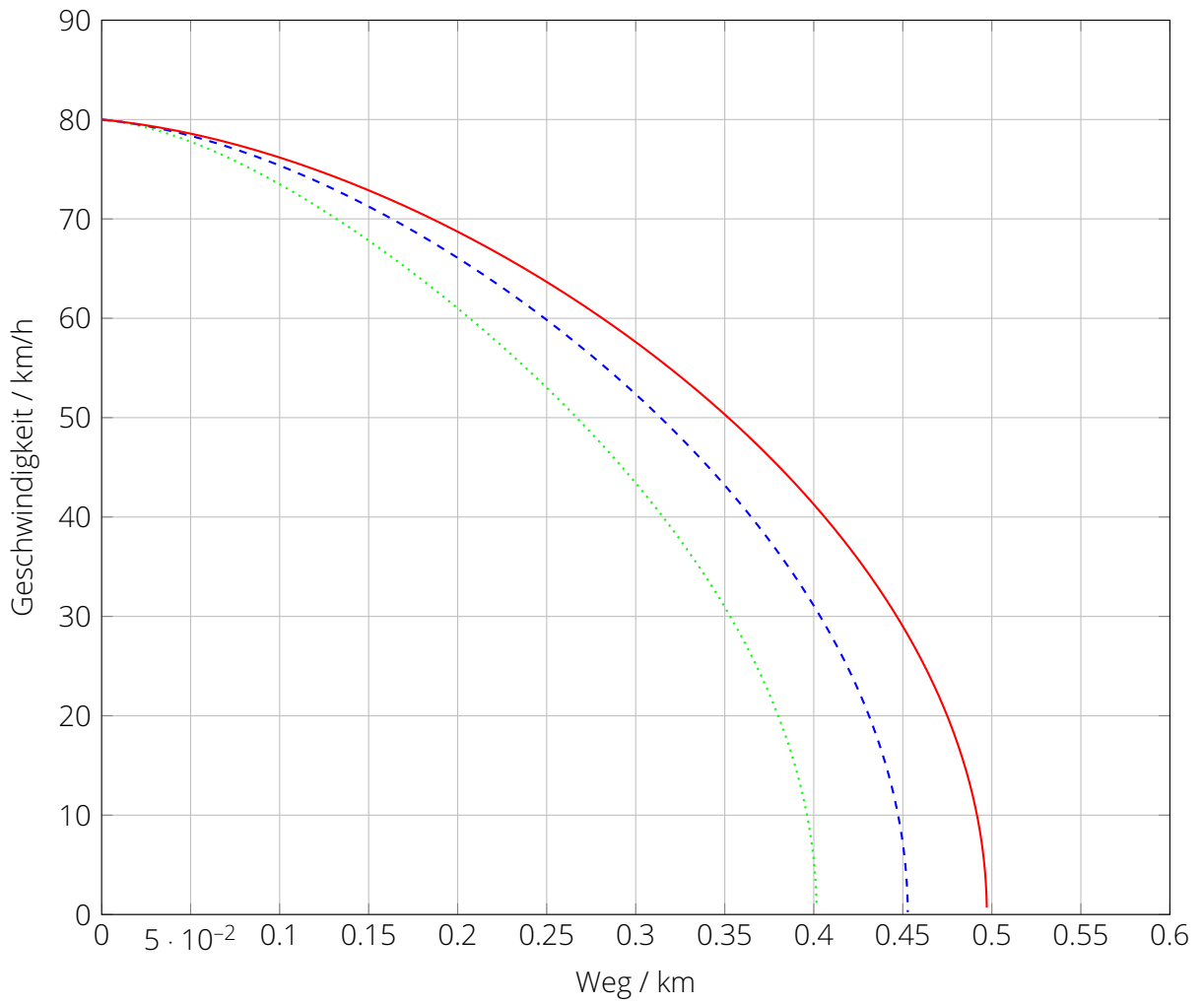


Abbildung 5.13: Simulationsergebnisse zur Variation der Bremsaufbauzeit im Falle des Beispielzuges

5.7 Gruppenübung: Bremswegberechnung auf fahrdynamischer Basis

Vorbereitung

Aufgabenstellung: siehe Foliensatz zur Vorlesung

Zunächst werden die Zugdaten und Kraftverläufe für den betrachteten Zug ermittelt und aufbereitet.

Die Zugmasse m_Z beträgt: 1877 t.

Die Wagenzugmasse m_W beträgt: 1790 t.

Der Massenfaktor des Zuges ξ_Z beträgt: 1,036.

Die fahrdynamisch äquivalente Masse des Zuges beträgt damit: 1944 t.

Für die Fahrzeugwiderstandskraft des Zuges F_{WFZ} erhält man:

$$\begin{aligned}
 F_{WFZ} &= F_{WFT} + F_{WFW} = F_{WFT} + f_{WFW} \cdot m_W \cdot g \\
 &= 1,17 + 1,804 \cdot \left(\frac{v}{100}\right)^2 + \left[0,0011 + 0,0047 \cdot \left(\frac{v}{100}\right)^2\right] \cdot 1790 \text{ t} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \\
 &= 1,17 + 1,804 \cdot \left(\frac{v}{100}\right)^2 + 19,316 + 82,532 \cdot \left(\frac{v}{100}\right)^2 \\
 &= 20,49 + 84,336 \left(\frac{v}{100}\right)^2
 \end{aligned}$$

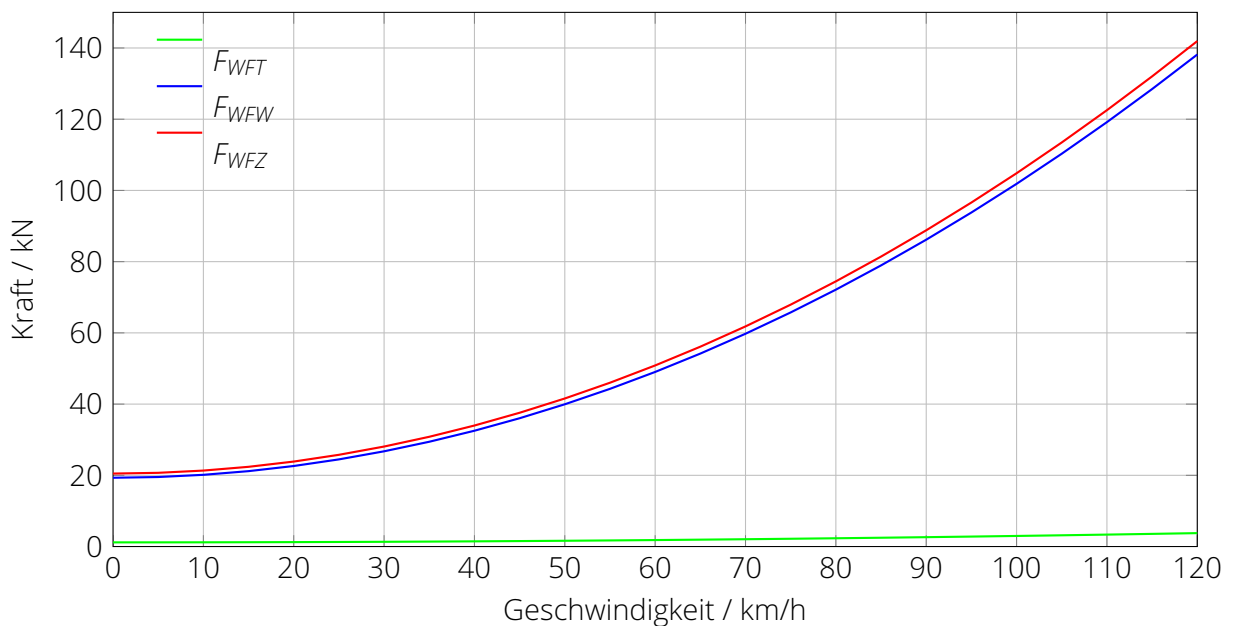


Abbildung 5.14: Verlauf der Fahrzeugwiderstandskräfte

Über die elektrodynamische Bremskraft ist bekannt, dass sie im Geschwindigkeitsbereich von $v=5$ km/h bis zur Erreichung der maximalen elektrischen Bremsleistung auf max. 150 kN begrenzt wird und dass die maximale elektrische Bremsleistung 6,4 MW beträgt. Außerdem wird in der Aufgabenstellung definiert, dass die elektrodynamische Bremskraft im Stillstand auf den Wert „Null“ herunter geregelt wird. Es wird ferner implizit angenommen, dass dies entlang einer linearen Funktion passiert.

Zunächst muss geprüft werden, bis zu welcher Geschwindigkeit, die Bremskraft von 150 kN generiert werden kann. Dazu wird die Leistungsgleichung umgestellt:

$$\begin{aligned}
 P_{B,el} &= F_{B,el} \cdot v \\
 v_{\ddot{u}} &= \frac{P_{B,el,max}}{F_{B,el}} \\
 &= \frac{6400 \text{ kW}}{150 \text{ kN}} = 42,6667 \text{ m/s} \\
 &= 153,6 \text{ km/h}.
 \end{aligned}$$

Die Übergangsgeschwindigkeit liegt über der Höchstgeschwindigkeit der Lokomotive sowie über den für die Übungsaufgabe relevanten Geschwindigkeiten. Somit lässt sich die Bremskraftcharakteristik der elektrodynamischen Bremse sehr einfach darstellen:

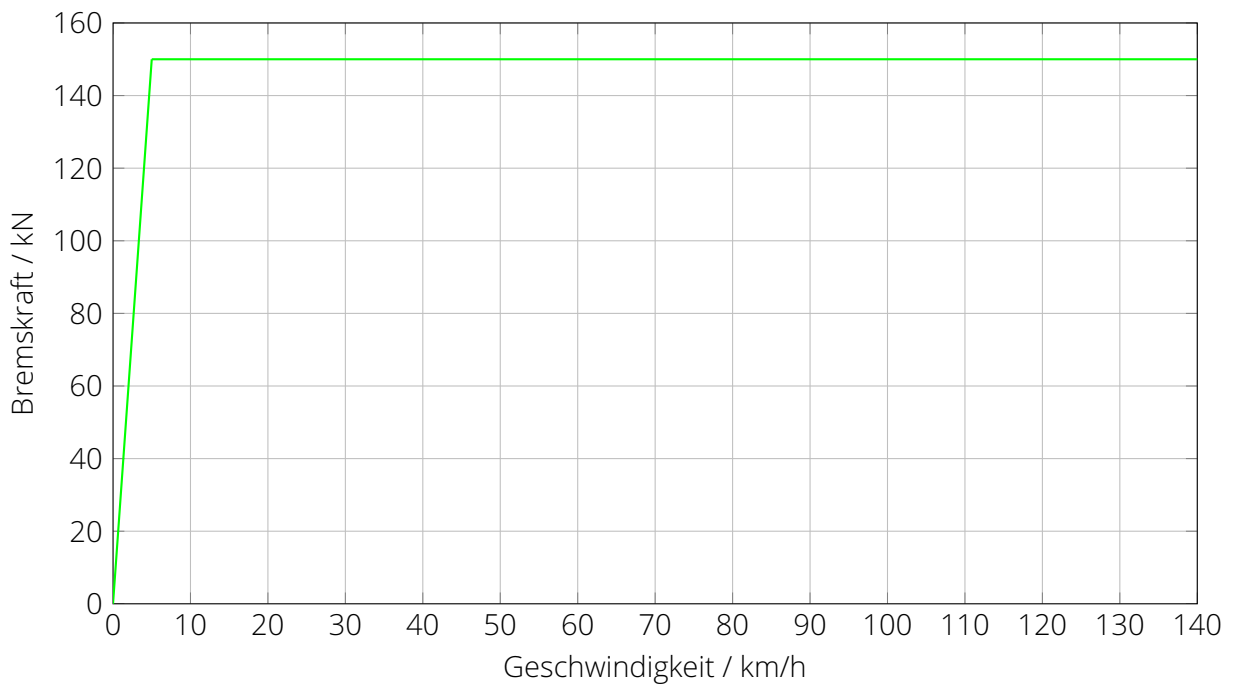


Abbildung 5.15: Verlauf der elektrodynamischen Bremskraft der Lokomotive

? Frage 1

Wie groß ist der Auslaufweg in der Ebene?

Die Frage kann durch die Anwendung der fahrdynamischen Grundgleichung, die nach der Beschleunigung umgestellt werden muss, beantwortet werden.

$$0 = -\xi_Z m \ddot{x} + F_T - F_{WFT} - F_{WFW} - F_{WS} - F_B$$

$$\ddot{x} = \frac{F_T - F_{WFT} - F_{WFW} - F_{WS} - F_B}{\xi_Z m}$$

Betrachtet wird der Fahrzeugauslauf in der Ebene, sodass nur die Fahrzeugwiderstandskräfte beachtet werden müssen:

$$\ddot{x} = \frac{-F_{WFT} - F_{WFW}}{\xi_Z m}$$

$$\ddot{x} = \frac{-F_{WFZ}}{\xi_Z m}$$

$$\ddot{x} = \frac{-20,49 - 84,336 \cdot \left(\frac{v}{100}\right)^2}{\xi_Z m}$$

$$\ddot{x} = \frac{-20,49 - 84,336 \cdot \left(\frac{v}{100}\right)^2}{1,036 \cdot 1877 t}$$

$$\ddot{x} = -0,010537 - 4,337 \cdot 10^{-6} v^2$$

Im Ergebnis erhält man eine Beschleunigungsfunktion⁹ $a(v)$ (dargestellt in Abbildung 5.16), mit deren Hilfe sich der Auslaufweg ermitteln lässt.

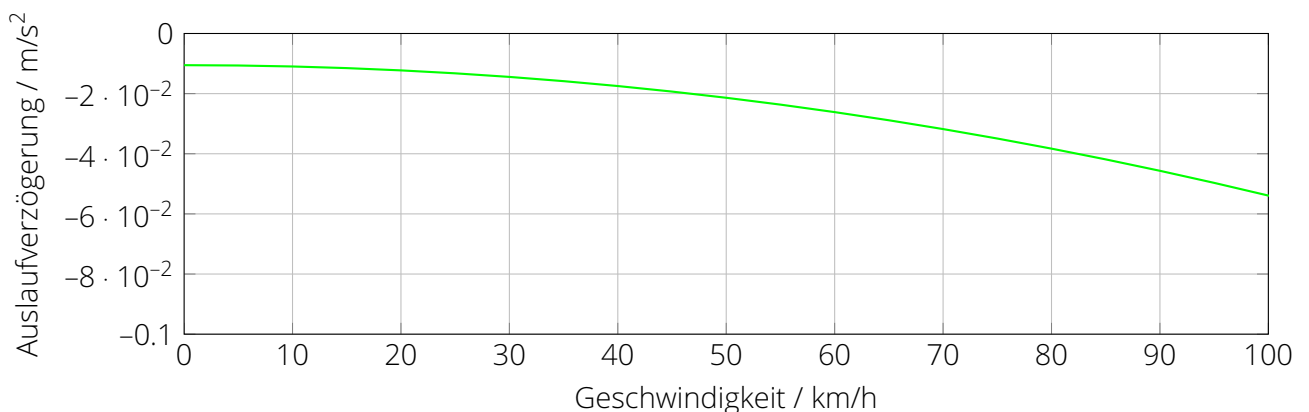


Abbildung 5.16: Auslauf-Beschleunigung des betrachteten Güterzuges

Die Berechnung des während einer ungleichmäßig beschleunigten Bewegung mit geschwindigkeitsabhängiger Beschleunigung zurückgelegten Weges ist möglich, indem das folgende In-

⁹In der Bremstechnik wird die durch die Fahrzeugwiderstandskräfte erzeugte Verzögerung auch „Grundverzögerung“ genannt.

Integral¹⁰ gelöst wird:

$$s = \int \frac{v}{a(v)} dv. \quad (5.17)$$

Angepasst an die konkrete Aufgabenstellung ist das folgende Integral zu lösen:

$$s = \int_0^{100} \frac{v}{-0,010537 - 4,337 \cdot 10^{-6}v^2} dv. \quad (5.18)$$

Lösungsmethode 1: Angepasster Integrationsalgorithmus nach Jentsch

Um den angepassten Integrationsalgorithmus nach Jentsch¹¹ anwenden zu können, muss die Beschleunigungsfunktion so umformuliert werden, dass man die Beschleunigung in der Einheit km/h^2 erhalten würde, wenn v in der Einheit km/h eingesetzt wird.

Die Umrechnung von m/s^2 in km/h^2 erfolgt mit dem Umrechnungsfaktor 12960. Die angepasste Beschleunigungsgleichung lautet somit:

$$\begin{aligned} a(v) &= 12960 \cdot (-0,010537 - 4,337 \cdot 10^{-6}v^2) \\ &= -0,0562v^2 - 136,5598 \\ &= Av^2 + C. \end{aligned}$$

Für den Auslaufweg gilt folgender Ansatz:

$$\begin{aligned} \Delta s &= \frac{1}{2A} \left[\ln \frac{Av_{II}^2 + C}{Av_I^2 + C} \right] \\ &= \frac{1}{-2 \cdot 0,0562} \left[\ln \frac{-136,5598}{-0,0562 \cdot 100^2 - 136,5598} \right] \\ &= -8,8968 \cdot \left[\ln \frac{-136,5598}{-698,5598} \right] \\ &= 14,52 \text{ km} \end{aligned}$$

Der Auslaufweg des betrachteten gemischten Güterzuges auf geradem, ebenem Gleis würde aus einer Anfangsgeschwindigkeit von $v=100 \text{ km/h}$ ca. 14,5 Kilometer betragen.

¹⁰siehe Formelsammlung zur Vorlesung „Fahrdynamik“ oder „Bremsen“, jeweils Abschnitt „Ungleichmäßig beschleunigte Bewegung“

¹¹siehe Formelsammlung zur Vorlesung „Fahrdynamik“ oder „Bremsen“, jeweils Abschnitt „Algorithmus nach Jentsch zur Integration bei ungleichmäßig beschleunigten Bewegungen“

Lösungsmethode 2: Nutzung eines Simulations-Werkzeuges (zum Beispiel: AMESim)

Die Nutzung eines universellen Simulationsprogrammes (AMESim, Simulation X, Matlab-Simulink u.ä.) ist eine weitere Möglichkeit, um den Auslaufweg zu ermitteln. Da die Komplexität der Frage sehr gering ist, nutzt man natürlich die Möglichkeiten, die solche Werkzeuge eigentlich bieten, nur in sehr geringem Umfang aus. In jedem Falle erhält man jedoch schnell ein Ergebnis. Der Aufbau des AMESim-Modells, mit dem sich der in Frage 1 beschriebene Bewegungsvorgang abbilden lässt, ist der Abbildung 5.17 zu entnehmen.

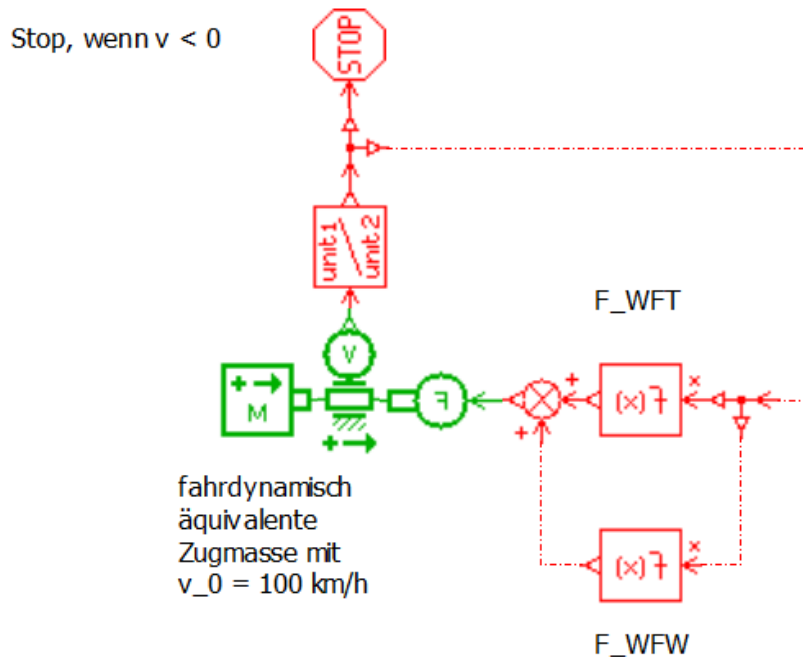


Abbildung 5.17: AMESim-Modell zu Frage 1

Das Modell enthält als wesentliche Elemente eine Komponente, die die Trägheit des Zuges abbildet, sowie eine Komponente, mit der die summierten Fahrzeugwiderstandskräfte, die in gesonderten Elementen geschwindigkeitsabhängig berechnet werden, auf die (fahrdynamisch äquivalente) Masse geführt werden.

Die Geschwindigkeit selbst wird über ein virtuelles Sensorelement abgenommen, bezüglich der Einheit umgewandelt (m/s zu km/h) und als Eingangssignal zur Simulationssteuerung („Stop“-Komponente, die die Simulation abbricht, sobald die Geschwindigkeit „Null“ wird) sowie zur Berechnung von Triebfahrzeug- und Wagenzugwiderstandskraft genutzt.

Das Simulationsmodell liefert die in Abbildung 5.18 visualisierten Ergebnisse. Der ermittelte Weg (14522 m) liegt sehr nahe an der mit Hilfe der Lösungsmethode 1 ermittelten Distanz (Abweichung: $<1 \text{ ‰}$).

Lösungsmethode 3: Näherungslösung

Sollte kein Simulationsprogramm zur Verfügung stehen und der Integrationsansatz nicht bekannt sein, gäbe es theoretisch noch die Möglichkeit, eine Näherungslösung zu berechnen. Dabei wird das Geschwindigkeitsintervall des Fahrzeugauslaufes in kleinere Intervalle zerlegt und dann die in den Intervallen auftretende mittlere Verzögerung berechnet.

Auf dieser Grundlage lässt sich dann intervallweise mit der einfachen Gleichung für die über

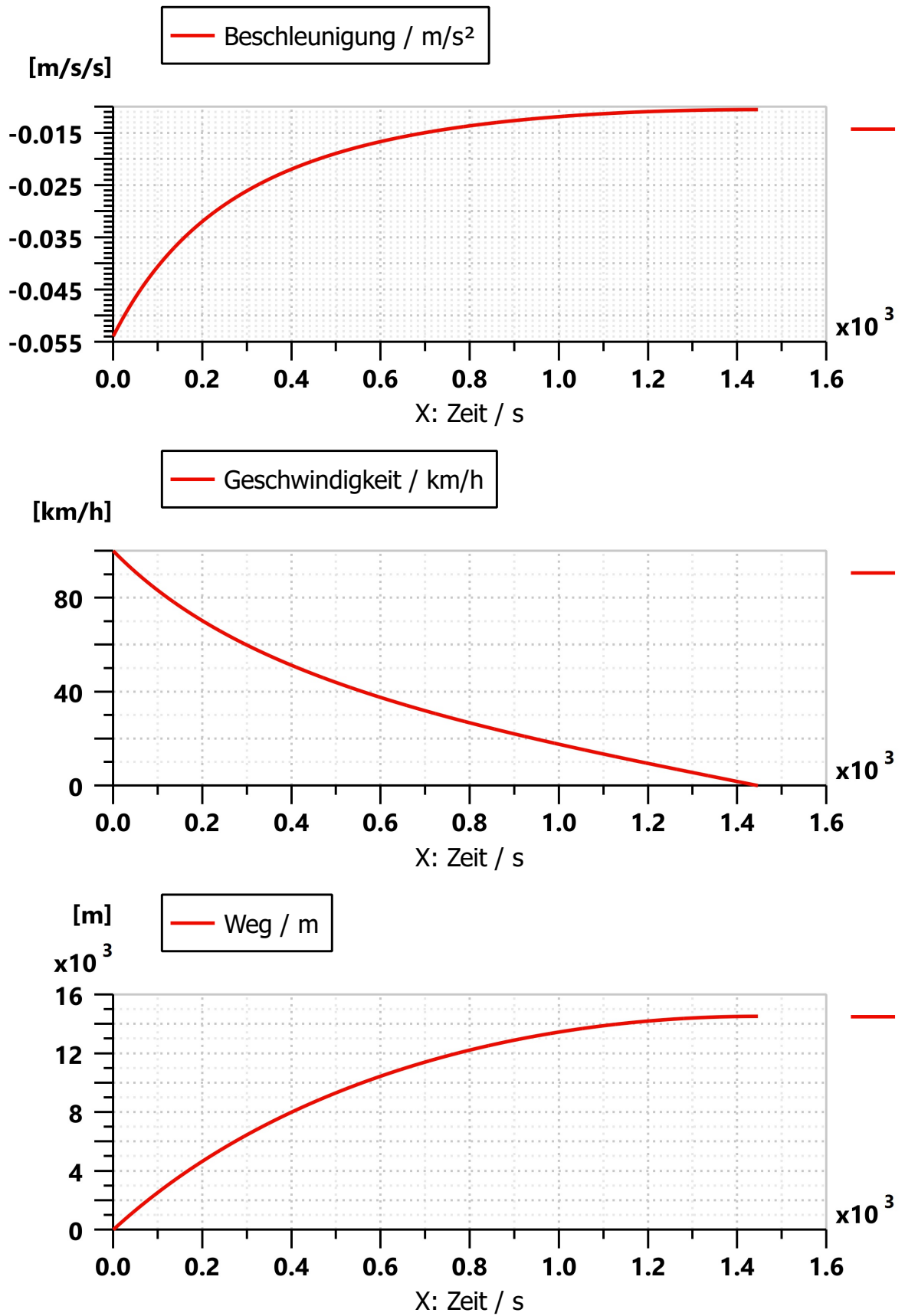


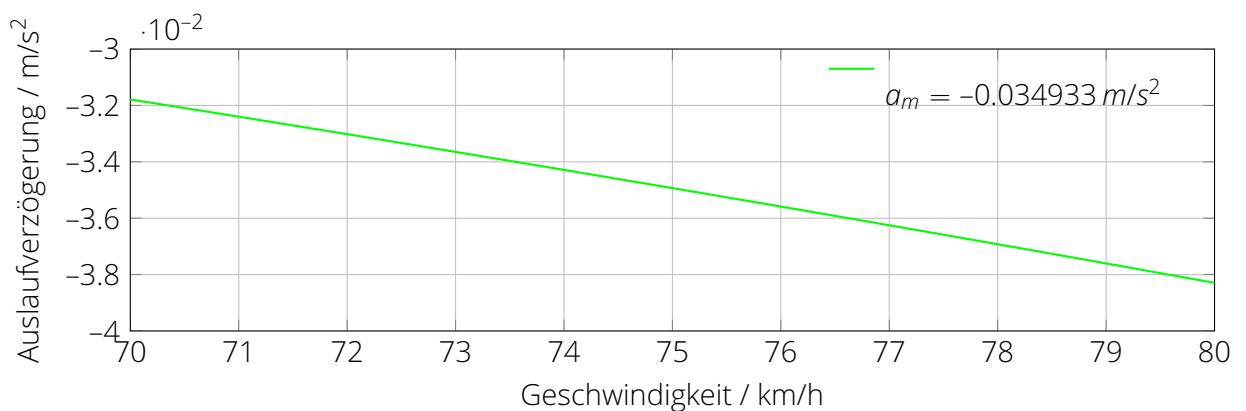
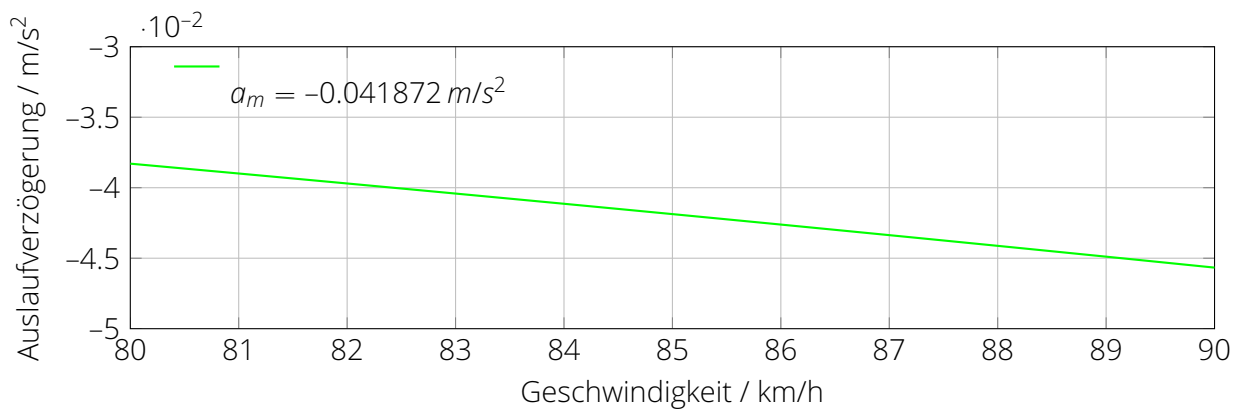
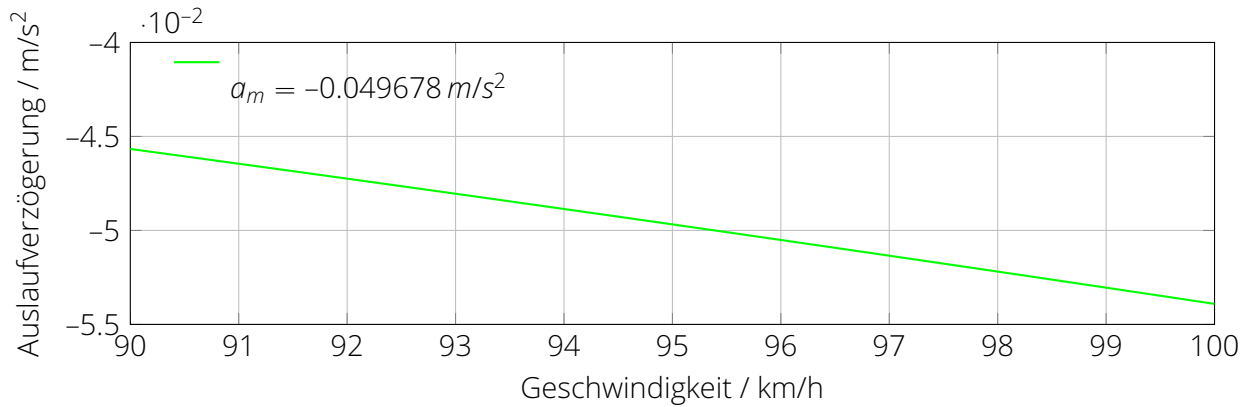
Abbildung 5.18: Simulationsergebnisse (AMESim) zu Frage 1

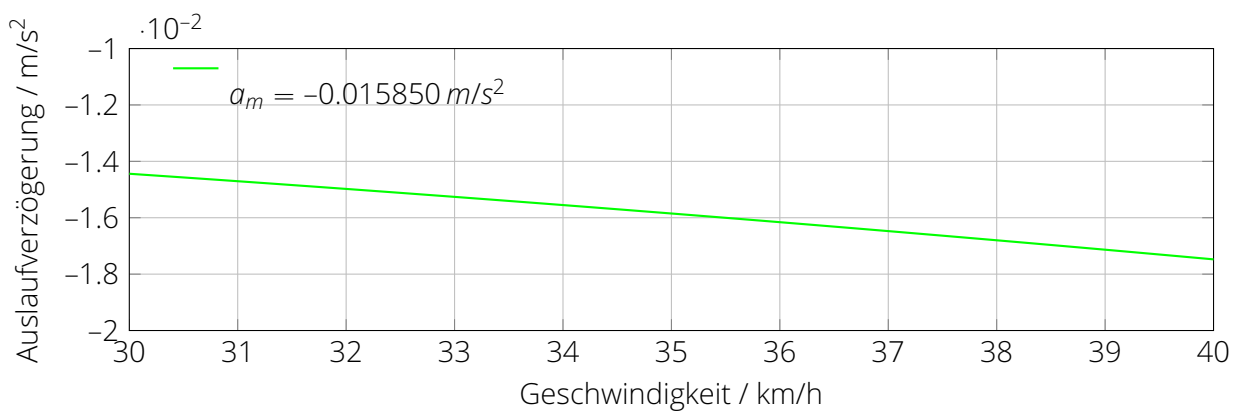
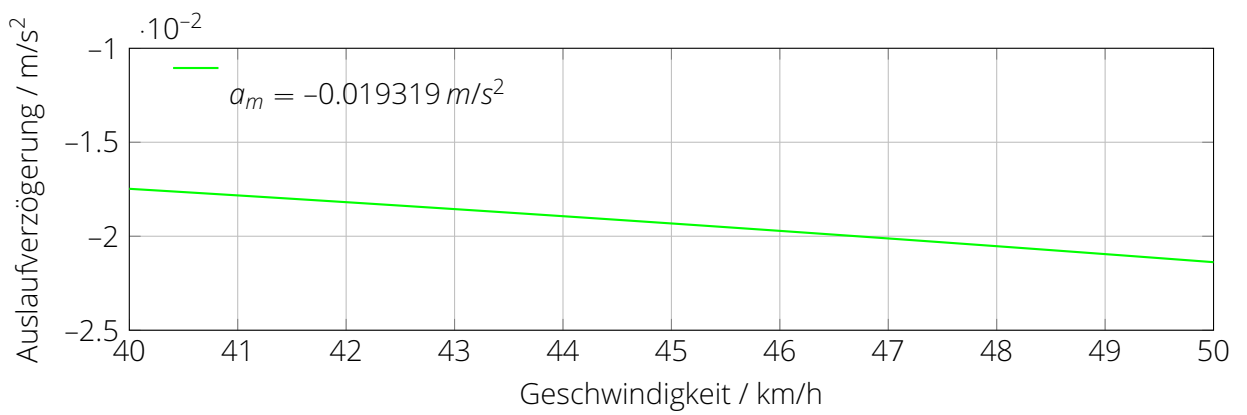
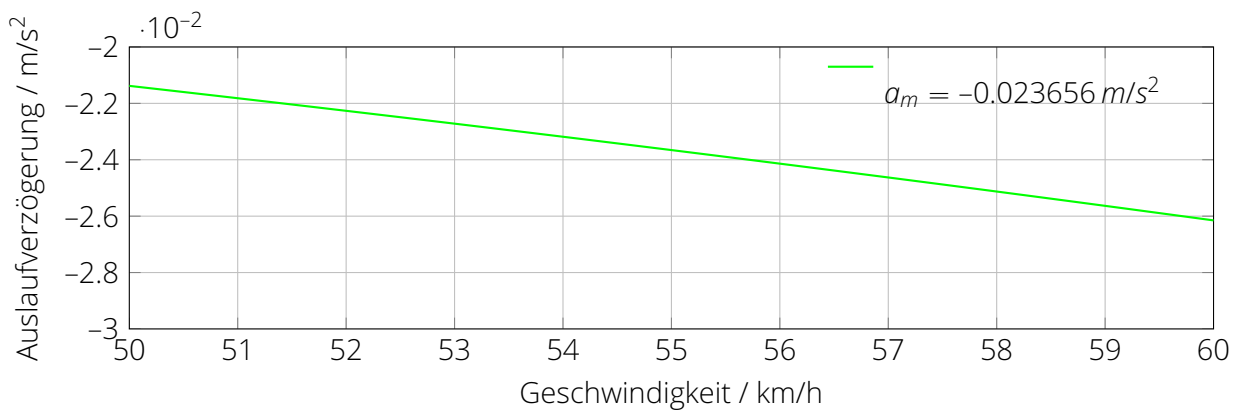
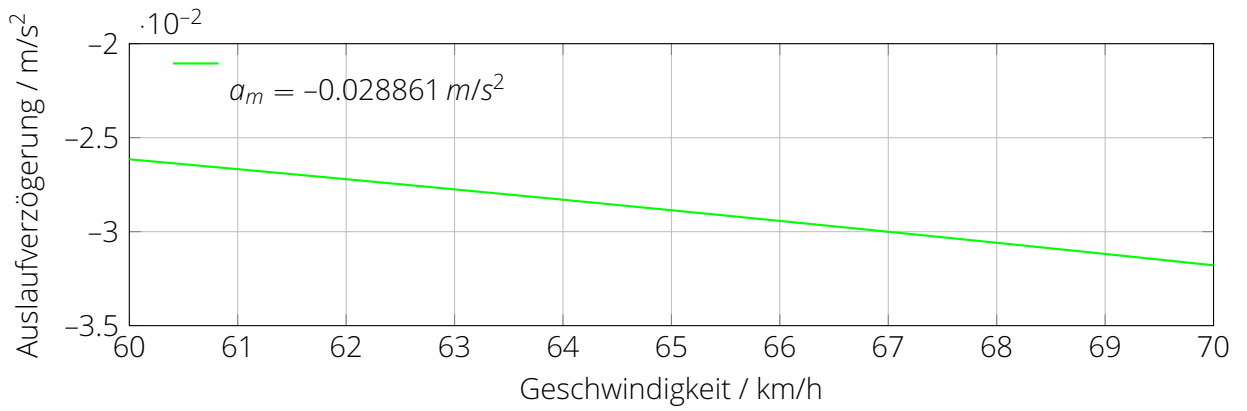
dem Weg gemittelte Verzögerung der Bremsweg bestimmen:

$$a_{m,s} = \frac{v_1^2 - v_0^2}{2s}$$

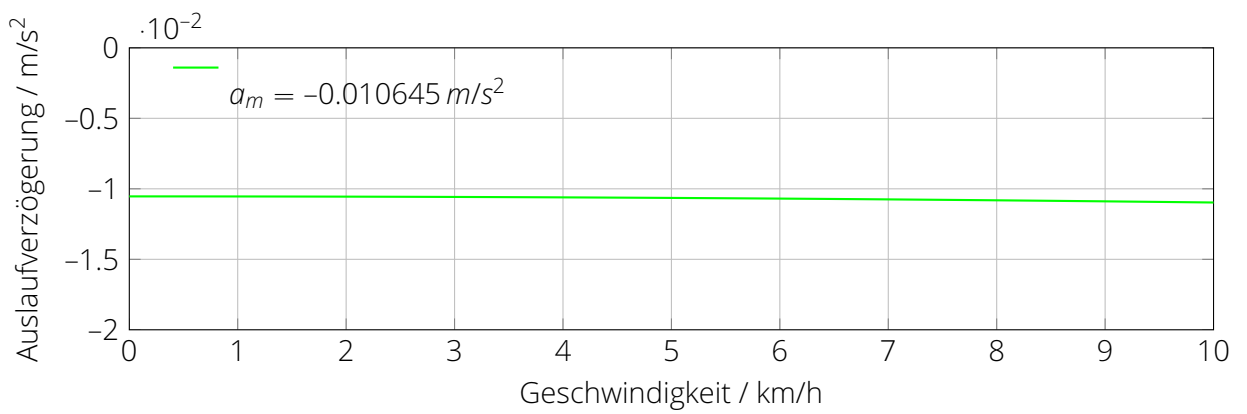
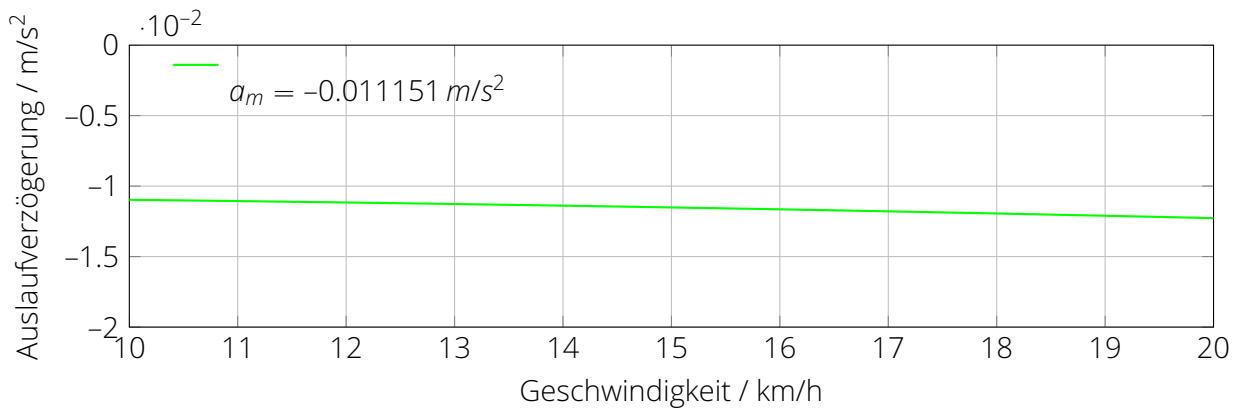
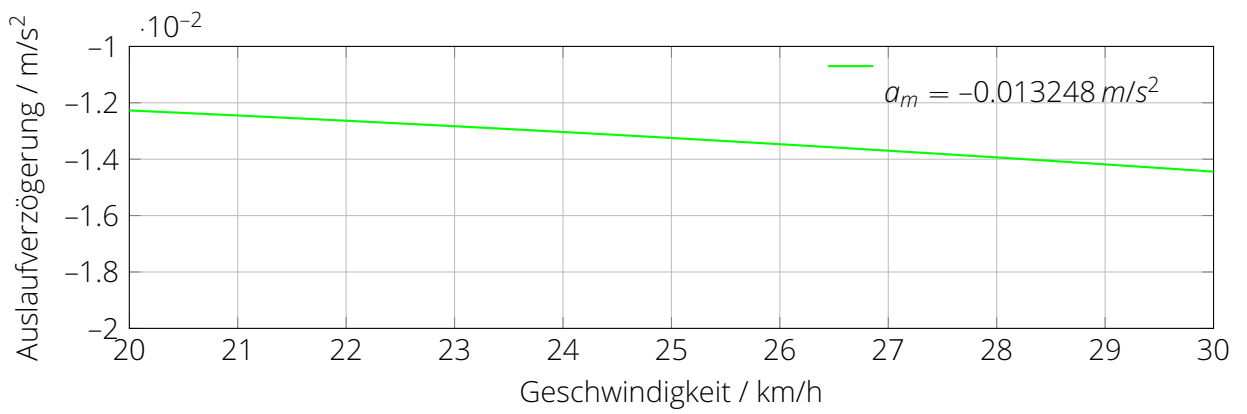
$$s = \frac{v_1^2 - v_0^2}{2a_{m,s}}$$

Im Folgenden wird das betrachtete Geschwindigkeits-Intervall von 100 bis 0 km/h in zehn gleich große Intervalle zerlegt.





5.7 Gruppenübung: Bremswegberechnung auf fahrdynamischer Basis



Damit können nun die Auslaufwege intervallweise berechnet werden:

j	v_0	v_1	a_m	s_j
-	m/s	m/s	m/s ²	m
1	27,78	25,00	-0,049678	1475,6
2	25,00	22,22	-0,041872	1566,4
3	22,22	19,44	-0,034933	1656,6
4	19,44	16,67	-0,028861	1737,8
5	16,67	13,89	-0,023656	1794,0
6	13,89	11,11	-0,019319	1797,3
7	11,11	8,33	-0,015850	1703,9
8	8,33	5,56	-0,013248	1456,1
9	5,56	2,78	-0,011151	1037,9
10	2,78	0,00	-0,010645	362,4
Summe				14588 m

Die Abweichung von dem mittels Simulation ermittelten Auslaufweg beträgt etwa 0,5 %. Im Grunde wird hier das *Geschwindigkeitsschrittverfahren*¹² angewendet, bei dem die Geschwindigkeitsintervalle jedoch im Allgemeinen wesentlich kleiner ($\Delta v < 2$ km/h) gewählt werden, um eine möglichst gute Genauigkeit zu erzielen. Die Nutzung eines Tabellenkalkulationsprogrammes (z.B. MS-Excel) bietet sich in diesem Kontext an, um den Berechnungsaufwand in handhabbaren Grenzen zu halten.

¹²siehe Formelsammlung zur Vorlesung „Fahrdynamik“, Abschnitt „Klassische numerische Verfahren“ oder Formelsammlung zur Vorlesung „Bremsen“, Abschnitt „Klassische numerische Verfahren zur Berechnung von Bewegungsvorgängen“

? Frage 2

Ab welchem Gefälle muss pneumatisch zugebremst werden, um eine konstante Geschwindigkeit von 80 km/h zu halten?

Die Frage kann durch die Anwendung der fahrdynamischen Grundgleichung, die nach der Längsneigung umgestellt werden muss, beantwortet werden.

$$0 = -\xi_Z m \ddot{x} + F_T - F_{WFT} - F_{WFW} - F_{WS} - F_B$$

$$0 = -F_{WFT} - F_{WFW} - F_{WS} - F_B$$

$$0 = -F_{WFT} - F_{WFW} - m_Z g i - F_B$$

$$i = \frac{-F_{WFT} - F_{WFW} - F_B}{m_Z g}$$

$$i = \frac{-F_{WFT}(80) - F_{WFW}(80) - F_{B,el}}{m_Z g}$$

$$i = \frac{-2,32 \text{ kN} - 72,14 \text{ kN} - 150 \text{ kN}}{1877 \text{ t} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2}$$

$$= \frac{-224,46 \text{ kN}}{18431,37 \text{ kN}}$$

$$= -0,012238$$

$$= -12,2 \text{ ‰}$$

Ab einem Gefälle von ca. 12,2 ‰ reicht die elektrodynamische Bremse der Lokomotive nicht mehr aus, um die Geschwindigkeit des Zuges konstant zu halten.

? Frage 3

Wie lang ist der Bremsweg aus $v_0=100$ km/h, wenn nur die elektrodynamische Bremse der Lokomotive zum Einsatz kommt?

Diese Fragestellung ist eng mit der in Frage 1 untersuchten Problematik verwandt. Die Grundverzögerung wird dabei von der im Betrag deutlich größeren elektrodynamischen Bremskraft überlagert. Da letztgenannte bei $v=5$ km/h eine Unstetigkeit aufweist (siehe Abbildung 5.15), muss die Bewegungsgleichung für die relevanten Geschwindigkeitsintervalle definiert werden (Intervall I: 100...5 km/h, Intervall II: 5...0 km/h).

Für Intervall I (100...5 km/h) gilt:

$$\begin{aligned}
 0 &= -\xi_Z m \ddot{x} - F_{WFT} - F_{WFW} - F_B \\
 \ddot{x} &= \frac{F_{WFT} - F_{WFW} - F_B}{\xi_Z m} \\
 \ddot{x} &= \frac{-20,49 - 84,336 \cdot \left(\frac{v}{100}\right)^2 - 150 \text{ kN}}{\xi_Z m} \\
 \ddot{x} &= \frac{-20,49 - 84,336 \cdot \left(\frac{v}{100}\right)^2 - 150, \text{ kN}}{1,036 \cdot 1877 \text{ t}} \\
 \ddot{x} &= -4,337 \cdot 10^{-6} v^2 - 0,0877
 \end{aligned}$$

Im Ergebnis erhält man eine Beschleunigungsfunktion $a(v)$ (dargestellt in Abbildung 5.19), mit deren Hilfe sich der Bremsweg im Intervall von 100 bis 5 km/h ermitteln lässt.

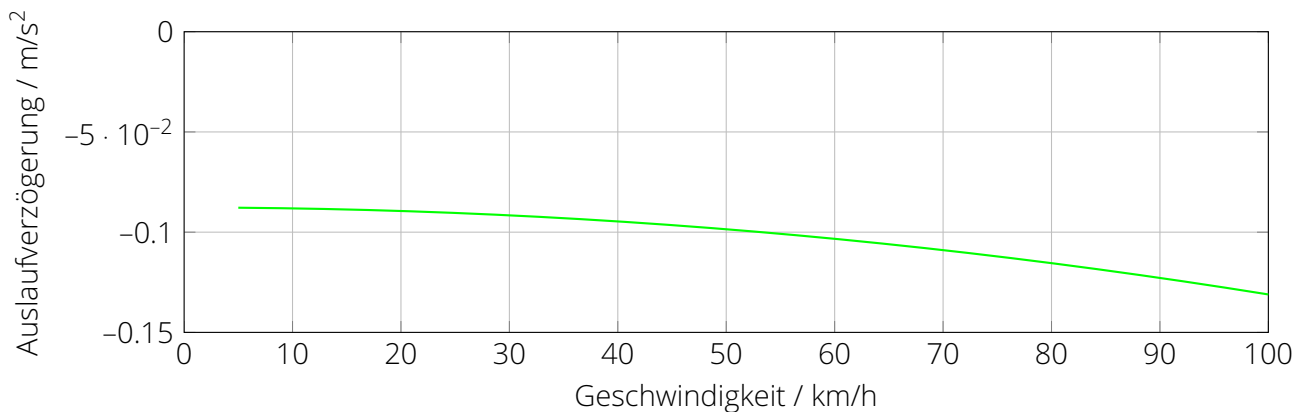


Abbildung 5.19: Verzögerungsverlauf des elektrodynamisch gebremsten Güterzuges im Geschwindigkeitsintervall von 100 bis 5 km/h

Um den angepassten Integrationsalgorithmus nach Jentsch (siehe Seite 68) anzuwenden, muss die ermittelte Beschleunigungsgleichung hinsichtlich der Einheit von a angepasst werden ($m/s^2 \rightarrow km/h^2$):

$$\begin{aligned}
 a(v) &= 12960 \cdot \left(-0,0877 - 4,337 \cdot 10^{-6} v^2\right) \\
 &= -0,0562 v^2 - 1136,592 \\
 &= Av^2 + C.
 \end{aligned}$$

Für den Bremsweg gilt folgender Ansatz:

$$\begin{aligned} \Delta s &= \frac{1}{2A} \left[\ln \frac{Av_{II}^2 + C}{Av_I^2 + C} \right] \\ &= \frac{1}{-2 \cdot 0,0562} \left[\ln \frac{-0,0562 \cdot 5^2 - 1136,592}{-0,0562 \cdot 100^2 - 1136,592} \right] \\ &= -8,8968 \cdot \left[\ln \frac{-1137,997}{-1698,592} \right] \\ &= 3,563 \text{ km} \end{aligned}$$

Der Bremsweg des betrachteten gemischten Güterzuges auf geradem, ebenem Gleis würde bei ausschließlicher Nutzung der elektrodynamischen Bremse aus einer Anfangsgeschwindigkeit von $v=100 \text{ km/h}$ bis zur Erreichung von $5,0 \text{ km/h}$ ca. 3,56 Kilometer betragen.

Für Intervall II (5...0 km/h) gilt:

$$\begin{aligned} 0 &= -\xi_Z m \ddot{x} - F_{WFT} - F_{WFW} - F_B \\ \ddot{x} &= \frac{F_{WFT} - F_{WFW} - F_B}{\xi_Z m} \\ \ddot{x} &= \frac{-20,49 - 84,336 \cdot \left(\frac{v}{100}\right)^2 - 30 \cdot v}{\xi_Z m} \\ \ddot{x} &= \frac{-20,49 - 84,336 \cdot \left(\frac{v}{100}\right)^2 - 30 \cdot v}{1,036 \cdot 1877} \\ \ddot{x} &= -4,337 \cdot 10^{-6} v^2 - 0,015428v - 0,010537 \end{aligned}$$

Im Ergebnis erhält man eine Beschleunigungsfunktion $a(v)$ (dargestellt in Abbildung 5.20), mit deren Hilfe sich der Bremsweg im Intervall von 5 bis 0 km/h ermitteln lässt.

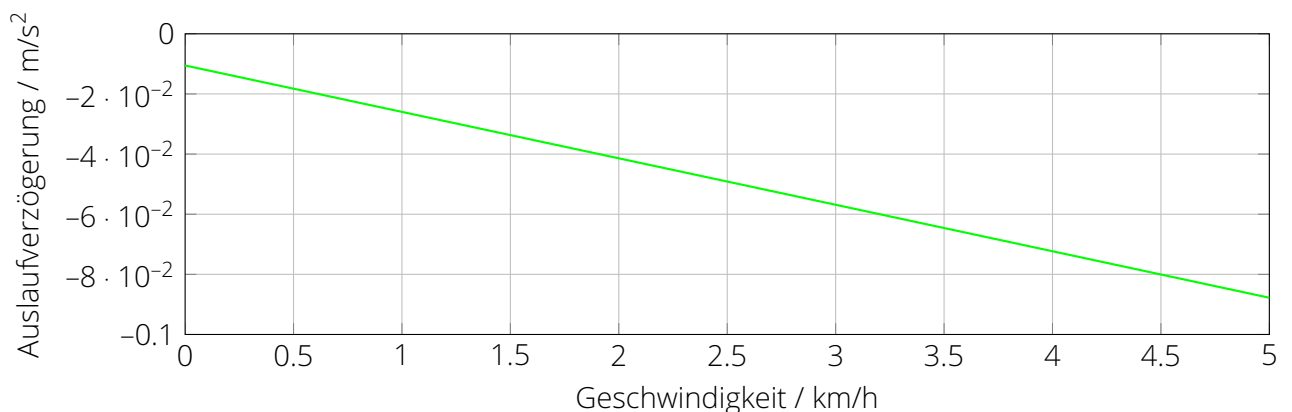


Abbildung 5.20: Verzögerungsverlauf des elektrodynamisch gebremsten Güterzuges im Geschwindigkeitsintervall von 5 bis 0 km/h

Um den angepassten Integrationsalgorithmus nach Jentsch (siehe Seite 68) anzuwenden, muss die ermittelte Beschleunigungsgleichung hinsichtlich der Einheit von a angepasst werden ($m/s^2 \rightarrow$

km/h²):

$$\begin{aligned} a(v) &= 12960 \cdot (-4,337 \cdot 10^{-6}v^2 - 0,015428v - 0,010537) \\ &= -0,0562v^2 - 199,947v - 136,56 \\ &= Av^2 + Bv + C. \end{aligned}$$

Da in der Beschleunigungsgleichung der lineare Koeffizient B ungleich 0 ist, muss zunächst geprüft werden, ob die Diskriminante Z größer oder kleiner Null ist:

$$\begin{aligned} Z &= 4AC - B^2 \\ &= 4 \cdot (-0,0562) \cdot (-136,56) - (-199,947)^2 \\ &= 3,0483 - 39978,8 \\ &= -39948,1 < 0 \\ \sqrt{-Z} &= 199,87. \end{aligned}$$

Es muss nun zunächst die Bremszeit ermittelt werden, da diese als Eingangsgröße bei der Berechnung des Bremsweges benötigt wird.

$$\begin{aligned} \Delta t &= \frac{1}{\sqrt{-Z}} \cdot \ln \frac{2Av_{II} + B - \sqrt{-Z}}{2Av_{II} + B + \sqrt{-Z}} \cdot \frac{2Av_I + B + \sqrt{-Z}}{2Av_I + B - \sqrt{-Z}} \\ &= \frac{1}{\sqrt{-Z}} \cdot \ln \frac{B - \sqrt{-Z}}{B + \sqrt{-Z}} \cdot \frac{2Av_I + B + \sqrt{-Z}}{2Av_I + B - \sqrt{-Z}} \\ &= \frac{1}{199,87} \cdot \ln \frac{-199,947 - 199,87}{-199,947 + 199,87} \cdot \frac{-2 \cdot 0,0562 \cdot 5 - 199,947 + 199,87}{-2 \cdot 0,0562 \cdot 5 - 199,47 - 199,87} \\ &= 0,005 \cdot \ln \frac{-399,817}{-0,077} \cdot \frac{-0,639}{-399,902} \\ &= 0,005 \cdot \ln 8,2969 \\ &= 0,010579 \text{ h} = 38 \text{ s} \end{aligned}$$

Für den Bremsweg gilt folgender Ansatz:

$$\begin{aligned} \Delta s &= \frac{1}{2A} \left[\left(\ln \frac{Av_{II}^2 + Bv_{II} + C}{Av_I^2 + Bv_I + C} \right) - B \cdot \Delta t \right] \\ &= \frac{1}{2A} \left[\left(\ln \frac{C}{Av_I^2 + Bv_I + C} \right) - B \cdot \Delta t \right] \\ &= \frac{1}{-2 \cdot 0,0562} \left[\left(\ln \frac{-136,56}{-0,0562 \cdot 5^2 - 199,947 \cdot 5 - 136,56} \right) + 199,947 \cdot 0,010579 \right] \\ &= -8,8968 \cdot [\ln 0,120032 + 2,11524] \\ &= 0,042 \text{ km} = 42 \text{ m} \end{aligned}$$

Der Bremsweg des betrachteten gemischten Güterzuges auf geradem, ebenem Gleis würde bei ausschließlicher Nutzung der elektrodynamischen Bremse aus einer Anfangsgeschwindigkeit von v=100 km/h bis zum Stillstand ca. 3,6 Kilometer betragen.

Alternativlösung Frage 3 mit Hilfe von AMESim:

Das bereits für die Beantwortung von Frage 1 benutzte Modell wird erweitert, in dem eine Komponente eingefügt wird, die die elektrodynamische Bremskraft nach der Gleichung $F_{B,el} = 30v$ berechnet und anschließend auf einen Wert von max. 150 kN begrenzt wird (siehe Abbildung 5.21).

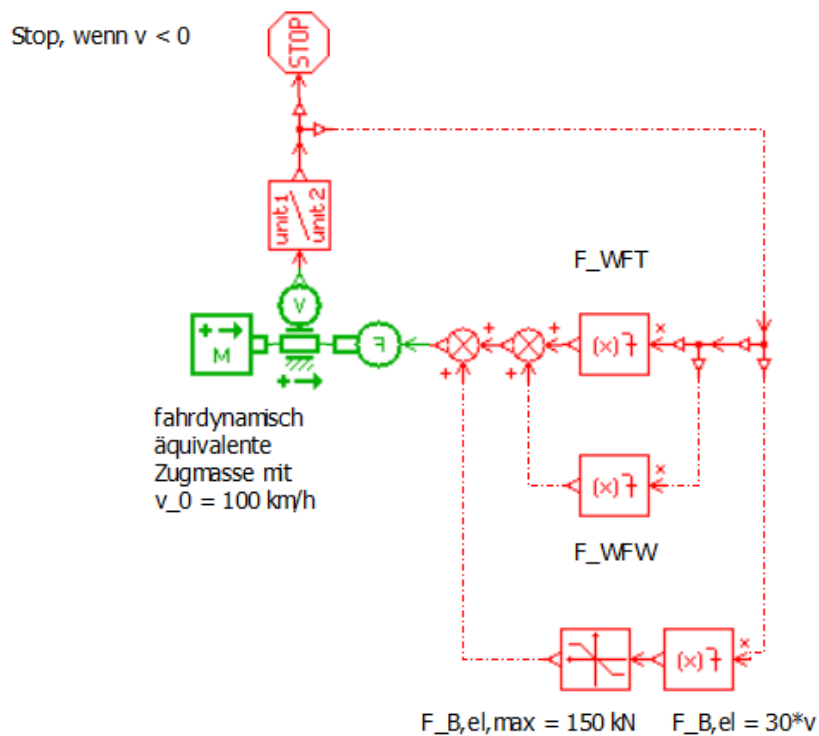


Abbildung 5.21: Erweitertes AMESim-Modell zur Ermittlung des Bremsweges unter ausschließlicher Nutzung der elektrodynamischen Bremse des Triebfahrzeuges

Die Simulation ergibt einen Bremsweg von insgesamt 3582 m. Die Abweichung zu dem mittels angepasstem Integrationsverfahren nach Jentsch ermittelten Bremsweg beträgt ca. 0,6%. Diese ist vor allem auf die Rundung der Zwischenergebnisse während des Berechnungsprozesses bei dem Integrationsverfahren zurückzuführen. Die mit dem gezeigten AMESim-Modell berechneten Simulationsergebnisse zeigt die nachstehende Abbildung 5.22.

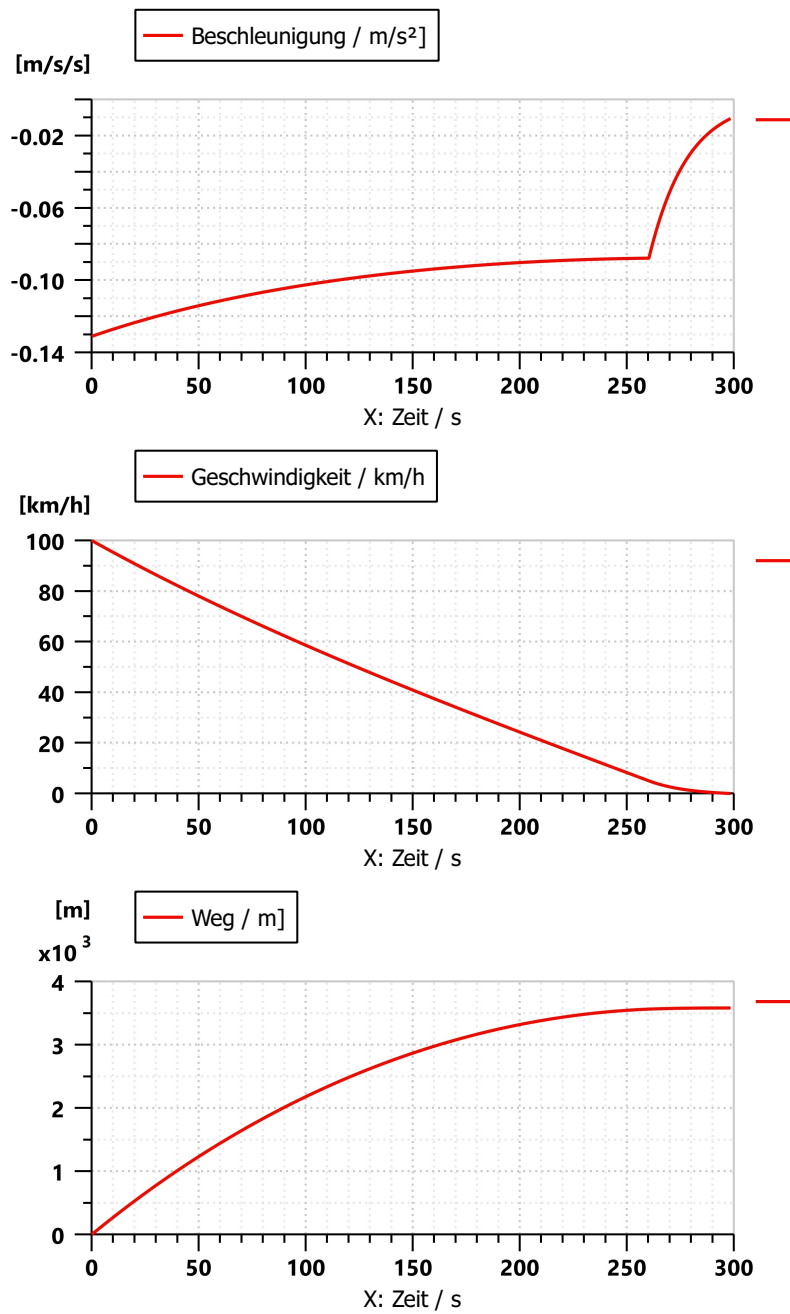


Abbildung 5.22: Simulationsergebnisse (AMESim) zur Ermittlung des Bremsweges unter ausschließlicher Nutzung der elektrodynamischen Bremse des Triebfahrzeuges

? Frage 4

Welche Bremskraft muss durch die mechanischen Radbremsen insgesamt erzeugt werden, wenn der Zug aus 100 km/h innerhalb von 900 m anhalten soll und die Bremsaufbauzeit 20 s beträgt?

Diese Frage lässt sich am besten lösen, wenn die Bremswegberechnung mit Hilfe eines Simulations- oder Tabellenkalkulationsprogrammes erfolgt, sodass eine einfache Iterationsrechnung durchgeführt werden kann.

Abbildung 5.23 zeigt das modifizierte AMESim-Modell. Zu den bereits betrachteten Komponenten Triebfahrzeug- und Wagenzugwiderstandskraft sowie elektrodynamische Bremskraft wurde die Kraft der mechanischen Bremsen $F_{B,mech}$ (roter Strang) hinzugefügt. Diese ist mit einer Anstiegsfunktion versehen, die nach 20 Sekunden den Wert 1 erreicht hat und dann auf diesen Wert begrenzt wird. Somit lässt sich die Bremsaufbauzeit¹³, während der vereinfacht ein linearer Anstieg der Bremskraft angenommen wird, auf einfache Art und Weise berücksichtigen.

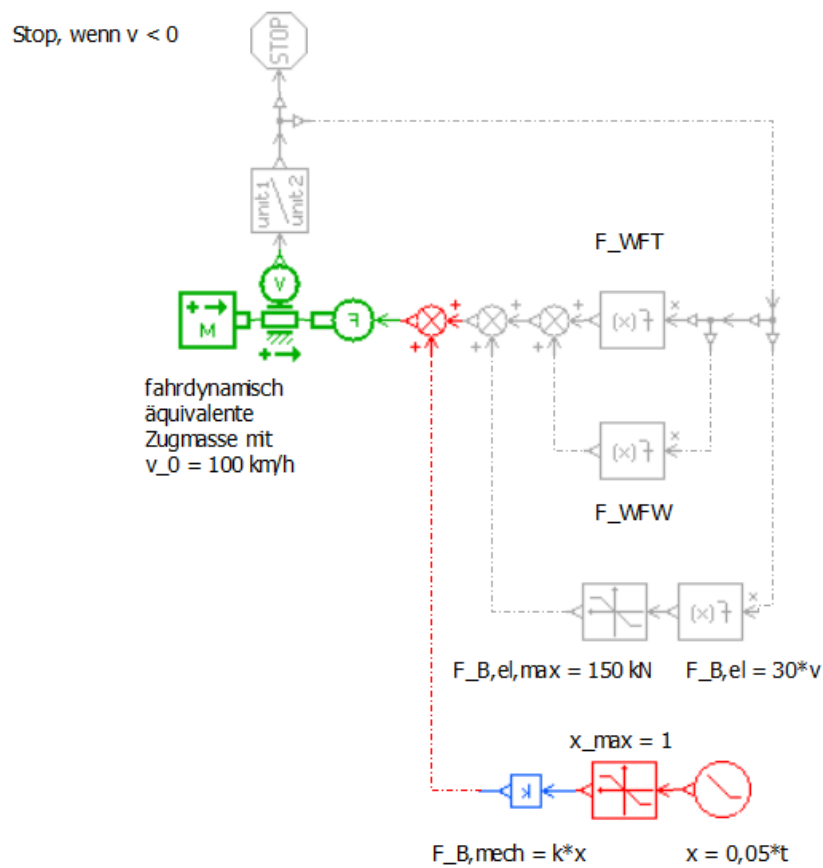


Abbildung 5.23: modifiziertes AMESim-Modell

Über eine Variation des Proportionalitätsfaktors k (blaues Element in Abbildung 5.23) kann iterativ die Bremskraft ermittelt werden, bei der der Zug nach 900 m zum stehen kommt. Unter den gewählten Randbedingungen ergibt sich eine Gesamtkraft $F_{B,mech}$ von **865,8 kN**, die

¹³Anmerkung: Unter Bremsaufbauzeit wird hier die Summe aus Ansprech- und Schwellzeit verstanden. Es wird ferner vereinfacht angenommen, dass die Bremskraft nach Ablauf der Bremsaufbauzeit vollständig (100 %) statt nahezu vollständig (95 %) entwickelt ist.

von den mechanischen Radbremsen aufgebracht werden müssten. Abbildung 5.24 illustriert die Simulationsergebnisse.

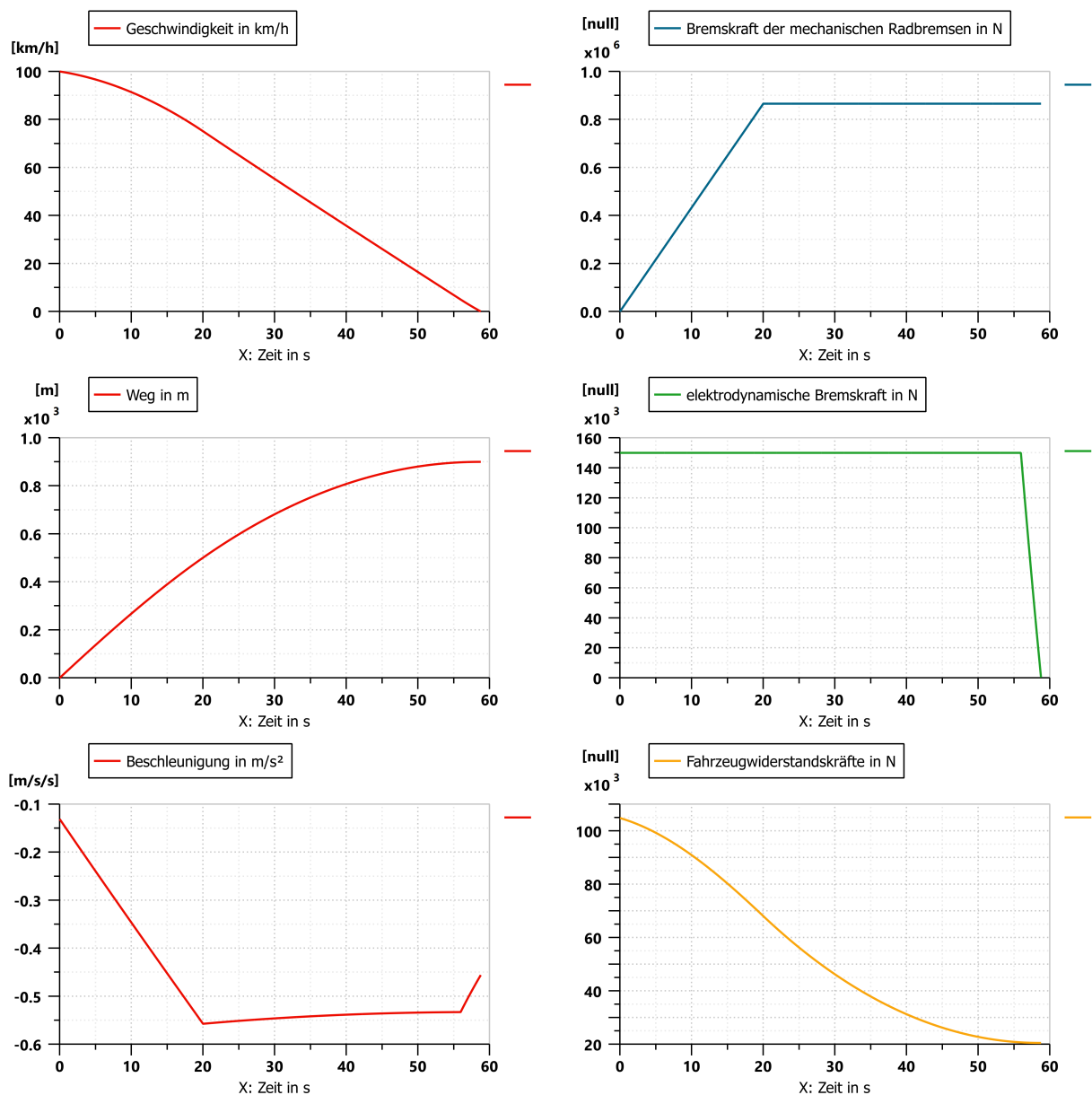


Abbildung 5.24: Ergebnisse (AMESim) zu Frage 4

Varianten

- Legt man zugrunde, dass die Bremskraft der mechanischen Radbremsen am Ende der Bremsaufbauzeit nur 95 % der endgültigen Kraft beträgt, ergibt sich eine notwendige Bremskraft von 882,9 kN um einen Bremsweg von 900 m einzuhalten.
- Ist kein universelles Simulationswerkzeug wie AMESim zur Hand, können die Berechnungen auch unter Anwendung des Zeitschrittverfahrens¹⁴ mit Hilfe von MS-Excel durch-

¹⁴Das Zeitschrittverfahren teilt die betrachtete Fahrt in sehr kleine Zeitintervalle (z.B. $\Delta t=0,1$ s, während derer die Verzögerung als konstant angenommen wird. Die Verzögerung ergibt sich aus den Kräften, die im jeweiligen Zeitintervall auf das Fahrzeug/den Zug wirken. Da die Geschwindigkeitsdifferenz während sehr kleiner Zeitschritte ebenfalls gering ist, können auch generell geschwindigkeitsabhängige Kräfte als in etwa konstant betrachtet

5.7 Gruppenübung: Bremswegberechnung auf fahrdynamischer Basis

geführt werden.

Die Berechnungen mit einem Zeitintervall von 100 ms liefern eine benötigte Kraft von 867 kN, die mittels der mechanischen Radbremsen erzeugt werden müssen, um den Zug innerhalb von 900 m zum Stehen zu bringen.

Abbildung 5.25 zeigt beispielhaft ein Bildschirmfoto einer entsprechenden Excel-Tabelle.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	
1	v_0	100 km/h								
2	F_B,mech	867 kN								
3	s_B	900.0 m								
4										
5	t	v	F_WFT	F_WFW	F_B,e_dyn	F_B,mech	a_B	Delta s	s	
6		0	100	2.974	101.8	150	0	-0.1311	2.777	2.8
7		0.1	99.953	2.972	101.8	150	4.335	-0.1333	2.776	5.6
8		0.2	99.905	2.971	101.7	150	8.67	-0.1355	2.774	8.3
9		0.3	99.856	2.969	101.6	150	13.005	-0.1376	2.773	11.1
10		0.4	99.807	2.967	101.5	150	17.34	-0.1398	2.772	13.9
11		0.5	99.756	2.965	101.4	150	21.675	-0.1420	2.770	16.6
12		0.6	99.705	2.963	101.4	150	26.01	-0.1442	2.769	19.4
13		0.7	99.653	2.962	101.3	150	30.345	-0.1464	2.767	22.2
14		0.8	99.600	2.960	101.2	150	34.68	-0.1486	2.766	24.9
15		0.9	99.547	2.958	101.1	150	39.015	-0.1508	2.764	27.7
16		1	99.493	2.956	101.0	150	43.35	-0.1529	2.763	30.5
17		1.1	99.438	2.954	100.9	150	47.685	-0.1551	2.761	33.2
18		1.2	99.382	2.952	100.8	150	52.02	-0.1573	2.760	36.0
19		1.3	99.325	2.950	100.7	150	56.355	-0.1595	2.758	38.8
20		1.4	99.268	2.948	100.6	150	60.69	-0.1617	2.757	41.5
21		1.5	99.210	2.946	100.5	150	65.025	-0.1638	2.755	44.3
22		1.6	99.151	2.943	100.5	150	69.36	-0.1660	2.753	47.0
23		1.7	99.091	2.941	100.4	150	73.695	-0.1682	2.752	49.8
24		1.8	99.030	2.939	100.3	150	78.03	-0.1704	2.750	52.5
25		1.9	98.969	2.937	100.2	150	82.365	-0.1726	2.748	55.3
26		2	98.907	2.935	100.1	150	86.7	-0.1747	2.747	58.0
27		2.1	98.844	2.933	100.0	150	91.035	-0.1769	2.745	60.8
28		2.2	98.780	2.930	99.8	150	95.37	-0.1791	2.743	63.5
29		2.3	98.716	2.928	99.7	150	99.705	-0.1813	2.741	66.2
30		2.4	98.650	2.926	99.6	150	104.04	-0.1834	2.739	69.0
31		2.5	98.584	2.923	99.5	150	108.375	-0.1856	2.738	71.7
32		2.6	98.518	2.921	99.4	150	112.71	-0.1878	2.736	74.5
33		2.7	98.450	2.919	99.3	150	117.045	-0.1900	2.734	77.2

Abbildung 5.25: Ermittlung des Bremsweges mit Hilfe von MS-Excel (Zeitschrittverfahren)

werden. Sie werden mit der Geschwindigkeit berechnet, die am Beginn des Zeitintervalls gefahren wird. Die Gleichungen zur Berechnung von Beschleunigungs- oder Verzögerungsvorgängen mit Hilfe des Zeitschrittverfahrens sind in der Formelsammlung zu finden.

? Frage 5

Um welchen Betrag verändert sich der Bremsweg, wenn die Bremsaufbauzeit um 10 Sekunden verlängert bzw. verkürzt wird?

Um die Frage sinnvoll beantworten zu können, muss „nur“ eine einfache Parametervariation durchgeführt werden. Dies gilt unabhängig von gewählten Lösungsansatz. Abbildung 5.26 zeigt die mit Hilfe von AMESim erzielten Berechnungsergebnisse. Daraus geht hervor, dass sich der Bremsweg auf ca. 801 m (also um 99 m) verkürzt, wenn es gelingt, die Bremsaufbauzeit bei gleichem Kraftniveau auf 10 s zu senken.

Eine um zehn auf 30 s verlängerte Bremsaufbauzeit führt demgegenüber unter gleichen Randbedingungen zu einer Verlängerung des Bremsweges um 94 m auf 994 m.

Eine wesentliche Erkenntnis, die aus diesen Ergebnissen zu ziehen wäre, ist die Anerkennung der Bedeutung der Bremsaufbauzeit zur Erzielung kurzer Bremswege. Es gibt damit drei wesentliche fahrdynamische Einflüsse auf den Bremsweg von Schienenfahrzeugen und insbesondere Zügen:

1. das Niveau der erzeugten Bremskräfte,
2. den Verlauf der erzeugten Bremskräfte über der Geschwindigkeit,
3. den Verlauf der erzeugten Bremskräfte über der Zeit.

Da die Höhe der Bremskräfte nicht beliebig gesteigert werden kann, gilt es, insbesondere bei Zügen, durch geeignete Maßnahmen einen möglichst raschen Anstieg der Bremskräfte sicherzustellen, damit Bremswege verkürzt bzw. bremstechnisch zulässige Geschwindigkeiten erhöht werden können.

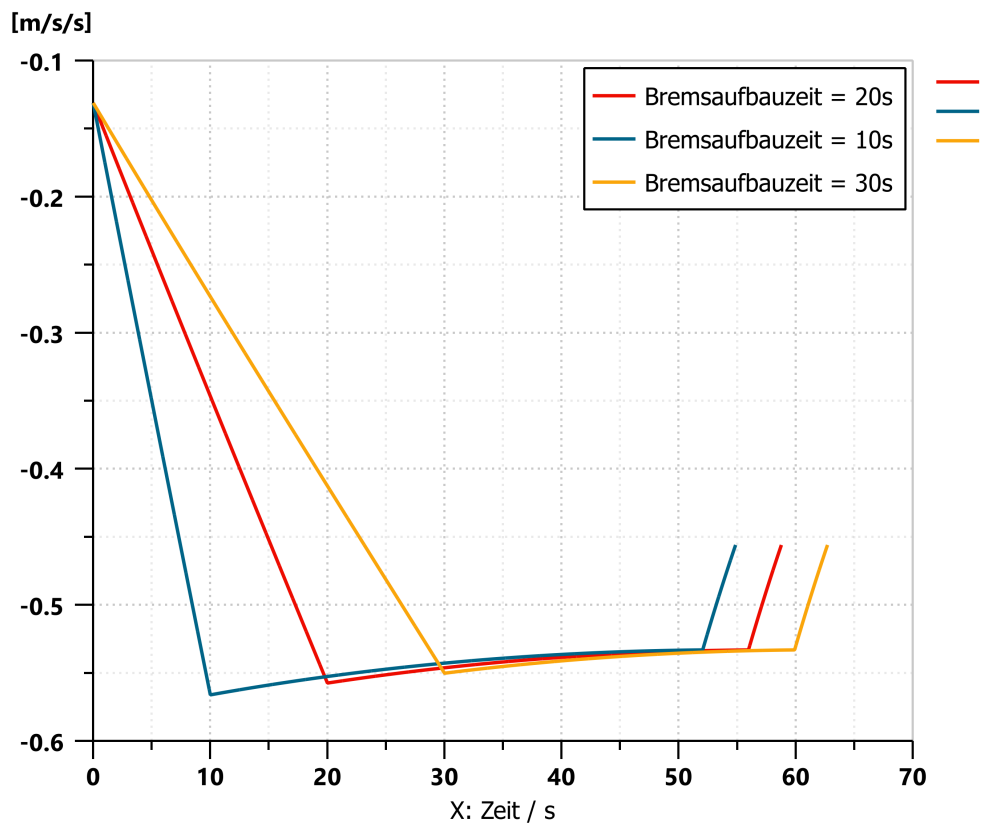
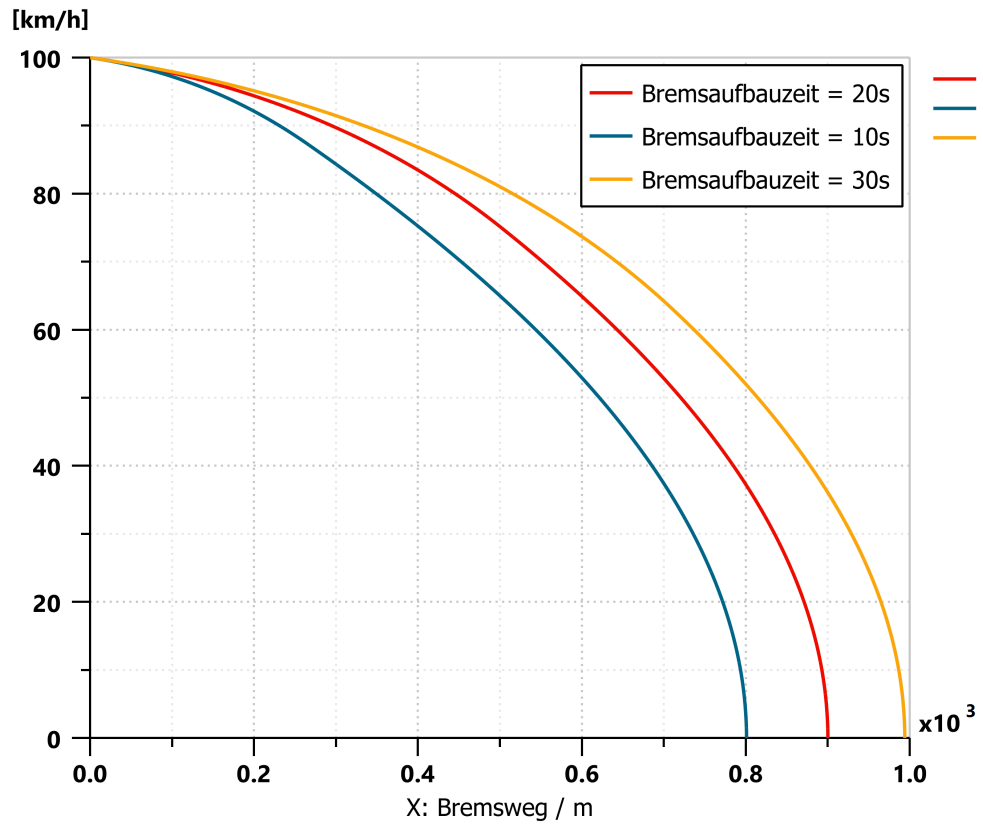


Abbildung 5.26: Veränderung des Bremsweges bei Verlängerung oder Verkürzung der Bremsaufbauzeit um 10 Sekunden (Ergebnisse der Simulation mit AMESim)

6 Bremsbewertung

6.1 Betriebliche Bremsberechnung

Im Eisenbahnbetrieb ist es immer wieder notwendig, das Bremsvermögen von Fahrzeugen und Zügen zutreffend einzuschätzen, um für die zu befahrenden Strecken eine bremstechnische Höchstgeschwindigkeit festlegen zu können. Dabei sind sowohl fahrzeug- als auch infrastruktur-seitige Aspekte zu berücksichtigen.

Eine sogenannte „betriebliche Bremsberechnung“ muss, grob gesagt, immer dann durchgeführt werden, wenn bremstechnische Änderungen am Zugverband vorgenommen werden. Dies kann das Einstellen oder Aussetzen von Wagen betreffen, aber auch die kurzfristig notwendige Ausschaltung der Druckluftbremsen einzelner Fahrzeuge im Falle eines Defektes.

Das Bremsvermögen von Schienenfahrzeugen wird klassischerweise über das „Bremsgewicht“ B ausgedrückt. Dieses wird ins Verhältnis zur Fahrzeugmasse gesetzt und mit dem Faktor 100 % multipliziert, sodass sich die Brems Hundertstel (oder auch: Bremsprozent) als Beurteilungs- und Vergleichskriterium ergeben. Der Zusammenhang von Bremsgewicht B und Brems Hundertsteln λ wird mit der folgenden Gleichung ausgedrückt:

$$\lambda = \frac{B}{m} \cdot 100 \% . \quad (6.1)$$

Bremsgewichte und Fahrzeugmasse sind an den Seitenwänden der Fahrzeuge angeschrieben (siehe Abbildung 6.1) und werden von dort in die Wagenliste eines Zuges übertragen, auf dessen Grundlage der Bremszettel erstellt wird. Dieser informiert das Triebfahrzeugpersonal über das Bremsvermögen des Zuges und ermöglicht eine Beurteilung, ob die verfügbare Bremsleistung für die Fahrt auf dem geplanten Streckenverlauf ausreichend ist. Dies ist genau dann der Fall, wenn die *vorhandenen* Brems Hundertstel über den *erforderlichen* Brems Hundertsteln liegen:

$$\lambda_{\text{vorh}} \geq \lambda_{\text{erf}} .$$

Die erforderlichen Brems Hundertstel entsprechen in der Regel den laufwegbezogenen Mindestbrems Hundertsteln (M_{br}), die den Fahrplanunterlagen (siehe Abbildung 6.2) zu entnehmen sind. Die dort aufgeführten Mindestbrems Hundertstel basieren wiederum auf standardisierten Brems tafeln, in denen bei gegebenem Vorsignalabstand¹ in Abhängigkeit von der

¹Es existieren Brems tafeln für unterschiedliche Vorsignalabstände (z.B. 1000 m und 700 m)

6 Bremsbewertung

angestrebten Höchstgeschwindigkeit und der *maßgebenden Neigung*² die mindestens erforderlichen Brems Hundertstel fixiert sind. Reichen die vorhandenen Brems Hundertstel im Zugverband nicht aus, kann die Fahrt entweder nicht stattfinden oder es muss mit verminderter Höchstgeschwindigkeit gefahren werden (ergibt sich aus der zutreffenden Brems tafe l).

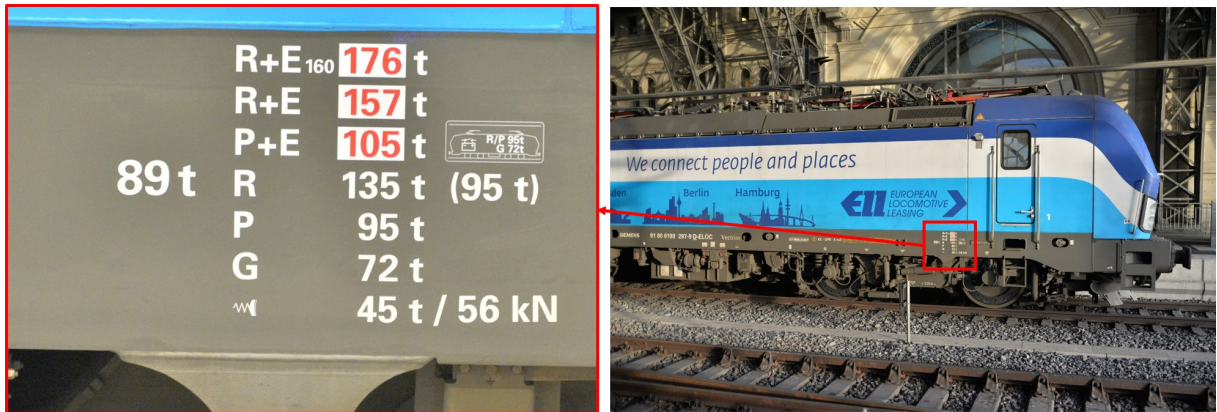


Abbildung 6.1: Anschriften mit den Angaben zur Fahrzeugmasse (89 t) und den Bremsgewichten an einer Siemens Vectron

51		Strecke Halle Hbf/Gbf – Bitterfeld – Wiesenburg – Michendorf/Seddin AM	
Gag 56546	800 t	Mbr 75 G	Mbr 57P/71G
Tfz 143			
90 km/h			
GeH 2351,2393,2359,2354			
3c	4/5	4/5	
Betriebsstelle, Hinweis auf	56546		
GeH und Mbr	Ank. Abf.	Ank. Abf.	
GeH 2350 S. 40			
Mbr 65			
1	2	3a	3b
		- Ostseite -	
		- ZF E 66 -	
	40	Halle(Saale) Hbf	86,0
85,5			
	80		

(a) Auszug aus einem Fahrzeitenheft - rechts oben sind die für den gesamten Zuglauf des Gag 56546 erforderlichen Mindestbrems Hundertstel (Mbr) angegeben (mindestens 75 in Bremsstellung G)

(b) Auszug aus einem Geschwindigkeitsheft - rechts oben sind die für die spezifische Strecke (hier: Halle-Seddin) erforderlichen Mindestbrems Hundertstel angegeben (57 in Bremsstellung P und 71 in Bremsstellung G)

Abbildung 6.2: Beispiele für die Angaben laufweg-spezifischer Mindestbrems Hundertstel in Fahrplanunterlagen. (Diese liegen heute häufig in elektronischer Form vor, enthalten aber dieselben Angaben.)

Die an den Fahrzeugen angeschriebenen Bremsgewichte werden durch Versuche ermittelt. Je nach Fahrzeugart werden Abhängeversuche³ durchgeführt (siehe Abbildung 6.3) mit dem Ziel, den Anhalteweg der Fahrzeuge aus verschiedenen Bremsausgangsgeschwindigkeiten zu ermitteln. Im Falle von Triebzügen werden die Versuche natürlich ohne Abhängen/Abstoßen mit dem gesamten Fahrzeugverband durchgeführt. Die ermittelten Anhaltewege s_A werden dann mit Hilfe von Bremsbewertungskurven $\lambda(v_0, s_A)$ bewertet, das heißt, es wird den Anhaltewegen

²Die maßgebende Neigung ist die maximale, über eine Strecke Δs (z.B. 2000 m) gemittelte Neigung, die auf einer zu befahrenden Strecke auftritt. Sie ist mit einem „gleitenden Mittelwert vergleichbar und ihre Ermittlung soll sicherstellen, dass kurze Abschnitte mit hoher nomineller Neigung bzw. kurze Kuppen (Steigung, gefolgt von Gefälle) oder Wannen (Gefälle, gefolgt von Steigung) nicht überbewertet werden.

³Es kommen prinzipiell auch Abstoßversuche infrage. Diese werden allerdings seltener durchgeführt.

ein Bremswert zu geordnet. In Verbindung mit der Fahrzeugmasse ergibt sich so das anzuschreibende Bremsgewicht.

Es ist zunächst wenig einleuchtend, warum bei Schienenfahrzeugen das Bremsvermögen bzw. die Bremsleistung mit einem „Gewicht“ angegeben wird, das sich überdies einer physikalischen Deutung weitgehend entzieht.

Die Nutzung der Kategorien Bremsmasse (Bremsgewicht) und Bremswert lässt sich nur aus der Historie heraus verstehen. Ziel war es, Betriebseisenbahnern (das sind in der Regel weder Mathematiker noch Physiker) eine einfache Methode an die Hand zu geben, mit der sich das Bremsvermögen von Zügen einschätzen lässt. Die Berechnung der Bremswert ist bei geringem Zeitaufwand mit elementarer Mathematik möglich.

Bei der Interpretation der Bremswert ist zudem zu berücksichtigen, dass die Bremsbewertungskurven auf umfangreiche Versuche mit einem Musterzug zurückzuführen sind. Dieser Musterzug weist per Definition 100 Bremswert auf und alle anderen Fahrzeuge werden relativ zu diesem Zug bewertet.



Abbildung 6.3: Dokumentation von Bremsversuchen mit verschiedenen Eisenbahnfahrzeugen auf YouTube

6.2 Grundsätze der Bremsbewertung

- Das UIC-Merkblatt 544-1 sowie die DIN EN 16834 regeln die Bremsbewertung von Schienenfahrzeugen.
- Die Bremsbewertung von Einzelwagen und Zügen mit einer Bremsausgangsgeschwindigkeit von maximal 200 km/h ist über die Ermittlung von Bremswert/Bremsgewicht oder die Ermittlung mittlerer Verzögerungen möglich.
- UIC-Merkblatt 544-1 stellt Bremsbewertungskurven sowohl im Sinne mathematischer Gleichungen als auch im Sinne von Nomogrammen bereit.
- Die Bremsbewertungskurven weisen folgende Struktur auf:

$$\lambda = \frac{C(v_0)}{s_A} - D(v_0)$$

mit: C, D = Konstanten und s_A = Anhalteweg bei Schnellbremsung aus v_0

- Die Bremsbewertung von Zügen mit einer Bremsausgangsgeschwindigkeit von über 200 km/h ist nur über die Ermittlung mittlerer Verzögerungen möglich.

- Die Bremsbewertung erfolgt **in der Regel durch Versuche** (Nachweis der im Auslegungsprozess berechneten Bremsgewichte).
- Für spezielle Bremsausrüstungen (z.B. Klotzbremse mit Grauguss-Bremssohlen (P10) und $v_{\max} \leq 120$ km/h) ist die rechnerische Bremsbewertung ausreichend.
- Für die experimentelle Bremsbewertung ist ein vorgeschriebenes Versuchsprogramm (definierte Randbedingungen, gestufte Variation der Bremsausgangsgeschwindigkeiten, mindestens vier gültige Versuche je Bremsausgangsgeschwindigkeit) zu absolvieren.
- **Messergebnisse müssen korrigiert werden** (etwaige Abweichungen von nomineller Bremsausgangsgeschwindigkeit, Forderung nach ebener Versuchsstrecke, mutmaßliche Abweichung des Fahrzeugzustandes vom „mittleren“ Zustand bauartgleicher Fahrzeuge im Betrieb).
- Versuchsbedingungen und Kriterien zur Überprüfung der Gültigkeit der Versuchsergebnisse enthält Anhang F des UIC-Merkblattes 544-1.

Bestimmungen für Reisezugwagen (Auszug)



- Die angeschriebenen Bremsgewichte repräsentieren das Bremsvermögen eines Wagens innerhalb eines bremstechnisch homogenen Wagenzuges in Bremsstellung P mit einer Länge von 400 m.
- Im Falle von Zuglängen über 400 m muss das aus den Bremsgewichten der Einzelfahrzeuge summierte Gesamtbremsgewicht in Abhängigkeit der Zuglänge korrigiert werden.
- Das Vorhandensein spezieller Ausrüstungsmerkmale (ep-Bremssteuerung, Schnellbremsbeschleuniger, Magnetschienenbremsen, automatische Lastabbremung) erfordert die Anpassung der Bremsbewertung bzw. der Versuchsbedingungen.
- Besondere Regelungen innerhalb der UIC 544-1 gelten für Wagen mit einstufiger Bremse, die schneller als 160 km/h verkehren und folgende Bremsausrüstungen aufweisen:
 - Scheibenbremsen
 - Klotzbremsen mit Verbundstoffsohlen des Typs K
 - Kombinationsbremse aus Scheiben- und Klotzbremsen mit Grauguss-Sohlen, wenn mehr als 85 % der Gesamtbremskraft durch die Scheibenbremsen aufgebracht werden.
 - Kombinationsbremse aus Scheiben- und Klotzbremsen mit Verbundstoff-Sohlen des Typs L, wenn mehr als 75 % der Gesamtbremskraft durch die Scheibenbremsen aufgebracht werden.

Bestimmungen für Güterzugwagen (Auszug)



- Die angeschriebenen Bremsgewichte repräsentieren das Bremsvermögen eines Wagens innerhalb eines bremstechnisch homogenen Wagenzuges in Bremsstellung P mit einer Länge von 500 m.
- Es wird zwischen Güterwagen mit $v_{\max} \geq 100$ km/h und solchen mit $v_{\max} < 100$ km/h unterschieden.
- Die rechnerische Ermittlung des Bremsgewichtes ist für Wagen mit Grauguss-Sohlen (Sorte: P10) und $v_{\max} < 120$ km/h sowie allgemein für Wagen mit $v_{\max} < 100$ km/h möglich, wenn folgende Bedingungen eingehalten werden:
 - Radsatzlast $\leq 22,5$ t,
 - zweiseitig abgebremste Räder,
 - Rad-Nenn Durchmesser = 920...1000 mm
 - Bremsklötze Typ Bg oder Bgu
 - dynamische Klotzkräfte je Bremsklotz: 5...40 kN (Bg) bzw. 5...55 kN (Bgu)
- Güterwagen mit Lastwechseleinrichtung: Es ist je ein Bremsgewicht pro Lastwechselstellung zu ermitteln.
- Für Güterwagen mit automatischer Lastabbremmung gelten besondere Regeln innerhalb der UIC 544-1.
- Für Güterwagen mit Verbundstoff-Sohlen Typ LL gelten besondere Bestimmungen.
- Versuche können mit Wagenzügen oder Einzelfahrzeugen durchgeführt werden. Die Konfiguration der Prüffahrzeuge ist von der Fahrzeugart abhängig:
 - einfache Drehgestellfahrzeuge: ein Wagen
 - Wagen mit zwei Radsätzen: Wagengruppe aus drei Wagen
 - Gelenkwagen mit Einzelradsätzen: Wagengruppe aus zwei Wagen

Bestimmungen für Lokomotiven (Auszug)



- Die Bremsbewertung erfolgt mit allein fahrenden Fahrzeugen.
- Bewertung mit Bremsbewertungskurven für Züge (Anlage A in UIC 544-1) liefert das Bremsgewicht für Bremsart P
- Bewertung von in Bremsstellung P ausgefahrenen Bremswegen aus 100 km/h (Mittelwert) mit Bremsbewertungskurven für Einzelfahrzeuge (Anlage B in UIC 544-1) führt zum Bremsgewicht in Bremsstellung G
- Versuchsumfang:
 - Bremsstellung P (P+E, P+H): Schnellbremsungen aus 100, 120, 140, 160 und 200 km/h; ggf. bis zur maximal zulässigen Geschwindigkeit
 - Bremsstellung R (R+E, R+H): Schnellbremsungen aus 120, 140, 160 und 200 km/h; ggf. bis zur maximal zulässigen Geschwindigkeit

Bestimmungen für Triebwagen und Triebzüge (Auszug)



- Bei Triebwagen/Triebzügen, die mehrfachtraktionsfähig sind, müssen Versuche mit der bremstechnisch ungünstigsten Variante (d.h. meistens: längste Zugkonfiguration) durchgeführt werden.
- Das Bremsverhalten bei Ausfall autonomer Bremssysteme (elektrodynamische/hydrodynamische Bremse, Mg-Bremse, etc.) muss durch Versuche ebenfalls nachgewiesen werden.
- Wenn der Triebwagen/Triebzug in Züge mit UIC-Druckluftbremse eingereiht werden kann, muss das „Schleppbremsgewicht“ (Bewertung wie Einzelwagen) bestimmt werden. Dieses sollte außen am Fahrzeug angeschrieben werden (Empfehlung).

6.3 Beispiel: Bremsbewertung eines Güterwagens mit pneumatischer Lastabbremung

Im folgenden soll anhand eines klotzgebremsten Güterwagens mit vier Radsätzen gezeigt werden, wie die bremstechnische Bewertung nach UIC 544-1 abläuft.



Abbildung 6.4: Güterwagen (beispielhafte Darstellung), für den eine Bremsbewertung vorgenommen werden soll

Technische Daten des Wagens:

Radsatzfolge	2'2'
Art der Bremssohlen:	K-Sohlen
Eigenmasse des Wagens:	23,9 t
maximale Radsatzfahrmasse:	22,5 t
Höchstgeschwindigkeit des leeren Wagens:	120 km/h
Höchstgeschwindigkeit des voll beladenen Wagens:	100 km/h

Im Rahmen von Abhängeversuchen wurden die in den Tabellen 6.1 und 6.2 dokumentierten Messwerte aufgenommen.

Tabelle 6.1: Messergebnisse aus Abhängeversuchen mit dem **voll beladenen** Fahrzeug auf ebenem, geradem Gleis

Messung #	nominelle Bremsausgangs- geschwindigkeit km/h	tatsächliche Bremsausgangs- geschwindigkeit km/h	Bremsweg m
1	100	100,1	629
2	100	102,5	676
3	100	102,1	675
4	100	101,1	661
5	100	100,7	669
6	120	122,1	946
7	120	121,7	959
8	120	120,8	963
9	120	122,0	974

Tabelle 6.2: Messergebnisse aus Abhängeversuchen mit dem **leeren** Fahrzeug auf ebenem, geradem Gleis

Messung #	nominelle Bremsausgangs- geschwindigkeit km/h	tatsächliche Bremsausgangs- geschwindigkeit km/h	Bremsweg m
10	100	100,6	466
11	100	99,9	459
12	100	99,7	452
13	100	98,5	442
14	120	118,2	606
15	120	119,8	624
16	120	119,6	637
17	120	119,3	633
18	120	118,7	617

Schritt 1: Normierung der gemessenen Bremswege

Für alle gemessenen Wege muss eine Korrektur nach folgender Gleichung (siehe UIC 544-1, Anlage F, Abschnitt 3.1) vorgenommen werden:

$$S_{j,\text{korr}} = \frac{3,933 \cdot \xi \cdot v_{j,\text{nom}}^2}{3,933 \cdot \xi \cdot v_{j,\text{mess}}^2 - i'_m \cdot S_{j,\text{mess}}} \cdot S_{j,\text{mess}} \quad (6.2)$$

Im vorliegenden Fall wurde auf geradem, ebenem Gleis gemessen, sodass $i'_m=0$ wird und sich die oben aufgeführte Gleichung wie folgt vereinfacht:

$$S_{j,\text{korr}} = \frac{v_{j,\text{nom}}^2}{v_{j,\text{mess}}^2} \cdot S_{j,\text{mess}} \quad (6.3)$$

Für die Messreihe ergibt sich somit:

Messung #	nominelle Bremsausgangs- geschwindigkeit km/h	tatsächliche Bremsausgangs- geschwindigkeit km/h	Bremsweg m	korrigierter Bremsweg m
voll beladenes Fahrzeug				
1	100	100,1	629	627,7
2	100	102,5	676	643,4
3	100	102,1	675	647,5
4	100	101,1	661	646,7
5	100	100,7	669	659,7
6	120	122,1	946	913,7
7	120	121,7	959	932,4
8	120	120,8	963	950,3
9	120	122,0	974	942,3
leeres Fahrzeug				
10	100	100,6	466	460,5
11	100	99,9	459	459,9
12	100	99,7	452	454,7
13	100	98,5	442	455,6
14	120	118,2	606	624,6
15	120	119,8	624	626,1
16	120	119,6	637	641,3
17	120	119,3	633	640,5
18	120	118,7	617	630,6

Schritt 2: Überprüfung der Gültigkeit der Versuchsreihe

Damit die Versuchsreihe gültig ist, müssen mindestens vier gültige Einzelversuche vorliegen, die die folgenden Kriterien erfüllen (siehe UIC 544-1, Anlage F, Abschnitt 3.2):

- Kriterium 1:

$$\frac{\text{Standardabweichung der Versuchsreihe } \sigma_n}{\text{Mittelwert der Versuchsreihe } \bar{s}} \leq 3\% \quad (6.4)$$

- Kriterium 2:

$$|\text{Extremwert } s_e - \text{Mittelwert } \bar{s}| \leq 1,95 \cdot \sigma_n \quad (6.5)$$

Für die erste Versuchsreihe (#1-5) ergibt sich:

$$\bar{s} = 645 \text{ m}$$

$$\sigma_n = 10,3 \text{ m}$$

$$\frac{\sigma_n}{\bar{s}} = 1,6\% \leq 3,0\% \text{ w.A.}$$

$$|s_e - \bar{s}| = 17,3 \leq 20,0 \text{ w.A.}$$

Für die zweite Versuchsreihe (#6-9) ergibt sich:

$$\bar{s} = 934,7 \text{ m}$$

$$\sigma_n = 13,7 \text{ m}$$

$$\frac{\sigma_n}{\bar{s}} = 1,5\% \leq 3,0\% \text{ w.A.}$$

$$|s_e - \bar{s}| = 21,0 \leq 26,6 \text{ w.A.}$$

Für die dritte Versuchsreihe (#10-13) ergibt sich:

$$\bar{s} = 457,7 \text{ m}$$

$$\sigma_n = 2,6 \text{ m}$$

$$\frac{\sigma_n}{\bar{s}} = 0,6\% \leq 3,0\% \text{ w.A.}$$

$$|s_e - \bar{s}| = 3,0 \leq 5,0 \text{ w.A.}$$

Für die vierte Versuchsreihe (#14-18) ergibt sich:

$$\bar{s} = 632,6 \text{ m}$$

$$\sigma_n = 7,0 \text{ m}$$

$$\frac{\sigma_n}{\bar{s}} = 1,1\% \leq 3,0\% \text{ w.A.}$$

$$|s_e - \bar{s}| = 8,7 \leq 13,7 \text{ w.A.}$$

Fazit: Alle Versuchsreihen sind gültig**Schritt 3: Korrektur der mittleren Bremswege**

Da die Bremsversuche oft mit neuen Fahrzeugen im Rahmen des Zulassungsprozesses durchgeführt werden, weisen diese häufig ein Bremsverhalten auf, das von dem bauartgleicher Fahrzeuge, die länger in Betrieb sind, abweichen kann. Dies ist beispielsweise auf den höheren Bremsgestängewirkungsgrad eines Neufahrzeuges zurückzuführen oder auf Abweichungen bezüglich der Bremszylinderfüllzeiten.

Um von dem speziellen Versuchsfahrzeug zu abstrahieren und auf den mittleren Zustand der Gesamtheit aller Fahrzeuge des gleichen Typs (bzw. den „Normzustand“) schließen zu können, erfolgt deshalb nachträglich eine Korrektur der in den Versuchsreihen ermittelten *mittleren* Bremswege. In Anlage F, Punkt 3.3 der UIC 544-1 werden dafür folgende Gleichungen zur Verfügung gestellt:

$$F_{B,m,korr} = F_{B,m,mess} \cdot \frac{\eta_{dyn}}{\eta_{dyn,Mess}} \cdot \frac{\rho_{C,nom} - \rho_{Feder}}{\rho_{C,Mess} - \rho_{Feder}} \quad (6.6)$$

$$\bar{s}_{B,korr} = t_e \cdot v_{nom} + \frac{F_{B,Mess} + F_{WF,m}}{F_{B,m,korr} + F_{WF,m}} \cdot (\bar{s}_B - v_{nom} \cdot t_e) \quad (6.7)$$

$$\bar{s}_{B,korr,2} = \left(2 - \frac{t_{S,mess}}{2} \right) \cdot v_{nom} + \bar{s}_{B,korr} \quad (6.8)$$

dabei bedeuten:

η_{dyn}	1	dynamischer (Nenn-)Wirkungsgrad des Bremsgestänges
$\eta_{dyn,mess}$	1	gemessener dynamischer Wirkungsgrad des Bremsgestänges
$F_{B,m,korr}$	kN	korrigierte mittlere Bremskraft
$F_{B,m,mess}$	kN	gemessene mittlere Bremskraft
$F_{WF,m}$	kN	mittlere Fahrzeugwiderstandskraft während des Bremsvorganges
$\rho_{C,nom}$	bar	Bremszylindernennendruck
$\rho_{C,mess}$	bar	gemessener Bremszylinderdruck
ρ_{Feder}	bar	in einen Gegendruck am Bremszylinderkolbenboden umgerechnete Kraft der Bremsgestängerückzugsfeder
t_e	s	äquivalente Bremsentwicklungszeit
$t_{S,mess}$	s	gemessene Bremszylinderfüllzeit
v_{nom}	m/s	nominelle Bremsausgangsgeschwindigkeit der Versuchsreihe

Für das Beispielfahrzeug wurden folgende Werte für die genannten Parameter ermittelt:

Parameter	leeres Fahrzeug	beladenes Fahrzeug
η_{dyn}	0,83	0,83
$\eta_{dyn,mess}$	0,91	0,91
$\rho_{C,nom}$	1,50 bar	3,80 bar
$\rho_{C,mess}$	1,51 bar	3,82 bar
ρ_{Feder}	0,23 bar	0,23 bar
$F_{B,m,mess}$	5,05 kN	15,80 kN
$F_{WF,m}$	0,80 kN	0,80 kN
t_e	1,5 s	1,5 s
$t_{S,mess}$	2,85 s	3,10 s

6 Bremsbewertung

Im Falle des **beladenen Fahrzeuges** erhält man somit:

$$F_{B,m,korr} = 15,8 \text{ kN} \cdot \frac{0,83}{0,91} \cdot \frac{3,8 \text{ bar} - 0,23 \text{ bar}}{3,82 \text{ bar} - 0,23 \text{ bar}} = 14,3 \text{ kN}$$

$$\begin{aligned} \bar{s}_{B,korr}(100 \text{ km/h}) &= 1,5 \text{ s} \cdot 27,7 \text{ m/s} + \frac{15,8 \text{ kN} + 0,8 \text{ kN}}{14,3 \text{ kN} + 0,8 \text{ kN}} \cdot (645 \text{ m} - 27,7 \text{ m/s} \cdot 1,5 \text{ s}) \\ &= 705 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\bar{s}_{B,korr,2}(100 \text{ km/h}) = \left(2 - \frac{3,1}{2}\right) \cdot 27,7 \text{ m/s} + 705 \text{ m} = 718 \text{ m}$$

$$\begin{aligned} \bar{s}_{B,korr}(120 \text{ km/h}) &= 1,5 \text{ s} \cdot 33,3 \text{ m/s} + \frac{15,8 \text{ kN} + 0,8 \text{ kN}}{14,3 \text{ kN} + 0,8 \text{ kN}} \cdot (935 \text{ m} - 33,3 \text{ m/s} \cdot 1,5 \text{ s}) \\ &= 1023 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\bar{s}_{B,korr,2}(120 \text{ km/h}) = \left(2 - \frac{3,1}{2}\right) \cdot 33,3 \text{ m/s} + 1023 \text{ m} = 1038 \text{ m}$$

Im Falle des **leeren Fahrzeuges** erhält man demgegenüber:

$$F_{B,m,korr} = 5,05 \text{ kN} \cdot \frac{0,83}{0,91} \cdot \frac{1,50 \text{ bar} - 0,23 \text{ bar}}{1,51 \text{ bar} - 0,23 \text{ bar}} = 4,6 \text{ kN}$$

$$\begin{aligned} \bar{s}_{B,korr}(100 \text{ km/h}) &= 1,5 \text{ s} \cdot 27,7 \text{ m/s} + \frac{5,05 \text{ kN} + 0,8 \text{ kN}}{4,6 \text{ kN} + 0,8 \text{ kN}} \cdot (458 \text{ m} - 27,7 \text{ m/s} \cdot 1,5 \text{ s}) \\ &= 493 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\bar{s}_{B,korr,2}(100 \text{ km/h}) = \left(2 - \frac{3,1}{2}\right) \cdot 27,7 \text{ m/s} + 493 \text{ m} = 506 \text{ m}$$

$$\begin{aligned} \bar{s}_{B,korr}(120 \text{ km/h}) &= 1,5 \text{ s} \cdot 33,3 \text{ m/s} + \frac{5,05 \text{ kN} + 0,8 \text{ kN}}{4,6 \text{ kN} + 0,8 \text{ kN}} \cdot (633 \text{ m} - 33,3 \text{ m/s} \cdot 1,5 \text{ s}) \\ &= 682 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\bar{s}_{B,korr,2}(120 \text{ km/h}) = \left(2 - \frac{3,1}{2}\right) \cdot 33,3 \text{ m/s} + 682 \text{ m} = 697 \text{ m}$$

Schritt 4: Ermittlung des Bremsgewichtes

Für die Ermittlung der Bremsleistung stellt die UIC 544-1 entsprechende Bremsbewertungskurven zur Verfügung. Diese werden sowohl in Diagrammform als auch als Gleichungen bereitgestellt. Für die Bremsbewertung von Einzelfahrzeugen gelten in Abhängigkeit der Bremsausgangsgeschwindigkeit folgende Gleichungen:

- Bremsausgangsgeschwindigkeit 100 km/h:

$$\lambda = \frac{52840}{\bar{s}_{B,korr,2}} - 10 \quad (6.9)$$

- Bremsausgangsgeschwindigkeit 120 km/h:

$$\lambda = \frac{83634}{\bar{s}_{B,korr,2}} - 19 \quad (6.10)$$

In Auswertung der vier durchgeführten Versuchsreihen ergibt sich:

leeres Fahrzeug		voll beladenes Fahrzeug	
$v_0 = 100 \text{ km/h}$	$v_0 = 120 \text{ km/h}$	$v_0 = 100 \text{ km/h}$	$v_0 = 120 \text{ km/h}$
$\bar{s}_{B,korr,2} = 506 \text{ m}$	$\bar{s}_{B,korr,2} = 697 \text{ m}$	$\bar{s}_{B,korr,2} = 718 \text{ m}$	$\bar{s}_{B,korr,2} = 1038 \text{ m}$
$\lambda = 94 \%$	$\lambda = 101 \%$	$\lambda = 64 \%$	$\lambda = 62 \%$
$B = 23 \text{ t}$	$B = 24 \text{ t}$	$B = 57 \text{ t}$	$B = 56 \text{ t}$

Anschrieb am Fahrzeug: „max. 57 t“

7 Bremsmechanik

7.1 Kräftegleichgewicht am Einzelfahrzeug

Nachdem in Kapitel 5 die Bremsung aus fahrdynamischer Sicht betrachtet wurde, soll es in diesem Abschnitt um die Bremskrafterzeugung auf Fahrzeugebene gehen. Dabei werden ausschließlich Fahrzeuge mit Klotzbremsen¹ betrachtet und alle übrigen auf die Radsätze/Räder wirkenden Bremsen vernachlässigt. Die genauere Betrachtung von Scheiben- und Schienenbremsen sowie komplexen Bremssystemen erfolgt in der Vorlesung „Bremsen des Hochgeschwindigkeitsverkehrs“.

Zunächst wird das (vereinfachte²) Kräftegleichgewicht an einem Güterwagen (siehe Abbildung 7.1) betrachtet.

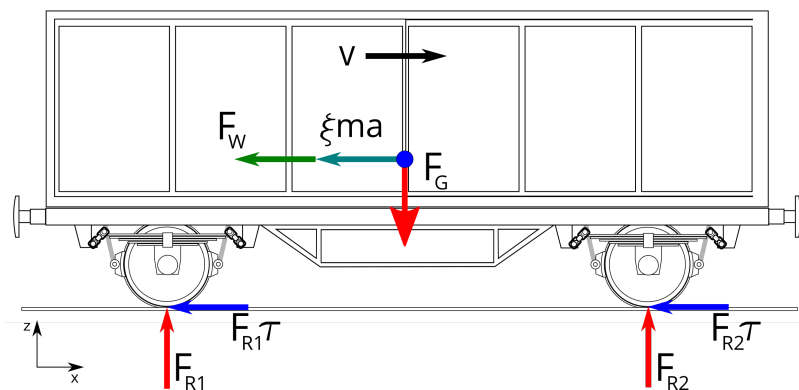


Abbildung 7.1: Kräftegleichgewicht an einem Güterwagen (vereinfacht)

Kräftebilanz in x-Richtung:

$$0 = -F_W - \xi ma - F_{R1}\tau - F_{R2}\tau \quad (7.1)$$

Kräftebilanz in z-Richtung:

$$0 = F_{R1} + F_{R2} - F_G \quad \text{mit: } F_{R1} = F_{R2} \quad (7.2)$$

¹Fahrzeuge mit Klotzbremsen sind heute vor allem Güterwagen. Fahrzeuge des schienengebundenen Personenverkehrs und Lokomotiven werden heute in Europa bis auf wenige Ausnahmen mit Scheibenbremsen ausgerüstet.

²Es handelt sich um ein vereinfachtes Kräftegleichgewicht, weil keine Längskräfte, die über die Zug- und Stoßeinrichtung eingeleitet werden, betrachtet werden und eine in x-Richtung exakt mittige Lage des Fahrzeugschwerpunktes angenommen wird. Radsatzlaständerungen während des Bremsens werden, im Gegensatz zu Bremsberechnungen bei Straßenfahrzeugen, ebenfalls vernachlässigt.

Unter der Annahme, dass $F_{R1} = F_{R2}$ gilt, ergibt die Auswertung von Gleichung 7.2:

$$F_{R1} = F_{R2} = \frac{F_G}{2} = \frac{mg}{2}.$$

Eingesetzt in Gleichung 7.1 folgt daraus:

$$\begin{aligned} 0 &= -F_W - \xi ma - mg\tau \\ a &= -\frac{F_W + mg\tau}{m\xi} \\ a &= -\frac{f_W + g\tau}{\xi} \end{aligned}$$

Der Fahrzeugwiderstand wird im Rahmen der Bremsauslegung meist als zusätzlicher Sicherheitsfaktor (erhöht die Verzögerung) betrachtet und vernachlässigt. Somit ist die Verzögerung, die das Fahrzeug beim Bremsen erfährt, nur noch vom ausgenutzten Kraftschlussbeiwert, dem (ebenfalls oft vernachlässigten) fahrdynamischen Massenfaktor und der Erdbeschleunigung abhängig:

$$a = g \frac{\tau}{\xi}. \quad (7.3)$$

In Abbildung 7.2 sind die Konsequenzen für die in Gleichung 7.3 dargestellten Zusammenhänge dargestellt. Der Bereich der gemäß aktueller Normung für die Auslegung von Reibungsbremsen zu veranschlagenden Kraftschlussbeiwerte (je nach Fahrzeug- bzw. Zugkonfiguration $\tau = 0,11 \dots 0,15$ (in speziellen Fällen auch 0,17)) ist durch die rot gestrichelten Linien abgegrenzt. Je nach Massenfaktor, der in der genannten Abbildung zwischen 1,02 (beladener Güterwagen) und 1,3 (Lokomotive mit sechs angetriebenen Radsätzen) angesetzt wurde, ergeben sich maximale Bremsverzögerungen zwischen ca. 0,8 und ca. 1,4 m/s^2 . Werden bei gegebener Kraftschlussausnutzung höhere Verzögerungen benötigt, sind ergänzend vom Rad-Schiene-Kraftschluss unabhängige Bremsen (in der Regel: Magnetschienenbremsen) vorzusehen. Um

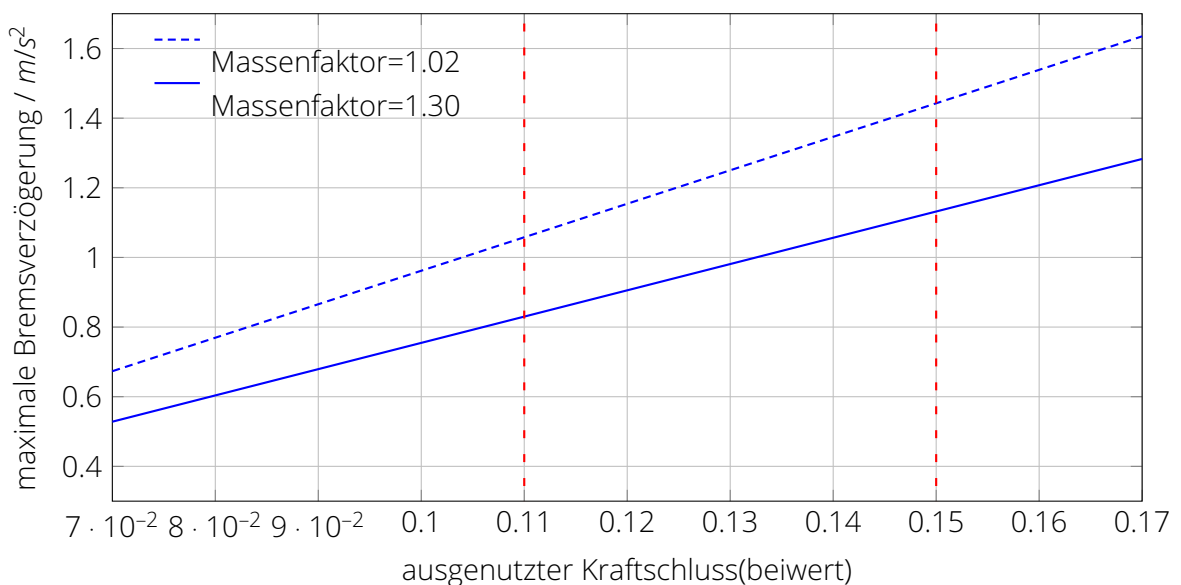


Abbildung 7.2: Maximal über den Rad-Schiene-Kraftschluss erzielbare Bremsverzögerungen

die Plausibilität der ermittelten Verzögerungen besser einschätzen zu können, lohnt eine überschlägige Berechnung der Bremswege, die sich ergäben, wenn die genannten Verzögerungen während der gesamten Bremsdauer erzielt werden könnten (die mittlere Bremsverzögerung a_m entspräche dann den ermittelten maximalen Verzögerungen). Wie Abbildung 7.3 zeigt, wäre ein Verzögerungsniveau von durchschnittlich $1,4 \text{ m/s}^2$ durchaus ausreichend, um innerhalb des Vorsignalabstandes (abzüglich einer Sicherheitsmarge von 10 %) aus 160 km/h (900 m) und 140 km/h (630 m) bis zum Stillstand zu bremsen. Allerdings ist dies nur möglich, wenn die Bremskraft in sehr kurzer Zeit voll entwickelt und über den gesamten Geschwindigkeitsbereich weitgehend konstant gehalten werden kann. Aufgrund der systembedingten Bremsentwicklungszeiten (Druckaufbau in den Bremszylindern) sowie dem sich im Allgemeinen mit der Geschwindigkeit verändernden Reibwert zwischen Bremssohlen und Radlaufflächen ist dies eine technisch sehr anspruchsvolle Anforderung.

Um dies besser zu verstehen, ist eine genauere Betrachtung der Kräfte am gebremsten Radsatz sinnvoll.

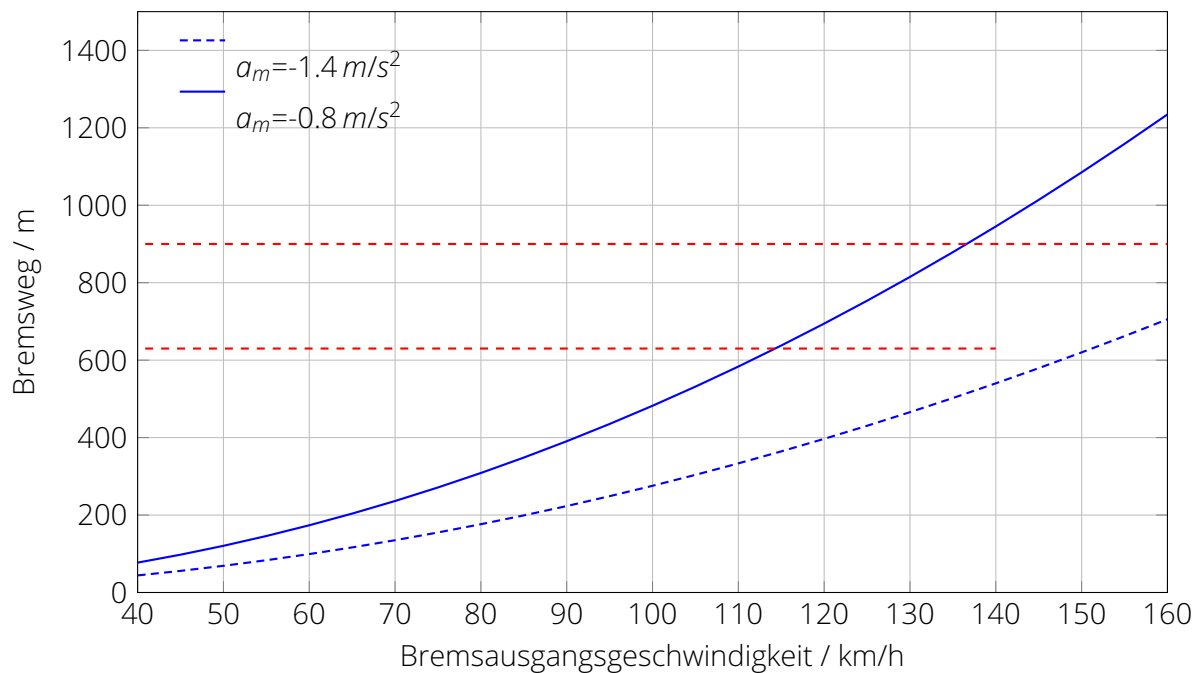


Abbildung 7.3: Größenordnung der Bremswege für die in Abbildung 7.2 dargestellten Grenzfälle für die Bremsverzögerung

7.2 Kräftegleichgewicht am Rad

Bei klotzgebremsten Rädern bzw. Radsätzen wird mittels der Reibpaarung Radlauffläche-Bremssohle ein Bremsmoment erzeugt, das über den Rad-Schiene-Kontakt kraftschlüssig in eine Tangentialkraft gewandelt wird (siehe Abbildungen 7.4 und 7.5). Übersteigt das erzeugte Bremsmoment das Krafschluss-Moment, das sich als Produkt der auf das Rad bzw. den Radsatz wirkenden Gewichtskraft m_{RG} , dem Krafschlussbeiwert τ und dem Radhalbmesser r darstellen lässt, so kommt es zum Blockieren des Rades/Radsatzes. Ein blockiertes Rad bzw. ein blockierter Radsatz gleitet auf den Schienenköpfen und sollte aus den nachfolgend genannten Gründen unter allen Umständen vermieden werden.

Gleitende Räder haben einen zweifach schädlichen Einfluss auf den Bremsvorgang. Einerseits ist der Betrag des Gleitreibungskoeffizienten zwischen Rad und Schiene mit $\mu_{RS}=0,05$ wesentlich geringer als der des Krafschlussbeiwertes, sodass es zu einer signifikanten Verlängerung

des Bremsweges kommt, wenn die Blockade nicht durch kurzzeitiges Lösen der Bremse beendet werden kann.

Andererseits führt die Gleitbewegung zu einer lokal (in und in der Nähe der Kontaktfläche zwischen Rad und Schiene) begrenzten thermischen Überbeanspruchung des Radwerkstoffes, sodass es zur Bildung von Flachstellen (intolerable Unrundheit der Räder) oder zu Radreifenschäden durch thermomechanische Schädigungsprozesse kommen kann. Beide Faktoren führen ggf. dazu, dass ein Fahrzeug ausgesetzt und einer Werkstatt zugeführt werden muss, wo eine Reprofilierung oder ein Austausch der Radsätze zu erfolgen hat. Dies ist mit hohen Kosten sowie ggf. mit einem hohen logistischen Aufwand verbunden

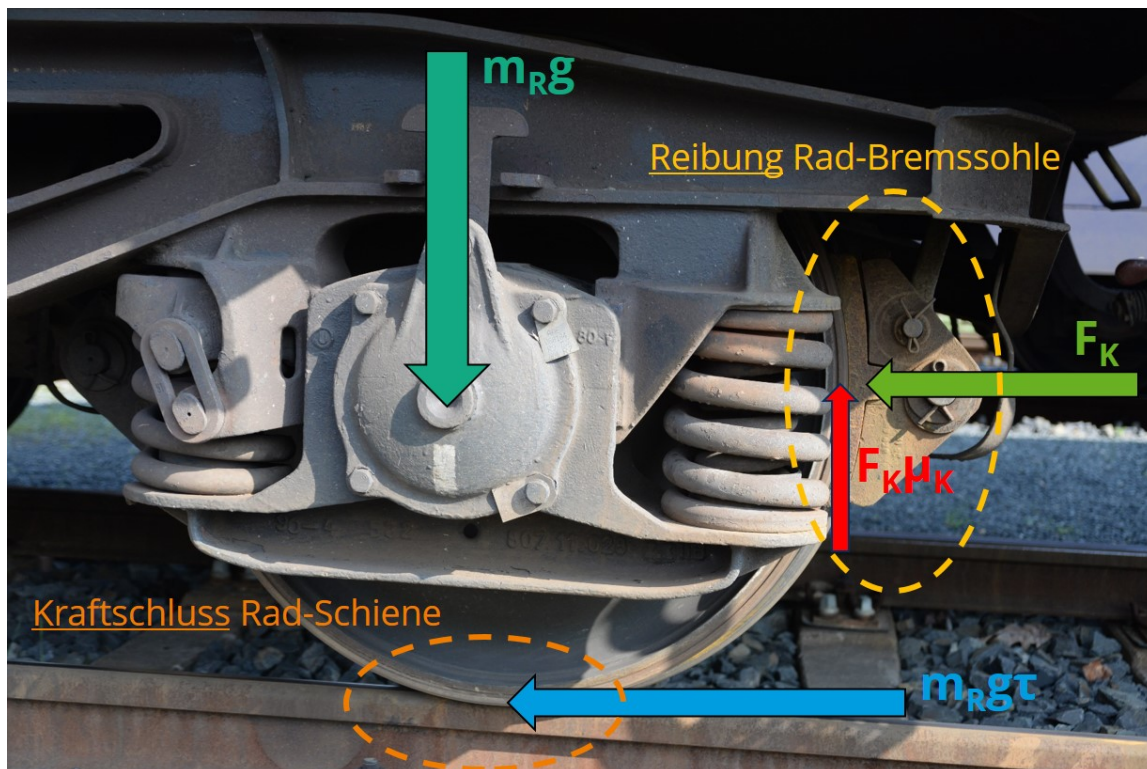


Abbildung 7.4: Technisch-physikalische Zusammenhänge bei klotzgebremsten Eisenbahnrädern

Abbildung 7.4 zeigt die wichtigen Bereiche der Reibpaarung Rad-Bremssohle und des Rad-Schiene-Kontaktes, die miteinander während des Bremsvorganges dynamisch interagieren. Das Überrollen des Rades im Rad-Schiene-Kontakt führt zu einer Neukonditionierung der Radlauflächen und hat so einen gewissen Einfluss auf den Reibwert zwischen Rad und Bremssohle. Die auf Prüfständen ohne Nachbildung des Rad-Schiene-Kontaktes gemessenen Reibwertkurven von Radbremssohlen stimmen deshalb nicht immer exakt mit dem Verhalten unter realen Bedingungen überein.

Andererseits sorgt der Reibung der Bremssohlen auf der Radlaufläche für eine gewisse Reinigung derselben, sodass sich die Kraftschlussverhältnisse im Rad-Schiene-Kontakt verbessern können.

Das Ziel einer effizienten Bremsauslegung ist die bestmögliche Ausnutzung des Kraftschlusses zwischen Rad und Schiene unabhängig von der Geschwindigkeit und der Gewichtskraft, die auf die Räder/Radsätze wirkt. Dazu muss ggf. die Anpresskraft der Bremsklötze den Kraftschluss- und Reibbedingungen angepasst werden. Nach welchen Gesetzmäßigkeiten und in welchen Grenzen dies erfolgen kann, wird im folgenden Abschnitt (7.3) erläutert. Zunächst soll jedoch mit Hilfe von Abbildung 7.5 der Zusammenhang von Tangentialkraft am Radumfang und Bremsklotz-Anpresskraft hergeleitet werden.

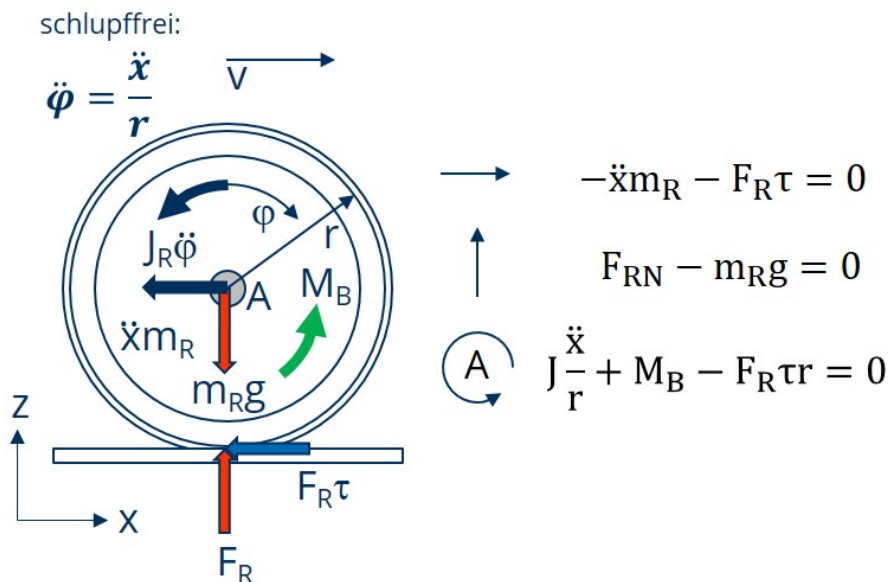


Abbildung 7.5: Kräfte- und Momentengleichgewicht am gebremsten Eisenbahnrad

Die Auswertung der Kräftebilanz in x-Richtung liefert:

$$F_R = \frac{-\ddot{x}m_R}{\tau}. \quad (7.4)$$

Das Kräftegleichgewicht in z-Richtung ergibt:

$$F_R = m_Rg. \quad (7.5)$$

Durch Gleichsetzen der Radaufstandskraft F_R ergibt sich somit:

$$m_Rg = \frac{-\ddot{x}m_R}{\tau} \quad (7.6)$$

$$\ddot{x} = -g\tau \quad (7.7)$$

Die Auswertung der Drehmomentenbilanz um den Punkt A liefert folgende Zusammenhänge:

$$J \frac{\ddot{x}}{r} = -M_B + F_R\tau r. \quad (7.8)$$

Setzt man die Radkraft F_N gemäß Gleichung 7.4 ein und stellt nach dem Bremsmoment M_B um, so ergibt sich:

$$-M_B = J \frac{\ddot{x}}{r} + \ddot{x}m_Rr \quad (7.9)$$

$$-M_B = \ddot{x}m_Rr \underbrace{\left(\frac{J}{m_Rr^2} + 1 \right)}_{=\xi} \quad (7.10)$$

$$\ddot{x} = \frac{-M_B}{\xi m_Rr}. \quad (7.11)$$

Das Bremsmoment M_B ergibt sich im Falle eines klotzgebremsten Rades aus dem Produkt der

Summe der Klotz(anpress)kräfte $\sum F_K$, Bremsklotzreibwert³ μ_K und Radhalbmesser r . Somit ergibt sich folgender Zusammenhang:

$$\ddot{x} = \frac{-\sum F_K \mu_K r}{\xi m_{RR}} \quad (7.12)$$

Wird nun Gleichung 7.7 Gleichung 7.12 eingesetzt, folgt:

$$g\tau = \frac{\sum F_K \mu_K r}{\xi m_{RR}} \quad (7.13)$$

$$(7.14)$$

Aus oben stehender Gleichung lässt sich nun der allgemeine Zusammenhang ableiten, dass das Verhältnis von ausgenutztem Kraftschlussbeiwert τ zum Bremsklotzreibwert μ_K gleich dem der Summe der Klotzkräfte $\sum F_K$ zur auf dem Rad wirkenden Gewichtskraft sein muss. Diese Verhältnisse werden in der Eisenbahnbremstechnik als „Abbremsung“ κ bezeichnet.

$$\kappa = \frac{\tau}{\mu_K} = \frac{\sum F_K}{m_R g} \quad (7.15)$$

Während der ausgenutzte Kraftschluss in Gleichung 7.15 für spezifische Fahrzeuge als Konstante zu betrachten ist, ändert sich der Klotzreibwert unter anderem in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit und die Gewichtskraft in Abhängigkeit des Beladungszustandes. Abbildung 7.6 illustriert zunächst die Abhängigkeit der Abbremsung vom Reibwertniveau der Bremssohlen sowie dem ausgenutzten Kraftschlussbeiwert τ . Es wird deutlich, dass die Abbremsung umso höher gewählt werden muss, desto geringer das Reibwertniveau der Bremssohlen und desto höher der ausgenutzte Kraftschluss ist.

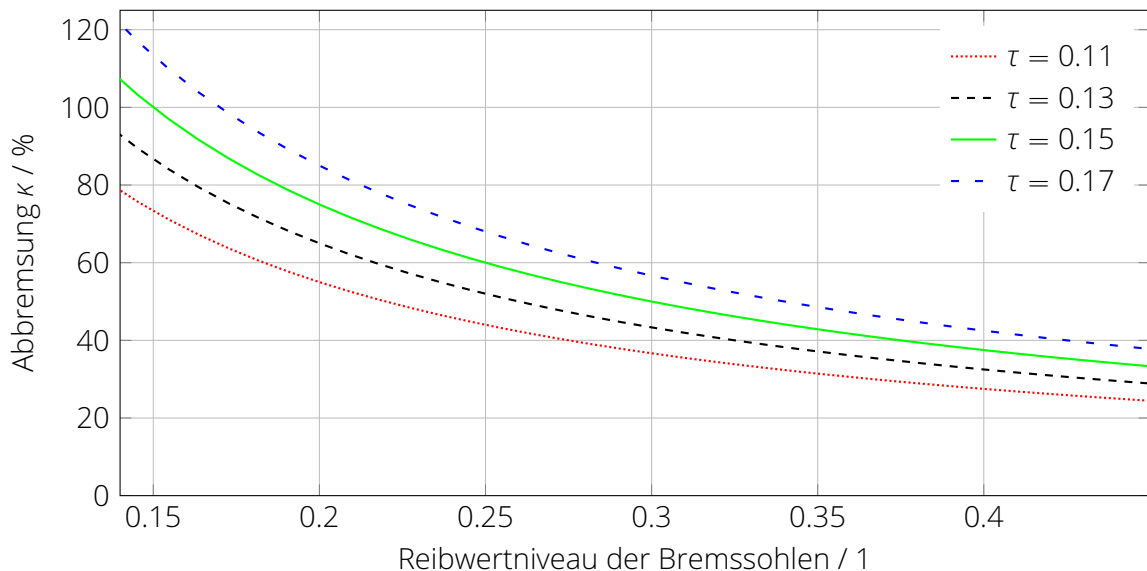


Abbildung 7.6: Abhängigkeit der Abbremsung κ vom Niveau der Bremssohlenreibwerte und des ausgenutzten Kraftschlusses

³eigentlich: der Reibwert zwischen Bremssohle und Radlaufläche

7.3 Abbremsung

7.3.1 Anpassung der Klotzkräfte an die Geschwindigkeit

Die Ermittlung der Abbremsung ermöglicht es, relativ schnell vom ausnutzbaren Kraftschlussbeiwert und das Niveau der Bremssohlenreibwerte auf die erforderliche Summe der Klotzkräfte zu schließen. Allerdings ist die Abbremsung nicht geschwindigkeitsinvariant, wie im voranstehenden Abschnitt bereits angedeutet wurde. Insbesondere im Falle der Verwendung von Bremssohlen, deren Reibwertverlauf über der Geschwindigkeit stark schwankt, kann es nötig bzw. sinnvoll sein, die Klotzkräfte für verschiedene Abbremsungen auszulegen, wie das folgende Beispiel zeigen soll.

Betrachtet werde ein Güterwagen mit 4 Radsätzen und einer Masse von 80 t (= 20 t pro Radsatz oder 10 t pro Rad). Dessen Klotzbremse soll wahlweise so ausgelegt werden, dass Bremssohlen vom Typ 1 mit starker Reibwertschwankung im Geschwindigkeitsintervall von 0-120 km/h zum Einsatz kommen oder solche vom Typ 2 mit relativ geringer Reibwertschwankung. Die Reibwertverläufe der beiden (fiktiven) Sohlen sind in Abbildung 7.7 dargestellt.

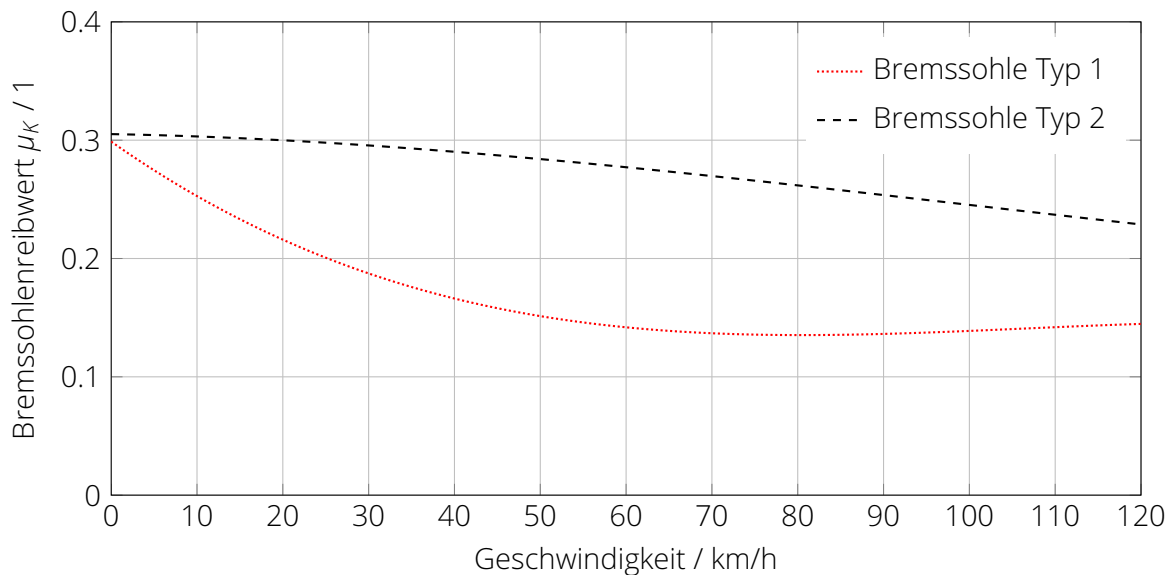


Abbildung 7.7: Reibwertverläufe zweier fiktiver Bremssohlen-Qualitäten

Bei einer zugrunde gelegten Kraftschlussausnutzung von $\tau = 0.15$ lassen sich über die Beziehung

$$\kappa = \frac{\tau = 0.15}{\mu_K(v)}$$

die Abbremsungen für beide Bremssohlenarten in Abhängigkeit der Geschwindigkeit berechnen. Diese sind in Abbildung 7.8 dargestellt.

Die deutliche Geschwindigkeitsabhängigkeit der Abbremsung ist insbesondere für den Fall der Bremssohle vom Typ 1 deutlich erkennbar. Die Abbremsung ist so zu wählen, dass ein Überbremsen der Räder bzw. Radsätze und damit die Gefahr des Gleitens der Radsätze vermieden wird. Es müsste deshalb die Abbremsung bei $v \approx 0$ km/h gewählt werden⁴ Für beide Bremssohlentypen ergibt sich damit eine Abbremsung von $\kappa \approx 50\%$ (siehe Abbildung 7.8).

⁴In der Praxis wird bei einem steilen Anstieg der Reibwertkurve im Bereich sehr kleiner Geschwindigkeiten ein Überbremsen in Kauf genommen, weil man davon ausgeht, dass die Bremsen im Regelfall kurz vor dem Stillstand teilweise gelöst werden, um einen hohen Anhalteruck zu vermeiden. Sollte es doch zu einem Blockieren der Radsätze kommen, sind die Gleitwege und die dabei verrichtete Arbeit bei Geschwindigkeiten < 10 km/h vergleichsweise gering.

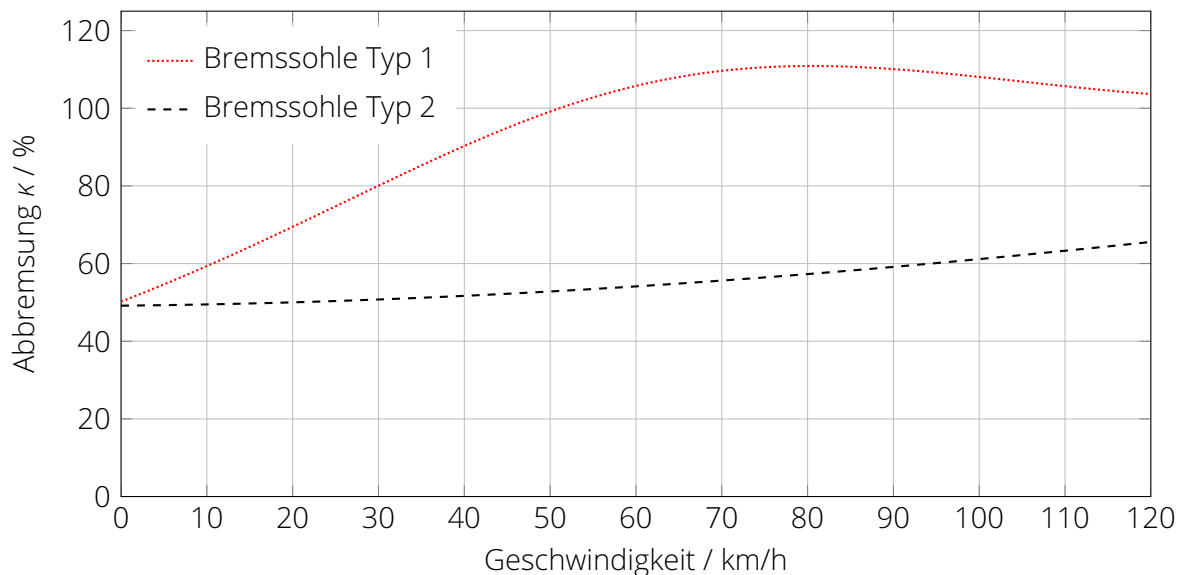


Abbildung 7.8: Abhängigkeit der Abbremsung κ vom Reibwertverlauf der Bremssohlen über der Geschwindigkeit (ausgenutzter Kraftschlussbeiwert: $\tau = 0,15$)

Die Summe der Klotzkräfte für das gesamte Fahrzeug ergibt sich damit gemäß Gleichung 7.15 zu:

$$\begin{aligned}\kappa &= \frac{\sum F_K}{mg} \\ \sum F_K &= \kappa mg \\ &= 0,5 \cdot 80 \text{ t} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \\ &= 392 \text{ kN}.\end{aligned}$$

Damit lassen sich die Bremskraft der Klotzbremse ($F_{B,KB}$) sowie die maximale Bremskraft an der Kraftschlussgrenze ($F_{B,max}$) ermitteln:

$$\begin{aligned}F_{B,KB} &= \sum F_K \cdot \mu_K(v) \\ F_{B,max} &= mg\tau = 80 \text{ t} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot 0,15 = 117,7 \text{ kN}\end{aligned}$$

Die Kraftverläufe im Geschwindigkeitsintervall 0...120 km/h veranschaulicht Abbildung 7.9. Es wird deutlich, dass im Falle des Einsatzes von Sohlentyp 1 über fast zwei Drittel des Geschwindigkeitsintervalles Bremskräfte erzeugt werden, die lediglich ungefähr die Hälfte der eigentlich kraftschlüssig übertragbaren Bremskraft ausmachen. Dies liegt an dem für konstante Klotzkräfte vergleichsweise ungünstigen Reibwertverlauf dieser Sohlen.

Im Vergleich dazu bewegen sich die Bremskräfte beim Einsatz der Bremssohlen von Typ 2 in ungefähr der Hälfte des Geschwindigkeitsintervalles nahe oder sehr nahe der Kraftschlussgrenze. Die Bremse wäre damit deutlich effektiver und es wären deutlich geringere Anhaltewege erzielbar.

Gleichwohl gibt es eine Möglichkeit, die Kraftschlussausnutzung auch im Falle des Einsatzes von Bremssohlen des Typs I deutlich zu steigern. Der Schlüssel hierfür liegt in der geschwindigkeitsabhängigen Umschaltung der Klotzkraft zwischen zwei diskreten Kraftniveaus. So könnte beispielsweise die Abbremsung bei $v=40$ km/h ($\kappa \approx 90\%$ gemäß Abbildung 7.8) für die Auslegung der Klotzkräfte im Intervall $v=40\dots120$ km/h herangezogen werden.

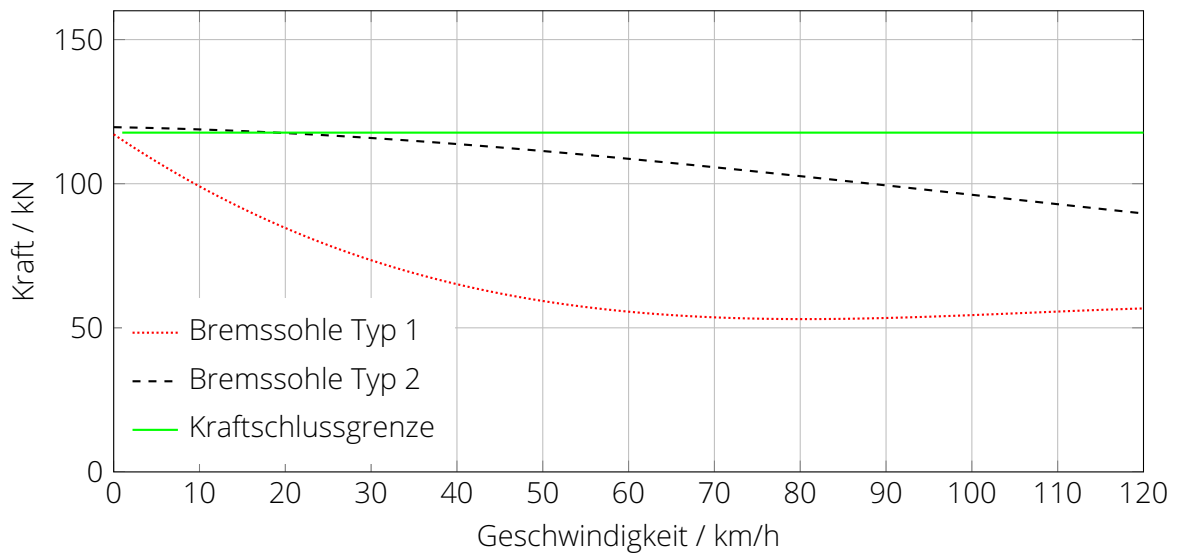


Abbildung 7.9: Bremskraftverläufe für Wagen mit Sohlentyp 1 und Sohlentyp 2 bei der Auslegung mit konstanter Bremsklotzkraft

Für die Summe der Klotzkräfte ergäben sich somit für die beiden Teilintervalle des betrachteten Geschwindigkeitsbereiches die folgenden Werte:

$$\sum F_K(v = 0 \dots 40 \text{ km/h}) = 392 \text{ kN}$$

$$\sum F_K(v = 40 \dots 120 \text{ km/h}) = 0,9 \cdot 80 \text{ t} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 = 706 \text{ kN}$$

Abbildung 7.10 zeigt den Bremskraftverlauf mit angepassten (d.h. in Abhängigkeit der Geschwindigkeit umgeschalteter) Klotzkräften. Es wird deutlich, dass sich die Kraftschlussausnutzung durch die beschriebene Maßnahme deutlich verbessert. Die Anpassung der Klotzkräfte würde in der Regel pneumatisch, d.h. über die geschwindigkeitsabhängige Steuerung des Bremszylinderdruckes erfolgen.

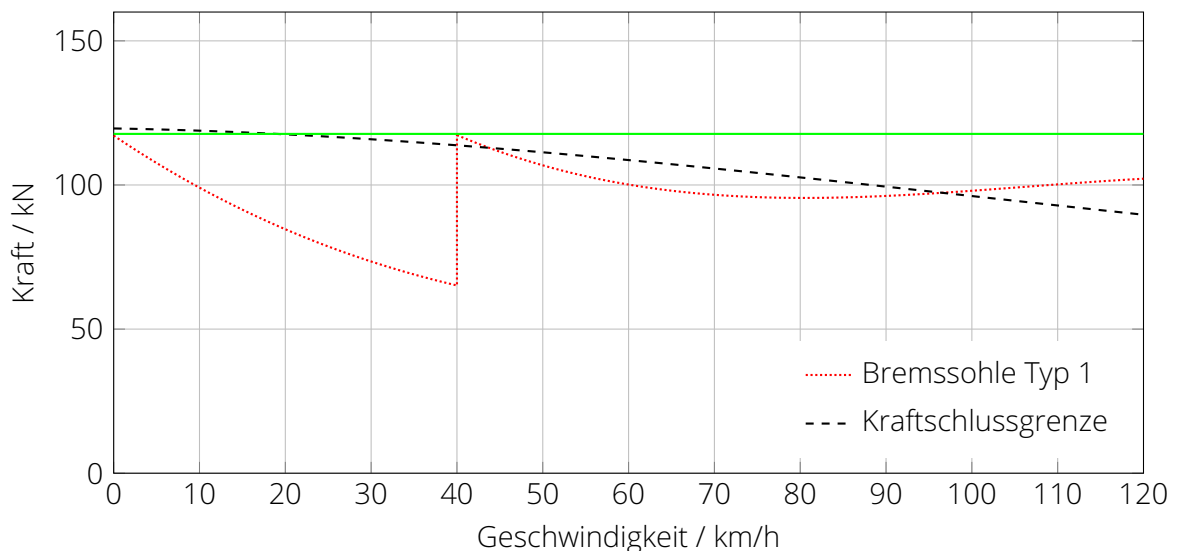


Abbildung 7.10: Wagen mit Bremssohlen Typ 1 und geschwindigkeits-umschaltbarer Klotzkraft zur Erzielung größerer Bremskräfte im oberen Geschwindigkeitsbereich

7.3.2 Anpassung der Klotzkräfte an die Fahrzeugmasse

Während die Geschwindigkeitsabhängigkeit der Abbremsung vor allem bei speziellen Bremssohlenqualitäten berücksichtigt werden muss, spielt die Massenabhängigkeit der Abbremsung bei fast allen Güterwagen eine wichtige Rolle, da diese Wagenart eine große Differenz zwischen Eigenmasse (leer) und maximaler Masse (voll beladen) aufweisen.

Kehren wir zu dem im voranstehenden Abschnitt beispielhaft betrachteten Güterwagen mit einer Masse von 80 t zurück. Die Eigenmasse des Wagens betrage 20 t. Erfolgt die Auslegung der Klotzkräfte bei einer Abbremsung von $\kappa=0,5$ (vgl. Abbildung 7.8) für das beladene Fahrzeug ($\sum F_K=392$ kN, so wie im voranstehenden Abschnitt geschehen), würde das leere Fahrzeug stark überbremst werden und eine starke Neigung zum Gleiten der Radsätze aufweisen. Erfolgt die Auslegung jedoch für das leere Fahrzeug ($\sum F_K=98,1$ kN), fällt die Abbremsung im beladenen Zustand stark ab, wie Abbildung 7.11 zeigt.

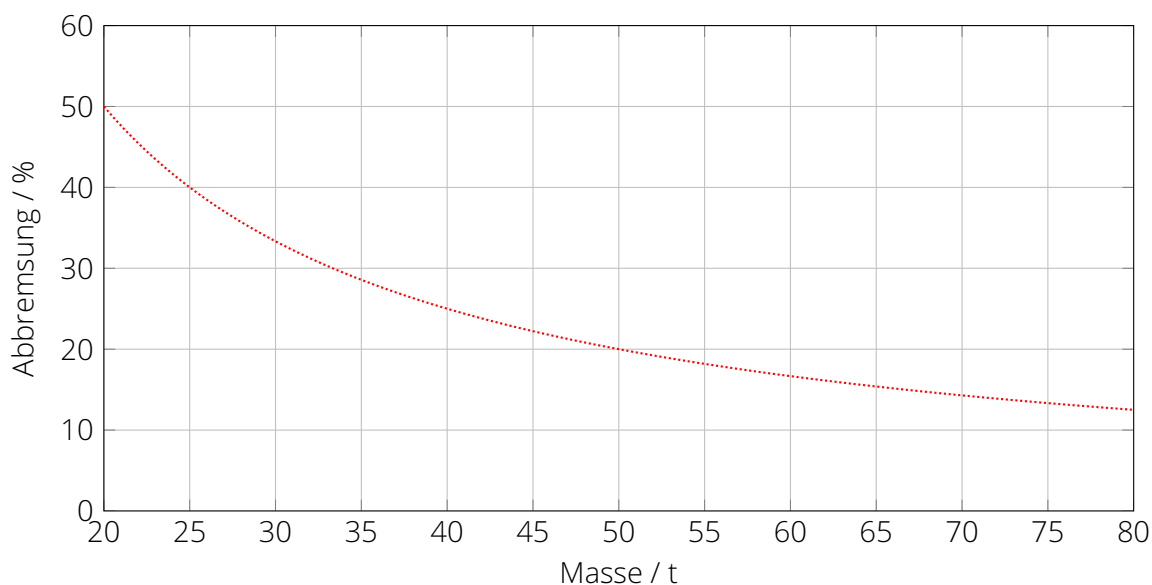


Abbildung 7.11: Wagen mit Bremssohlen Typ 1 und geschwindigkeits-umschaltbarer Klotzkraft zur Erzielung größerer Bremskräfte im oberen Geschwindigkeitsbereich

Aufgrund der beschriebenen Problematik (Überbremsen des Leerfahrzeuges vs. starke Bremswegverlängerung des beladenen Fahrzeuges) ist es üblich, die Klotzkräfte an den Beladungszustand der Wagen anzupassen. Dies kann entweder gestuft (manuelle Umschaltung von „leer“ auf „beladen“ bei Erreichung eines bestimmten „Umstellgewichtes“) oder stufenlos erfolgen. Erstgenannter Fall ist die simplere und preiswertere Variante, während letztgenannte Variante aufwendiger und teurer ist, jedoch einen möglichst geringen Einfluss der Fahrzeugmasse auf die Bremswege sicherstellt.

Abbildung 7.12 zeigt den Fall einer zweistufigen Einstellbarkeit der Klotzkräfte in Abhängigkeit von der Fahrzeugmasse. Als „Umstellmasse“ wurden im Beispiel 40 t gewählt. Für diese wurde wiederum basierend auf einer Abbremsung von $\kappa=0,5$ die Summe der Klotzkräfte zu 196,2 kN bestimmt. Da diese Klotzkraft im Massenintervall von 40 bis 80 t konstant bleibt, fällt die Abbremsung bei erhöhter Fahrzeugmasse wieder ab und der Bremsweg verlängert sich. Dieser Umstand lässt sich nur mit einer kontinuierlichen Anpassung der Klotzkräfte an den Beladungszustand des Wagen beseitigen (sogenannte „kontinuierliche Lastabbremsung“).

Darüber hinaus zeigt Abbildung 7.13, dass es mit einer zweistufigen Anpassung der Klotzkräfte nur im Falle des leeren Fahrzeuges sowie im Beladungszustand bei Umstellmasse möglich ist, die Kraftschlussgrenze vollständig auszunutzen.

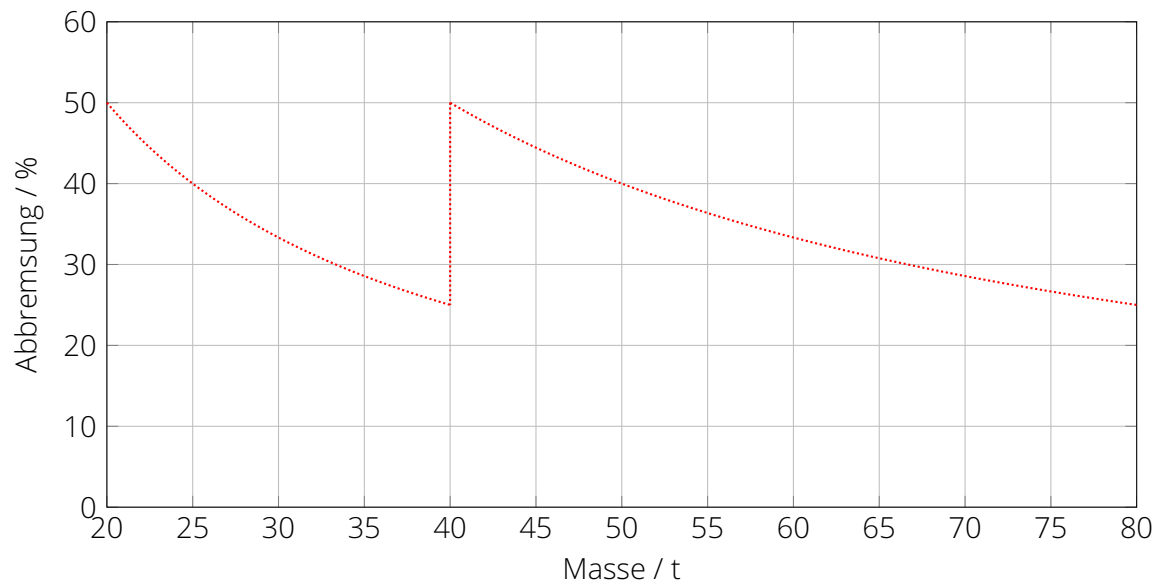


Abbildung 7.12: Entwicklung der Abbremsung über der Fahrzeugmasse bei zweistufiger Klotzkraft („Umschaltung leer/beladen“)

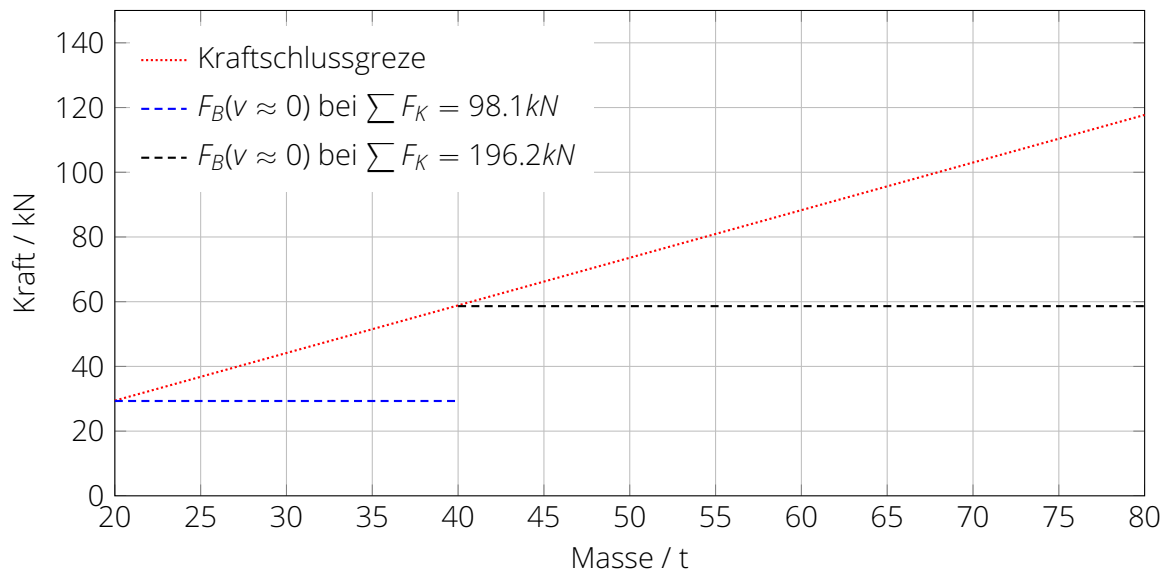


Abbildung 7.13: Vergleich von maximaler Bremskraft bei $v \approx 0$ und Kraftschlusszugkraft über dem gesamten Spektrum möglicher Massen des Beispielgüterwagens

7.4 Mechanik des Bremsens

Für einen Güterwagen mit zwei Radsätzen, einer Leermasse von 12 t und einer maximalen Radsatzfahrmasse von 20 t soll eine mechanische Bremse konzipiert werden. Die eingesetzten Bremssohlen weisen einen Reibwertverlauf gemäß Tabellen 7.1 und 7.2 bzw. Abbildung 7.14 auf. Die maximale Kraftschlussausnutzung für den Wagen betrage $\tau=0,11$.

Tabelle 7.1: Bremsklotzreibwerte im Geschwindigkeitsbereich 0...40 km/h

$v / \text{km/h}$	0	5	10	15	20	30	40
$\mu_K / 1$	0,305	0,256	0,223	0,200	0,183	0,158	0,142

Tabelle 7.2: Bremsklotzreibwerte im Geschwindigkeitsbereich 40...100 km/h

$v / \text{km/h}$	40	50	60	70	80	90	100
$\mu_K / 1$	0,142	0,131	0,122	0,115	0,110	0,105	0,102

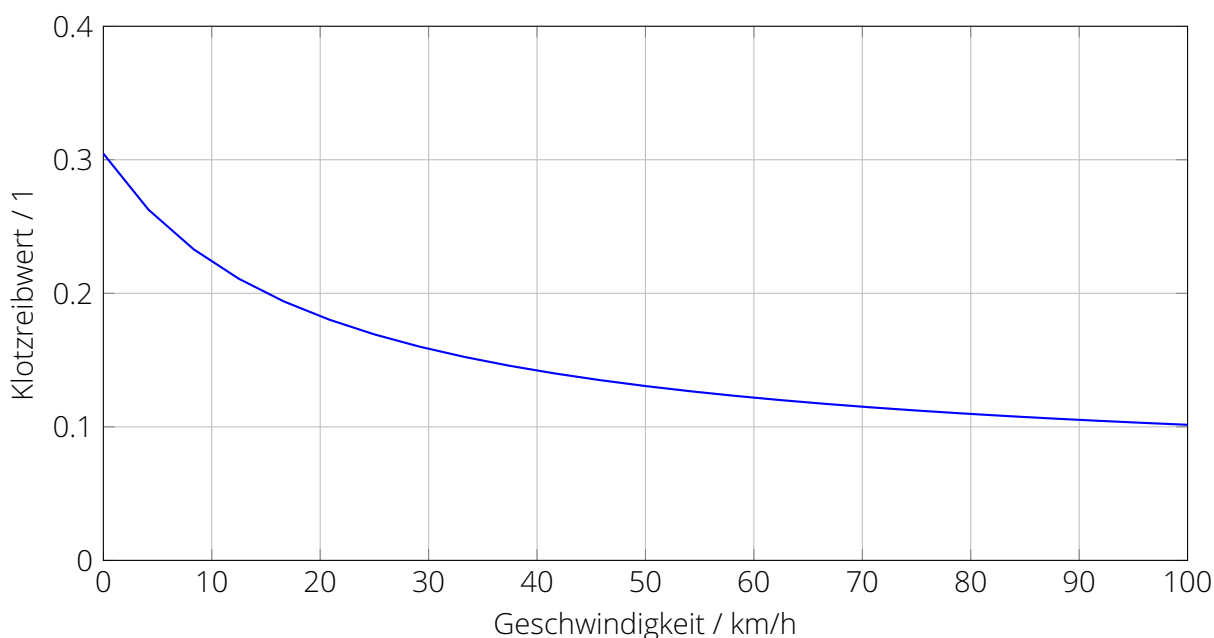


Abbildung 7.14: Verlauf des Klotzreibwertes über der Geschwindigkeit

1. Ermitteln Sie die Abbremsung, die sich bei 10 km/h maximal ergibt.

$$\kappa(10 \text{ km/h}) = \frac{\tau}{\mu_K(10 \text{ km/h})} = \frac{0,11}{0,223} = 0,49$$

2. Ermitteln Sie auf Basis der vorstehend berechneten Abbremsung das Klotzkraftniveau für den leeren Wagen.

$$\begin{aligned} \sum F_K &= \frac{\tau}{\mu_K(10 \text{ km/h})} \cdot m_W g \\ &= \frac{0,11}{0,223} \cdot 12 \text{ t} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 = 58,1 \text{ kN} \end{aligned}$$

3. Stellen Sie unter der Annahme einer geschwindigkeitsinvarianten Klotzkraft den Verlauf des ausgenutzten Kraftschlusses über der Geschwindigkeit dar und kontrastieren Sie dies mit dem ausnutzbaren Kraftschluss. Welche Schlüsse sind zu ziehen?

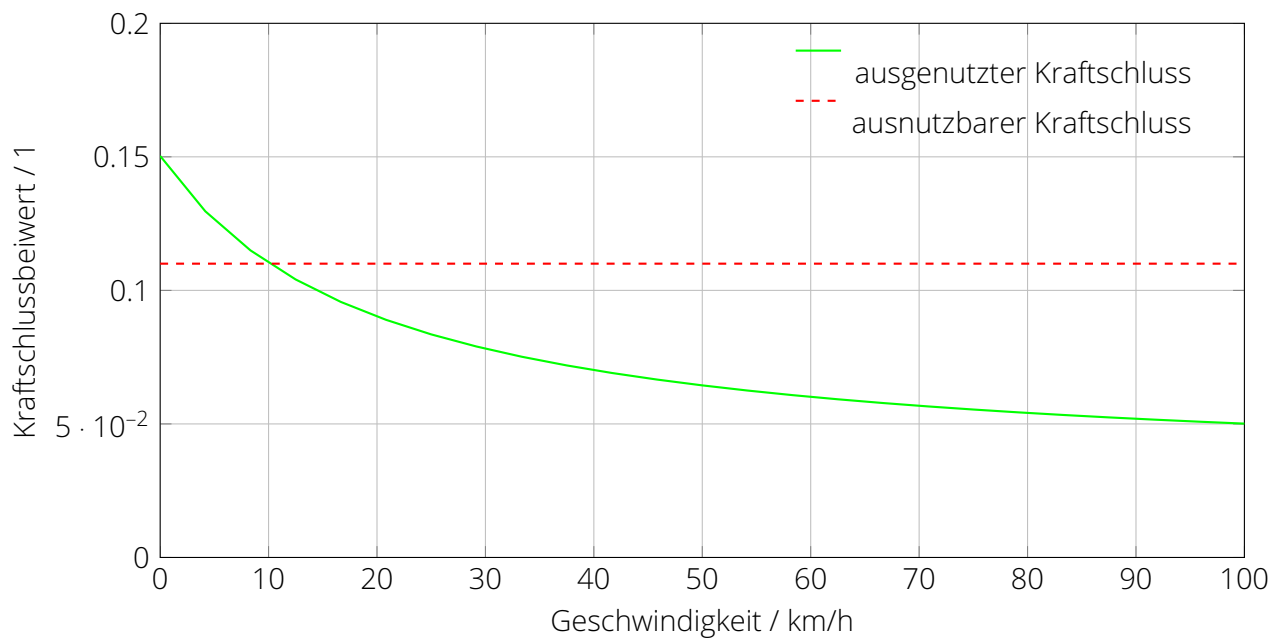


Abbildung 7.15: Ausnutzung des Kraftschlusses bei geschwindigkeitsinvarianter Klotzkraft

4. Stellen Sie den Verlauf der Abbremsung über der Fahrzeugmasse graphisch dar. Welche Schlüsse ziehen Sie aus dem Verlauf der Kurve?

Fahrzeugmasse in t	Gewichtskraft in kN	Klotzkraft in kN	Abbremsung in 1
12,0	117,7	58,1	0,494
15,0	147,2	58,1	0,394
17,5	171,7	58,1	0,338
20,0	196,2	58,1	0,296
22,5	220,7	58,1	0,263
25,0	245,3	58,1	0,237
27,5	269,8	58,1	0,215
30,0	294,3	58,1	0,197
32,5	318,8	58,1	0,182
35,0	343,4	58,1	0,169
37,5	367,9	58,1	0,158
40,0	392,4	58,1	0,148

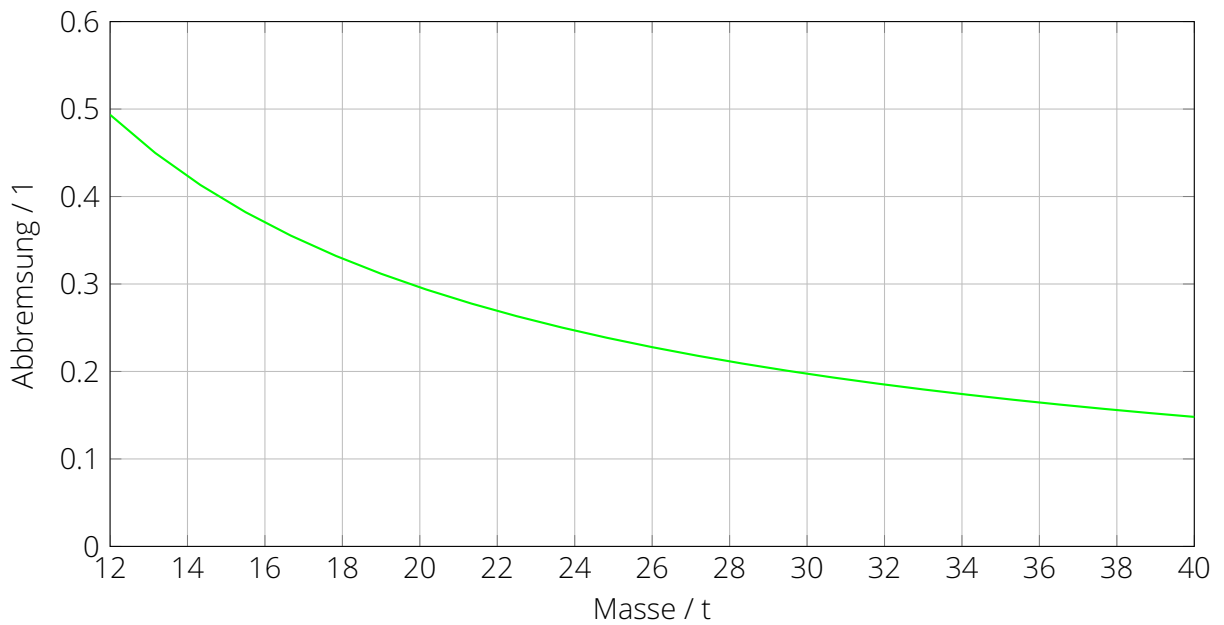


Abbildung 7.16: Abbremsung bei wagenmasseninvarianter Klotzkraft

5. Bestimmen Sie die Umstellmasse des Fahrzeuges so, dass eine Umschaltung der Klotzkraft bei Unterschreitung einer Abbremsung von 30 % erfolgt. Bestimmen Sie das zweite Klotzkraftniveau und tragen Sie die Abbremsung für diese Klotzkraft für den Bereich zwischen Umstellmasse und maximaler Masse ebenfalls in das Diagramm ein.

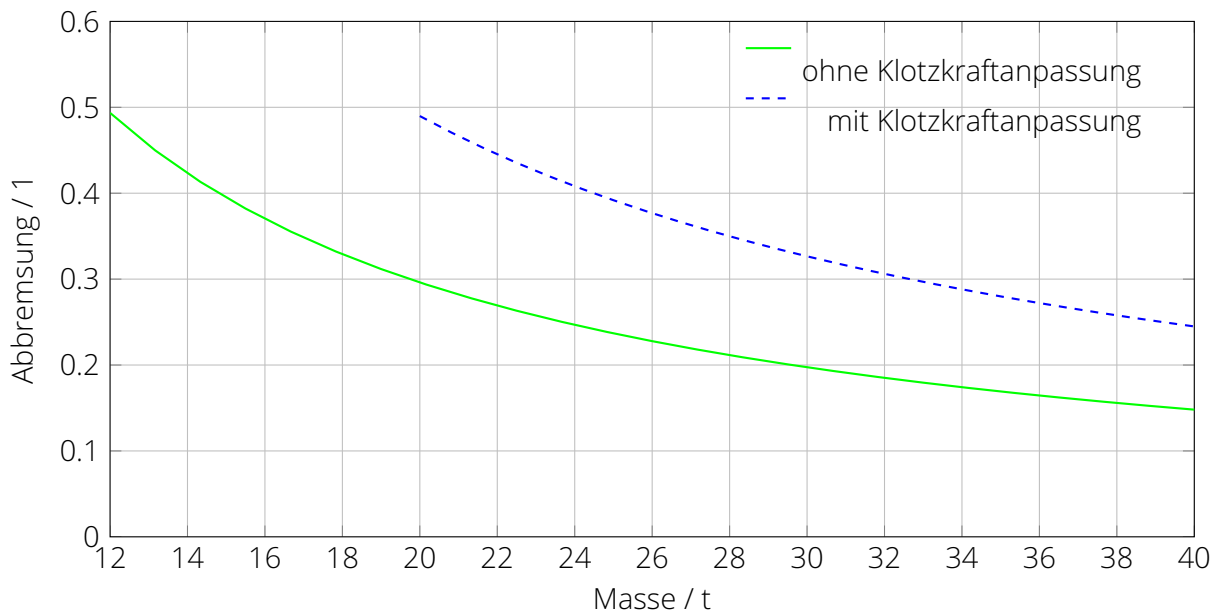


Abbildung 7.17: Vergleich der Abbremsung bei wagenmasseninvarianter und zweistufig anpassbarer Klotzkraft

6. In welchen Grenzen müsste das Klotzkraftniveau variiert werden, damit das voll beladene Fahrzeug in etwa das gleiche Bremsverhalten aufweist wie das leere Fahrzeug?

$$k_{\text{leer}} = k_{\text{beladen}} = 0,49$$
$$\sum F_{K,\text{beladen}} = k_{\text{beladen}} \cdot m_{\text{beladen}} \cdot g = 0,49 \cdot 40 \text{ t} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 = 192,3 \text{ kN}$$

7. Wie hoch ist die maximale Flächenpressung der Bremssohlen im Falle der kontinuierlich an die Masse angepassten Bremskräfte, wenn 8 Bremsklötze verbaut werden, die jeweils eine Reibfläche von 25600 mm^2 aufweisen?

$$p = \frac{192,3 \text{ kN}}{8 \cdot 25600 \text{ mm}^2} = 0,94 \text{ N/mm}^2$$

7.5 Kraftschluss Rad-Schiene

7.5.1 Begrenzung der Kraftschlussausnutzung

Bei der Auslegung von Bremsen, die auf die Räder bzw. Radsätze von Eisenbahnfahrzeugen wirken, ist die Kraftschlussausnutzung zu begrenzen. Im Gegensatz zur Auslegung von Antrieben werden bezüglich des ausnutzbaren Kraftschlusses sehr konservative Annahmen getroffen, da die Auswirkungen einer ungünstigen Auslegung im Fall der Bremsen gravierende Auswirkungen auf die Sicherheit hätten.

Bei der Festlegung der Kraftschlussbegrenzung für vom Kraftschluss zwischen Rad und Schiene abhängigen Bremsen stehen drei Schutzziele im Vordergrund, die im Folgenden erläutert werden.

Schutzziel 1: Gewährleistung betrieblich sicherer Bremswege

- Die Bremswege sollen im Regelfall ohne ein Ansprechen der Gleitschutzeinrichtung erreicht werden können.
- Der Gleitschutz soll ausschließlich im Falle ungewöhnlich schlechter Kraftschlussbedingungen die Einhaltung der durch den Signalabstand vorgegebenen Bremswege ermöglichen.
- Eine Begrenzung des ausgenutzten Kraftschlusses erfolgt, damit unter den praktisch auftretenden Kraftschlussbedingungen eine Bremswegverlängerung über den Gefahrenpunkt (Hauptsignal+Durchrutschweg) hinaus unwahrscheinlich ist. Das heißt im Umkehrschluss, dass es bei extrem ungünstigen Bedingungen (deren Auftreten aber als unwahrscheinlich erachtet wird) auch bei regelkonformer Auslegung eine Überschreitung der zulässigen Bremswege auftreten könnte. Hier kann gegebenenfalls eine Sandstreueinrichtung Schlimmeres verhindern.

Schutzziel 2: Sichere Handhabung der Bremse

- Die Bremsverzögerung bzw. das Bremsverhalten soll für die Triebfahrzeugpersonale möglichst berechenbar sein. Das Fahrzeug soll also möglichst unabhängig von Schienenzustand „immer gleich gut“ bremsen. Die Auslegung erfolgt deshalb so, dass die erwarteten Bremsverzögerungen zum Beispiel auch bei nassen Schienenköpfen erreicht werden können. Im Umkehrschluss bedeutet dies, dass Schienenfahrzeuge auf trockenen, sauberen Schienen durchaus höhere Bremsverzögerungen erfahren könnten und damit innerhalb kürzerer Distanzen zum Stehen kommen könnten. Es wird aber bewusst auf eine hohe Kraftschlussausnutzung verzichtet, damit die Fahrzeuge kein „Schönwetter-“ und „Schlechtwetterverhalten“ aufweisen. Verlässliche und gut kalkulierbare Bremswege und -verzögerungen werden also höher bewertet als möglichst kurze Bremswege. Da bei der Eisenbahn im Raumabstand gefahren wird, ist diese Anforderung plausibel und praktikabel.

Schutzziel 3: Vermeidung von hohem Verschleiß und Radsatzschäden

- Die Begrenzung des ausnutzbaren Rad-Schiene-Kraftschlusses dient nicht zuletzt dazu, die Entstehung von Flachstellen bei ungünstigen Kraftschlussbedingungen auch bei Fahrzeugen, die nicht über eine Gleitschutzeinrichtung verfügen⁵, zu verhindern.

⁵Das trifft auf die große Mehrheit der Güterwagen zu.

- Eine große Kraftschlussausnutzung würde außerdem zu höhere Bremsleistungen am Rad führen und damit in einen höheren Wärmeeintrag in Räder und Bremsklötze resultieren. Die Entstehung von Werkstoffschädigungen durch Überhitzung würde so begünstigt, was unbedingt vermieden werden muss. Die thermischen Reservern der Rad-Bremsklotz-Paarung sollen für Beharrungsbremungen in langen Gefällen zur Verfügung stehen und nicht bei jeder Betriebsbremsung ausgereizt werden.
- Verschleißfreie Bremsen sollen trotzdem möglichst hoch ausgenutzt werden, um die mechanischen Bremsen zu schonen. Elektrodynamische und hydrodynamische Bremsen dürfen deshalb für eine höhere Kraftschlussausnutzung ausgelegt werden als mechanische Rad(satz)bremsen (siehe nächster Abschnitt).
Dynamische Bremsen verfügen zudem häufig über einen separaten Gleitschutzmechanismus, der systembedingt schneller und effizienter eingreifen kann, wenn die Radsätze zu blockieren drohen.

7.5.2 Festlegungen zum ausnutzbaren Kraftschluss zwischen Rad und Schiene beim Bremsen

Wie hoch die Kraftschlussausnutzung bei Bremsen von Eisenbahnfahrzeugen sein darf, ist in den einschlägigen europäischen Normenwerken sowie für das deutsche Netz durch die „Ergänzungsreglung Nr. B 007 zur „Kraftschlussausnutzung“ des Eisenbahnbundesamtes (EBA) geregelt.

Folgende Grundregeln gelten bei der Auslegung von Bremsen bezüglich der Ausnutzung des Kraftschlusses zwischen Rad und Schiene:

- Zugverbände dürfen im Allgemeinen einen Kraftschlussbeiwert von maximal $\tau_{\max}=0,15$ ausnutzen (TSI LOC & PAS).⁶
- Bei Triebzügen und Fahrzeugverbänden, die weniger als 8 Radsätze aufweisen muss die maximale Kraftschlussausnutzung auf einen Wert von $\tau_{\max}=0,13$ reduziert werden. Dies betrifft beispielweise Dieseltriebwagen wie die Baureihe 642 (Siemens Desiro Classic) mit 6 Radsätzen oder Stadler Regio Shuttle (BR 650) mit 4 Radsätzen.
- Demgegenüber darf bei Fahrzeugen, die in festen, unveränderlichen Zugkonfigurationen betrieben werden und mindestens 20 Radsätze aufweisen eine Kraftschlussausnutzung von $\tau_{\max}=0,17$ angesetzt werden. Als Beispiele wären hier die Züge der ICE-Flotte (z.B. ICE 3 mit 32 Radsätzen oder ICE-T (BR 415) mit 20 Radsätzen) zu nennen.
- Dynamische Bremsen dürfen, wenn sie als Betriebsbremse eingesetzt werden, für eine Kraftschlussausnutzung von $\tau_{\max}=0,20$ ausgelegt werden. Dies gilt jedoch nur, wenn sie mit Hilfe eines Blending-Verfahrens bei Betriebsbremsungen automatisch eingebunden werden. Sind die dynamischen Bremsen nicht mit der Zugbremse gekoppelt und über ein separates Bedienelement ansteuerbar, wird kein Grenzwert vorgegeben.
- Im Geschwindigkeitsbereich $v < 30$ km/h ist eine größere Kraftschlussausnutzung zulässig, sofern diese ausschließlich auf die Reibwertcharakteristik der mechanischen Rad(satz)bremsen zurückzuführen ist. Damit wird der Tatsache Rechnung getragen, dass insbesondere bei der Bremsung mit Grauguss-Sohlen ein Anstieg der Sohlen-Reibwerte bei kleinen Geschwindigkeiten zu verzeichnen ist.

⁶Technische Spezifikation für die Interoperabilität des Teilsystems „Fahrzeuge - Lokomotiven und Personenwagen“ des Eisenbahnsystems in der Europäischen Union vom 18. November 2014 (ABl.L 356/228 vom 12.12.2014 und Berichtigung ABl.L 10/45 vom 16.01.2015)

- Güterwagen, die mit einer Klotzbremse ausgerüstet sind, die Verbundstoffsohlen nutzt, aber nicht über eine Gleitschutzausrüstung verfügen, dürfen lediglich eine Kraftschlussausnutzung von $\tau_{\max}=0,11$ aufweisen (gemäß TSI Güterwagen).⁷ Gleiches gilt für Güterwagen mit Scheibenbremsen, die jedoch eher selten vorkommen.
- Werden klotzgebremste Güterwagen ohne Gleitschutzausrüstung **nicht** mit Verbundstoffsohlen gebremst, darf eine leicht erhöhte Kraftschlussausnutzung von $\tau_{\max}=0,12$ angenommen werden. Das betrifft zum Beispiel Güterwagen mit Grauguss-Bremssohlen⁸.
- Für die Feststellbremsen von Eisenbahnfahrzeugen gilt allgemein, dass die Kraftschlussausnutzung auf einen Wert von $\tau_{\max}=0,12$ zu begrenzen ist.

⁷Technische Spezifikation für die Interoperabilität des Teilsystems „Fahrzeuge - Güterwagen“ des Eisenbahnsystems in der Europäischen Union vom 13. März 2013 (ABl.L 104/1 vom 12.04.2013 und Änderung ABl.L 322/23 vom 03.12.2013)

⁸Güterwagen mit Grauguss-Bremssohlen sollen bis Ende des Jahres 2020 weitgehend von deutschen Gleisen verschwunden sein. Hintergrund ist die Lärmsanierung, also die Reduktion der Schallemissionen von Güterzügen. In der Schweiz dürfen schon heute keine Güterwagen mit Grauguss-Bremssohlen mehr verkehren.

7.6 Bremssohlen und ihre Eigenschaften

7.6.1 Bremsklotz

Bremsklötze dienen der Aufnahme und Halterung der Bremssohlen sowie der Übertragung von Anpress- und Tangentialkräften. Die Bremsklötze sind in der Regel über Hängeeisen, die der Aufnahme der vertikalen Kräfte dienen, mit dem Fahrzeug bzw. Fahrwerk verbunden und werden über das Bremsgestänge an die Radsätze gedrückt. Radlaufläche und Bremssohle bilden dann ein Tribosystem, über das eine Tangentialkraft an den Radsätzen erzeugt wird. Es wird grundsätzlich zwischen vier Bauarten von Bremsklötzen unterschieden (siehe Abbildung 7.18). Bremsklötze werden heute immer geteilt ausgeführt, um die Bremssohlen nach dem Aufbrauchen des Verschleißvorrates austauschen zu können, ohne gleich den gesamten Bremsklotz ersetzen zu müssen. Die früher gebräuchliche Bauart „B“ ist deshalb heute obsolet.

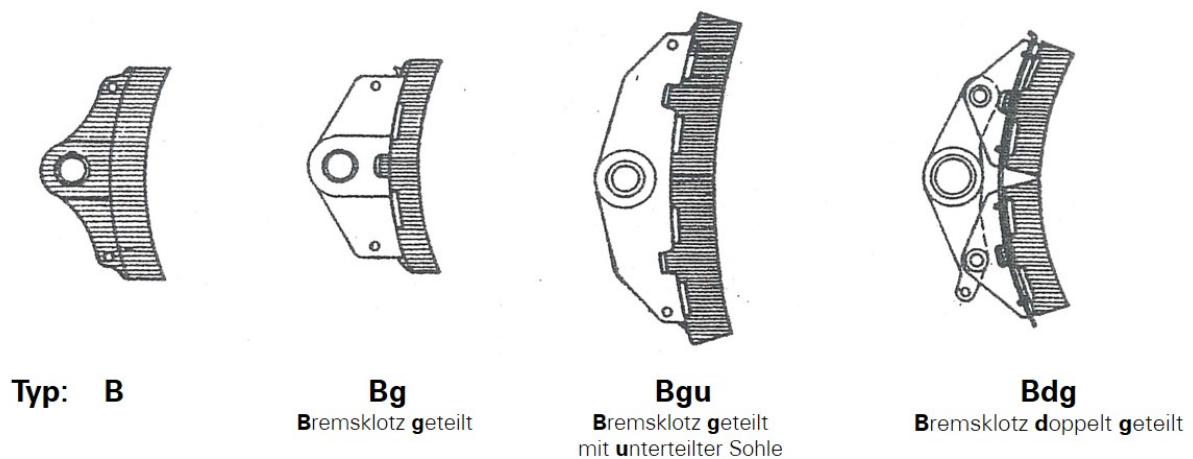
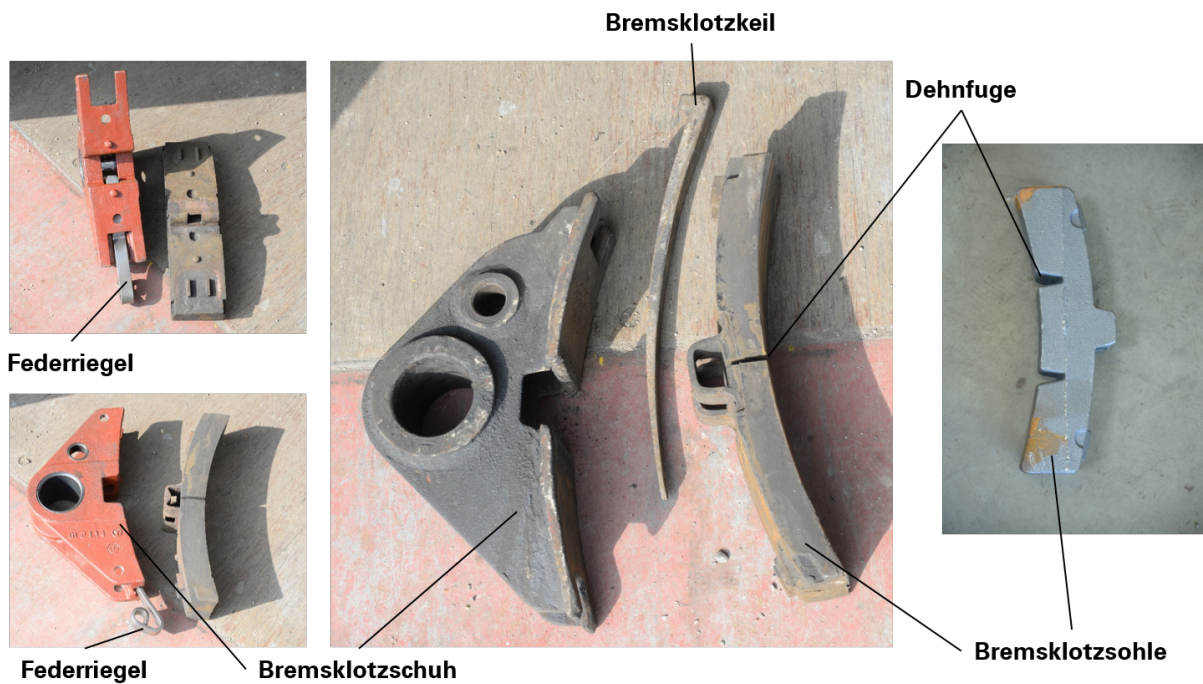


Abbildung 7.18: Bremsklotzarten

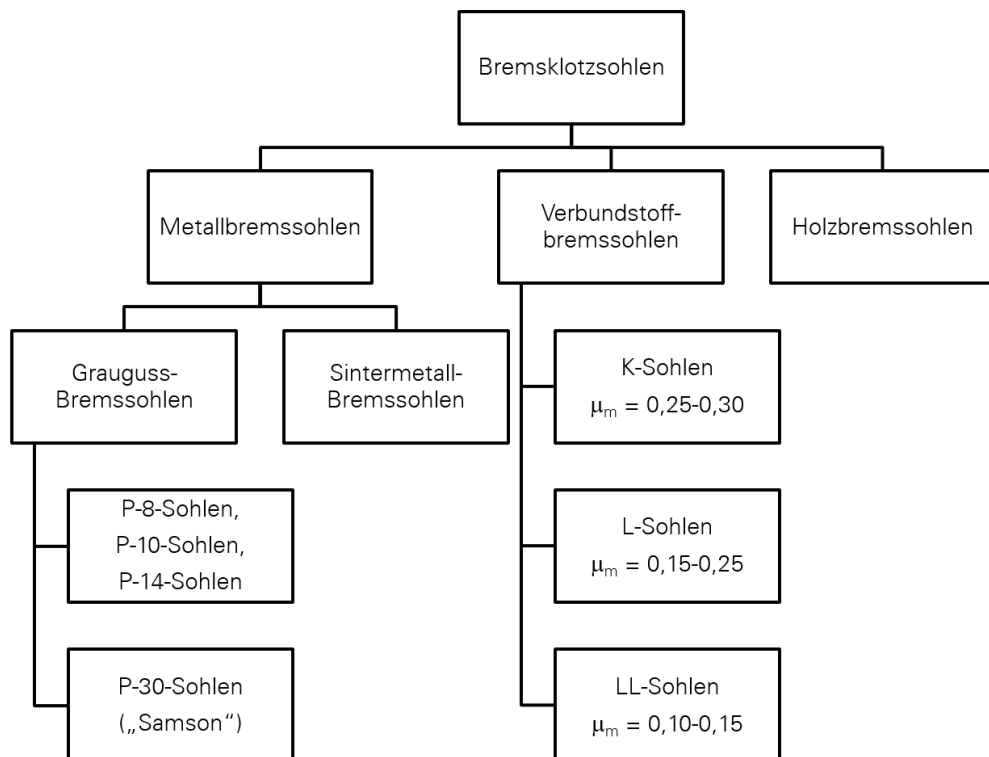
Den grundsätzlichen Aufbau eines geteilten Bremsklotzes zeigt die folgende Abbildung. Die Sicherung der Bremssohle kann entweder über einen Keil (kraftschlüssige Sicherung) oder über einen Federriegel (kraft- und formschlüssige Sicherung) erfolgen. Bremsklotzschuh und Bremsklotzsohlen sind geometrisch so aufeinander abgestimmt, dass nur eine bestimmte Bremssohlensorte zu einem bestimmten Bremsschuh passt. Damit soll vermieden werden, dass bei einem Bremssohlenwechsel die falschen Reibmittel eingesetzt werden, wodurch potentiell betriebsgefährdende Situationen entstehen könnten.

Es ist deutlich zu erkennen, dass die Bremssohlen Fugen aufweisen, die eine bessere Anpassung der Reibfläche an die Radlauflächen bewirken sollen. Um die bestmögliche Bremswirkung zu erzielen, ist es nötig, die effektive Berührfläche von Rad und Bremssohle so groß wie möglich zu gestalten. Die Bezeichnung „Dehnungsfuge“ bezieht sich auf die Tatsache, dass durch den Wärmeeintrag während des Bremsens eine starke Erwärmung der Bremssohle einsetzt, die lokal umso höher ist, desto näher das betrachtete Werkstoffvolumen an der Reibfläche liegt. Durch die eingebrachte thermische Energie kommt es zu einer Aufbiegung/Radiuserweiterung der Sohle, sodass sie nicht mehr optimal am Rad anliegt. Die eingebrachten Fugen dienen also dem Ausgleich dieser Dehnung und verbessern damit den Formschluss zwischen Rad und Bremssohle.



7.6.2 Bremssohlen

Heute sind bei klotzgebremsten Fahrzeugen eine Vielzahl von Bremssohlentypen im Einsatz, die sich anhand ihrer stofflichen Zusammensetzung und des mittleren Reibwertniveaus klassieren lassen, wie das folgende Schema zeigt:



Aufgrund der komplexen Randbedingungen (Temperatur, Nässe, Zwischenschichten, Verschleißverhalten u.a.) ist die Entwicklung von Bremssohlen eine sehr anspruchsvolle Angelegenheit. Es muss schließlich abgesichert werden, dass das Bremsverhalten der Fahrzeuge weitgehend



(a) Bauart B (ungeteilter Bremsklotz)



(b) Bauart Bg (hier mit Grauguss-Sohle)



(c) Bauart Bgu (hier mit Verbundstoff-Sohlen)



(d) Bauart Bdg (hier mit Grauguss-Sohlen)

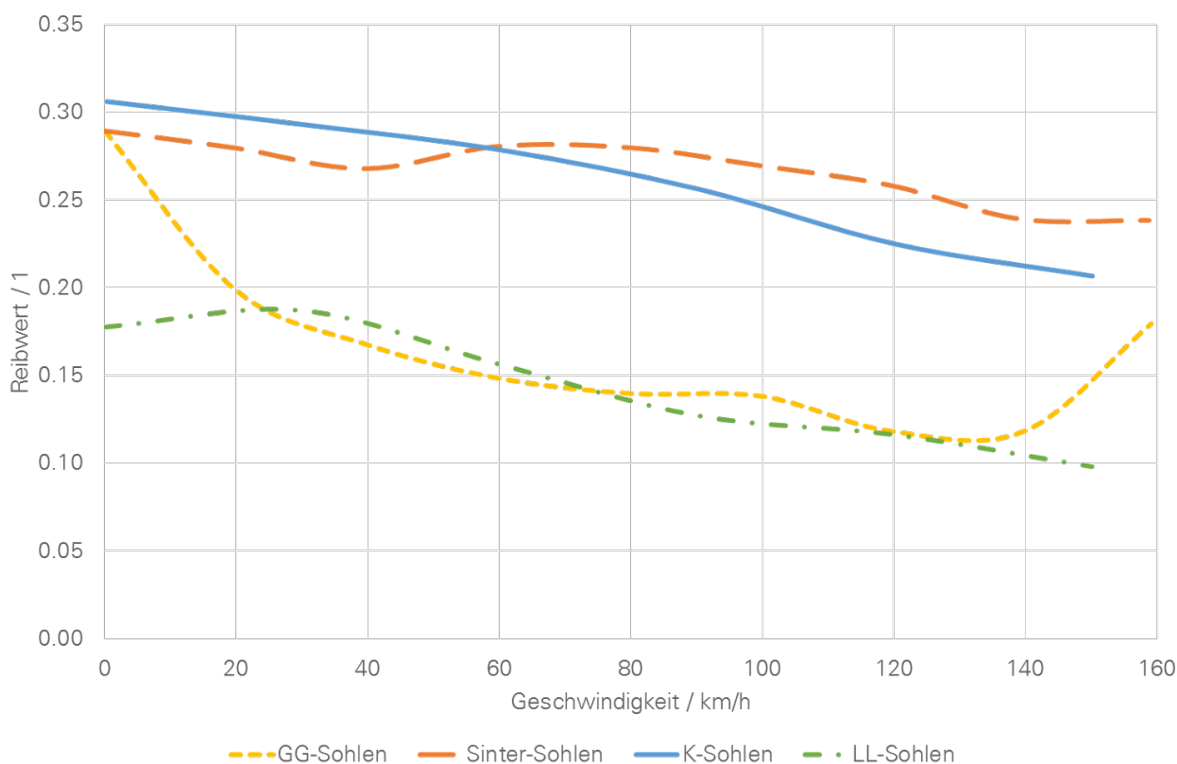
Abbildung 7.19: Bremsklotzarten

unabhängig ist von der Jahreszeit, den Witterungsverhältnissen, dem Verschleißzustand der Bremssohlen (innerhalb zulässiger Grenzen) und anderen Einflüssen.

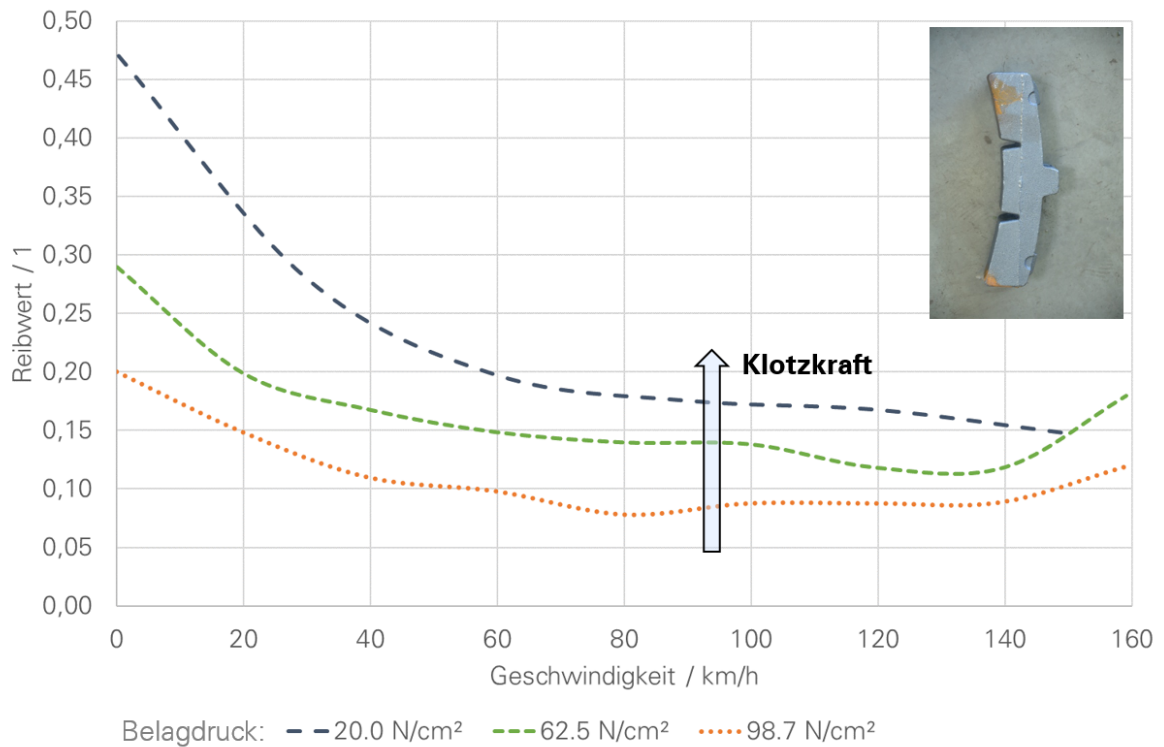
Bei klotzgebremsten Fahrzeugen kommt hinzu, dass die an Prüfständen gemessenen Reibwertkurven nur begrenzt aussagefähig sind, da dort der Rad-Schiene-Kontakt meistens nicht simuliert werden kann. Die Überrollung der Laufflächen führt jedoch in der Realität zu einer Neukonditionierung der Kontaktfläche zwischen Radlauffläche und Bremsklotz, sodass mit gewissen Abweichungen von den im Labor gemessenen Reibwerten zu rechnen ist.

Über einen langen Zeitraum waren Grauguss-Bremssohlen die am weitesten verbreitete Sohlenart. Allerdings führt ihr Einsatz zu einer Aufrauhung der Radlaufflächen bis hin zu einer ausgeprägten Polygonisierung der Räder, woraus ein sehr lautes Laufgeräusch, insbesondere von Güterwagen, resultiert. Im Zuge der Lärmsanierung der europäischen Bahnen haben deshalb Verbundstoffsohlen eine wichtige Bedeutung erlangt. Ihr Einsatz führt zur Glättung der Radlaufflächen (Rückgang der Polygonisierung) und damit zu einer deutlichen Reduktion des Rollgeräusches. Allerdings bedurfte und bedarf es enormer Anstrengungen, die Werkstoffmischungen dieser Sohlen so zu optimieren, dass ihr Reibverhalten reproduzierend ist und sich die geschwindigkeitsabhängigen Reibwerte ausschließlich innerhalb spezifizierter Toleranzbänder bewegt.

Das Reibungsverhalten der jeweiligen Sohlenarten ist sehr unterschiedlich, wie die unten stehende Abbildung zeigt. Im Folgenden werden die heute relevanten Sohlenarten kurz charakterisiert und ihre wichtigsten Vor- und Nachteile einander gegenübergestellt.



Grauguss-Sohlen










Charakteristika





- lange Zeit Standardbremssohlen für Eisenbahnfahrzeuge
- Unterscheidung der Sohlenqualitäten nach Phosphor-Gehalt: P10-Sohle mit 1 % Phosphoranteil ist UIC-Standard, weitere Sohlentypen: P8, P14 und P30 (=“Samson“-Sohle)
- Faustregel: je höher der Phosphoranteil, desto höher der Reibwert und desto größer die Verschleißfestigkeit (Lebensdauer)
- deutliche Abhängigkeit des Reibwertes von Geschwindigkeit, Belagdruck (Flächenpressung in der Reibfläche) und Temperatur
- Einsatz möglichst langer Sohlen (große Reibfläche, niedrige Flächenpressung)
- starker Anstieg des Reibwertes bei geringen Geschwindigkeiten (Anhalteruck)
- geringer Reibwert bei hohen Geschwindigkeiten führt zu suboptimaler Kraftschlussausnutzung (Abhilfe: Hochleistungsbremse (Bremsart R) mit zweistufiger Klotzkraft)
- Einsatz von Grauguss-Sohlen bedingt Aufrauung und Polygonisierung der Räder → führt zu lautem Rollgeräusch

Grauguss-Sohlen (Fortsetzung)

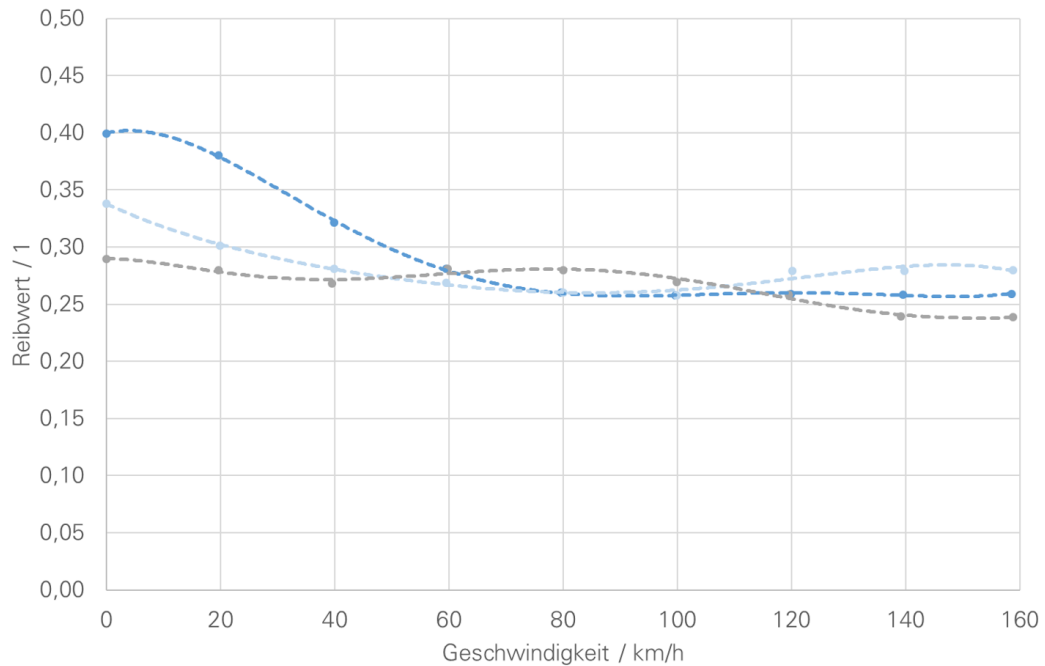
Vorteile

-  Reibverhalten sehr gut erforscht und dokumentiert sowie weitgehend unabhängig vom Hersteller
-  geringe Abhängigkeit des Reibverhaltens von der Witterung
-  gute Wärmeleitfähigkeit (Aufteilung der thermischen Energie zwischen Bremssohle und Rad ca. 30:70)
-  preisgünstiger als Verbundstoffsohlen
-  „Verschleifen“ kleinerer Flachstellung im Zuge aufeinanderfolgender Bremsungen möglich
-  problemloses Recycling (Behandlung wie Schrott)
-  hoher statischer Reibwert (günstig für die Auslegung der Feststellbremse)

Nachteile

-  deutlicher Anstieg des Reibwertes bei kleinen Geschwindigkeiten kann zu Überbremsung und großem Anhalteruck führen
-  Reibwertschwankung über der Geschwindigkeit erfordert aufwendige Anpassung der Klotzkräfte bei schnellfahrenden Fahrzeugen ($v \geq 120$ km/h) → Hochleistungsbremse
-  starke Abhängigkeit des Reibverhaltens von der Flächenpressung
-  lautes Rollgeräusch durch Unrundheit der Räder
-  hohe Masse der Bremssohlen (Auswirkung bei der Handhabung in der Werkstatt)

🔍 Sinter-Sohlen



Charakteristika

- bestehen aus sehr feinem Metallpulver und zum Teil auch weiteren Beimischungen (Vereinigung während des Sinterprozesses)
- vor allem für hohe Bremsleistungen geeignet (hohes Reibwertniveau, gute thermische Leitfähigkeit)
- Reibwert weniger stark von Geschwindigkeit und Flächenpressung abhängig als bei Grauguss-Sohlen

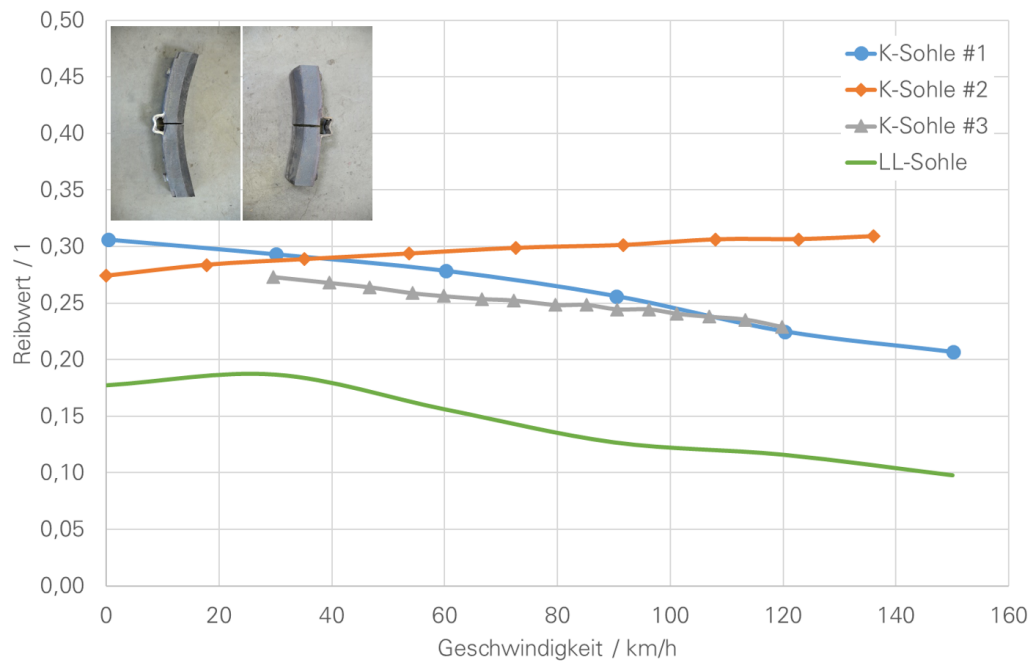
Vorteile

- 👍 hohes Reibwertniveau mit geringer Abhängigkeit von Geschwindigkeit und Flächenpressung
- 👍 geringer Verschleiß

Nachteile

- 👎 große Härte und langer Einschleifprozess
- 👎 hohe thermische Belastung der Radlaufflächen
- 👎 schlechtere Wärmeleitfähigkeit als Grauguss-Sohlen

Verbundstoff-Sohlen



Charakteristika

- komplexe Zusammensetzung aus Reibmaterial, Bindemittel, Füllstoff, Gleitmittel, Reibstützer und Hilfsstoffen
- unterschiedliches Reibverhalten durch Variation der stofflichen Zusammensetzung darstellbar (geschütztes Herstellerwissen)
- zentrale Rolle bei der Lärmsanierung der Güterbahnen (8-10 dB(A) geringer im Vergleich zu Betrieb mit Grauguss-Sohlen)
- unterscheidet drei Sohlentypen: K-Sohlen, L-Sohlen, LL-Sohlen
- K-Sohlen:
 - für Neubau-Fahrzeuge
 - hohes Reibwertniveau
- L-Sohlen:
 - für Reisezugwagen bzw. Zusatzklotzbremse
 - niedriges Reibwertniveau (0,15...0,22)
- LL-Sohlen:
 - als Ersatz für Grauguss-Sohlen bei Bestandsfahrzeugen (v.a. Güterwagen) konzipiert
 - niedriges Reibwertniveau (0,10...0,17)

🔍 Verbundstoff-Sohlen (Fortsetzung)

Vorteile

- 👍 deutliche Reduzierung des Rollgeräusches durch Einsatz von Verbundstoffsohlen
- 👍 geringe Abhängigkeit der Reibwerte von Geschwindigkeit, Temperatur und Flächenpressung erzielbar
- 👍 geringer Verschleiß erzielbar
- 👍 geringer oder kein Anhalteruck durch Reibwertanstieg bei kleinen Geschwindigkeiten

Nachteile

- 👎 keine freie Tauschbarkeit der Fabrikate - Wechsel des Sohlentyps ggf. mit hohem Aufwand verbunden
- 👎 Eigenschaften stark vom konkreten Fabrikat abhängig
- 👎 zum Teil (fabrikat-abhängig) problematisches Verhalten bei Nässe oder im Winter
- 👎 schlechte Wärmeleitfähigkeit erfordert Einsatz spezieller Radsätze für Fahrzeuge, die im Gebirge verkehren (lange Beharrungsbremungen bei Talfahrten)
- 👎 ggf. hoher Aufwand für Versuche zum Nachweis geforderter Eigenschaften
- 👎 sortenabhängig erhöhter Radverschleiß
- 👎 sortenabhängig Gefahr von Lauffläschäden (ungleichmäßiges Tragbild: Wärmerisse durch örtliche Überhitzung („Hotspots“), Muldenbildung, Rillenbildung)
- 👎 sortenabhängig starke Geruchsentwicklung bei/nach Bremsungen
- 👎 Gesundheitsgefährdung durch Bremsstaub nicht auszuschließen
- 👎 geringer oder kein Anhalteruck durch Reibwertanstieg bei kleinen Geschwindigkeiten
- 👎 z.T. aufwendigere Feststellbremsausrüstung (höhere Anpresskräfte als bei Grauguss-Sohlen nötig)

7.7 Mechanische Bremsausrüstung

7.7.1 Baugruppen der mechanischen Bremsausrüstung

Unter „Mechanische Bremsausrüstung“ werden im Folgenden alle mechanischen Bauteile der Klotzbremsausrüstung (siehe Abbildung 7.20) zusammengefasst, die der Erzeugung, Weiterleitung und Übersetzung der Bremskraft dienen. Die Bremsmechanik umfasst daher den **Bremszylinder** als Schnittstelle zwischen der Bremspneumatik und der mechanischen Bremsausrüstung sowie alle Übertragungsglieder, die zwischen Bremszylinder und Bremsklötzen angeordnet sind.

Im einfachsten Fall ist der Bremszylinder sehr nah an dem abzubremsenden Radsatz installiert, sodass sich das **Bremsgestänge** auf ein Minimum reduziert. Es wird in diesem Fall von einer „Kompaktbremse“ (Abbildung 7.23) gesprochen. Aus Kostengründen wird bei vielen Güterwagen jedoch ein zentraler Bremszylinder zur Abbremsung aller Radsätze eingesetzt, sodass ein umfangreiches, jedoch in der Herstellung billiges, Bremsgestänge installiert werden muss.

Dieses besteht, wie aus Abbildung 7.20 und Tabelle 7.3 hervorgeht, aus dem **Mittenbremsgestänge** (siehe auch Abbildungen 7.22 und 7.24) sowie dem **Radsatzbremsgestänge**. Zusätzlich dazu ist noch das **Handbremsgestänge** vorhanden.

Um eine gewisse Vereinheitlichung zu erreichen, weist das Radsatzbremsgestänge in der Regel ein Übersetzungsverhältnis von 1 auf, sodass nur das Mittenbremsgestänge an der Verstärkung der durch den Bremszylinder erzeugten Kraft beteiligt ist.

Neben der in Abbildung 7.20 dargestellten beidseitigen Abbremsung der Radsätze existieren auch Güterwagendrehgestelle mit einseitig abgebremsten Radsätzen (Abbildung 7.21). Diese Art der Abbremsung ist vor allem (aber nicht nur) bei der Ausrüstung mit Kompaktbremsen anzutreffen.

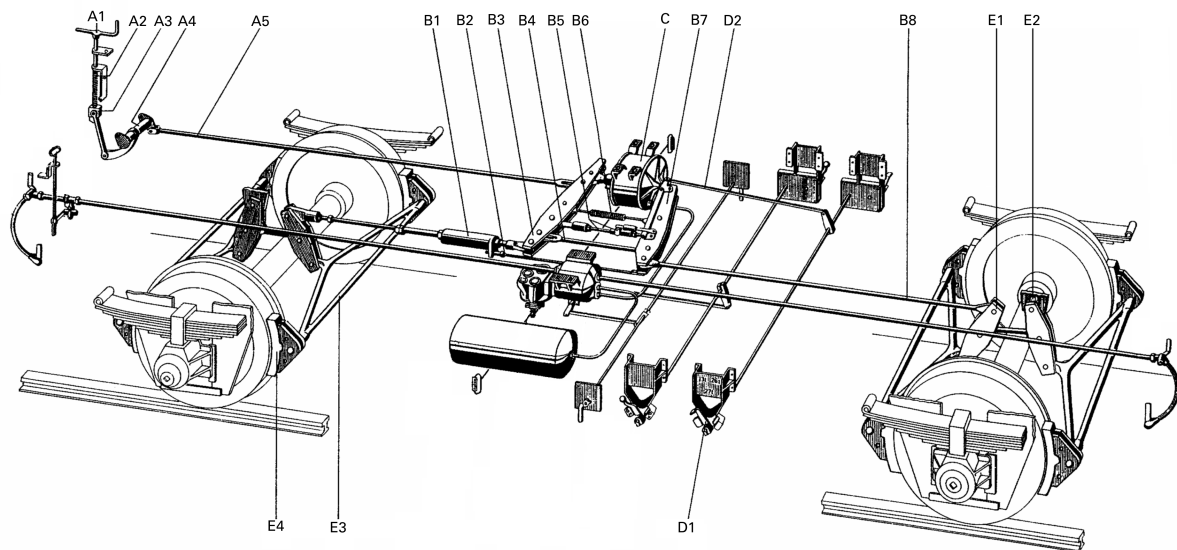


Abbildung 7.20: Typische Bremsausrüstung eines Güterwagens mit zwei Radsätzen (Quelle: Deutsche Bahn)

Die wesentlichen Bestandteile des Radsatzbremsgestänges sind der Festpunkthebel, der Vertikalbremshebel sowie die Bremsdreiecke. Erstgenannter wird benötigt, damit die zur Wagen-

Tabelle 7.3: Zuordnung der in Abbildung 7.20 enthaltenen Elemente der Bremsmechanik zu den übergeordneten Baugruppen

Handbremsmechanik	A1	Handbremskurbel
	A2	Bremsspindel
	A3	Bremsspindelmutter
	A4	Bremswelle
	A5	Handbremszugstange
Mittenbremsgestänge	B1	Bremsgestängesteller
	B2	Steuerstange
	B3	Horizontalhebel
	B4	Laststange
	B5	mechanischer Lastwechsel mit Leerstange
	B6	Rückziehfeder
	B7	Festpunkthebel
	B8	Bremszugstange
Bremskrafterzeugung	C	Bremszylinder
Lastwechsel	D1	Umstellvorrichtung zum Lastwechsel
	D2	Betätigungsgestänge zum mechanischen Lastwechsel
Radsatzbremsgestänge	E1	Vertikalbremshebel
	E2	Festpunkt(hebel)
	E3	Bremsdreieck (z.T. auch: Bremstraverse)
	E4	Bremsklotz mit Hängeeisen (nicht abgebildet)

mitte zeigenden Bremsklötze nach dem Anlegen der äußeren Bremsklötze ebenfalls anlegen können.

Zentrale Bestandteile des Mittenbremsgestänges sind **Horizontal- und Festpunkthebel** sowie der **Bremsgestängesteller**. Dessen Aufgabe besteht darin, den Anlehub unabhängig vom Verschleißzustand der Bremssohlen und Räder konstant zu halten. Andernfalls würde die Gefahr bestehen, dass im ungünstigsten Fall der Hub des Bremszylinders nicht ausreicht, um die Bremsklötze sicher an die Radlaufflächen anlegen zu lassen. Bezüglich der Funktionsweise von Bremsgestängestellern sei auf den Unterpunkt → „Bremsgestängesteller“ in der Lerneinheit (LE) 6 im OPAL-Kurs verwiesen. An der genannten Stelle steht eine Animation bereit, die das Wirkprinzip eines typischen Bremsgestängestellers in Abhängigkeit des Klotzspiels demonstriert.

Ein weiterer wichtiger Bestandteil des Mittenbremsgestänges ist die **Gestängerückzugsfeder**. Diese kann entweder in den Bremszylinder integriert oder separat verbaut sein. Ihre Aufgabe besteht darin, das Bremsgestänge nachdem der Bremszylinderdruck auf einen Wert nahe 0 zurückgegangen ist, wieder in seine Ausgangsposition zurückzuziehen, damit ein dauerhaftes Schleifen der Bremssohlen an den Radlaufflächen verhindert wird.

Bei einer einfachen Bremsausrüstung ist gegebenenfalls noch ein **mechanischer Lastwechsel** in das Mittenbremsgestänge integriert. Dieser ermöglicht eine mechanische Umschaltung des Übersetzungsverhältnisses (siehe Abbildung 7.24). Dabei wird entweder die Last- oder die Leerstange blockiert, sodass diese jeweils den Festpunkt für die Drehung des Horizontal- bzw. Festpunkthebels zur Verfügung stellen (Abbildung 7.24). Die Umstellung erfolgt manuell in Abhängigkeit der Zuladung des Wagens über eine spezielle Betätigungseinrichtung von der Wagenseite aus (siehe Abbildung 7.25). Erfolgt die Anpassung der Klotzkräfte auf pneumatischem Wege, entfällt eine solche mechanische Umschaltung natürlich.



(a) einseitig abgebremster Radsatz



(b) beidseitig abgebremster Radsatz

Abbildung 7.21: Einseitig vs. beidseitig abgebremste Radsätze



(a) Mittenbremsgestänge neuerer Bauart (Ausschnitt)

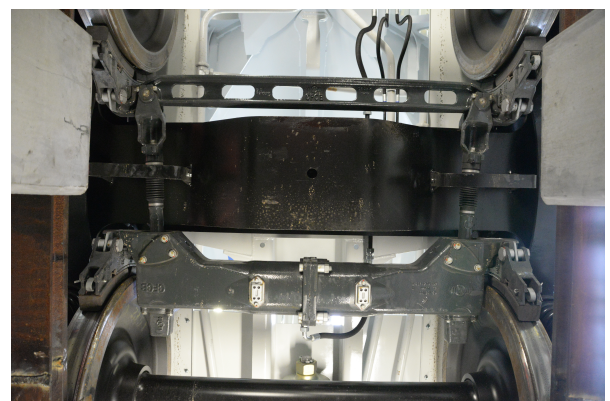


(b) Mittenbremsgestänge älterer Bauart (Ausschnitt)

Abbildung 7.22: Verschiedene Ausprägungen von (Mitten-)Bremsgestängen



(a) Kompaktbremse älterer Bauart



(b) Kompaktbremse neuerer Bauart

Abbildung 7.23: Verschiedene Ausprägungen der mechanischen Kompaktbremse

7.7.2 Hebelübersetzungen

Im Kraftfluss zwischen Krafterzeuger (Bremszylinder) und Bremssohlen liegen bei Klotzbrem-
sen im Allgemeinen verschiedene mechanische Übersetzungs- und Übertragungsglieder⁹. Es
wird generell angestrebt, die Anzahl dieser Übertragungsglieder gering zu halten, um den Wirk-
ungsgrad des Übertragungsweges auf einem möglichst hohen Niveau zu halten. Am besten
gelingt dies bei der Kompaktbremse.

Die wichtigsten Übersetzungselemente bei mechanischen Bremsen sind Hebel. Diese ermögli-
chen durch die Variation der Hebellänge, die Wahl der Festpunkte, die Teilung der Hebel sowie
eine Reihenschaltung von Hebeln eine flexible Anpassung der Klotzkräfte an das Kraftniveau
der Bremszylinder.

Abbildung 7.26 zeigt zwei Typen von Hebeln, die bei Bremsgestängen zur Anwendung kom-
men können. Diese unterscheiden sich in erster Linie von der Lage des Drehpunktes. Weitere
Hebelarten, bei denen etwa eine Umlenkung des Kraftflusses um einen gewissen Winkel (z.B.
90°) erfolgt, sind denkbar.

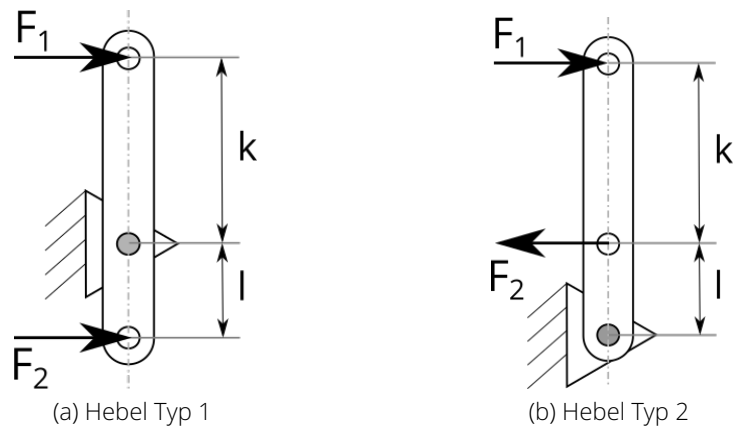


Abbildung 7.26: Beispiele für Hebeltypen in Bremsgestängen

Für den in Abbildung 7.26a gezeigten Hebeltyp ergibt sich für das Verhältnis der Kräfte F_1 und F_2 folgender Zusammenhang:

$$\frac{F_2}{F_1} = \frac{l}{k}. \quad (7.16)$$

Im Falle des in Abbildung 7.26b dargestellten Hebeltyps ergibt sich dementsprechend:

$$\frac{F_2}{F_1} = \frac{k+l}{l}. \quad (7.17)$$

Bei der Berechnung von Bremsgestängen geht es meistens darum, die Kraft am Ende oder
am Anfang einer Kombination (in Sinne einer seriellen Anordnung) von Hebeln zu bestimmen.
Abbildung 7.27 zeigt drei Beispiele für mögliche Hebelkombinationen, für die im Folgenden
jeweils das Verhältnis der Kräfte F_2 und F_1 definiert werden soll.

So ergibt sich durch die Kombination zweier Hebel vom Typ 1 (siehe Abbildung 7.27a) folgender
Zusammenhang:

$$\frac{F_2}{F_1} = \frac{k}{l} \cdot \frac{m}{n}. \quad (7.18)$$

⁹Bei der Druckluftbremse handelt es sich dabei vor allem um Bremshebel und Zugstangen, bei Handbremsen
kommen ggf. weitere Elemente wie Spindeln, Zahnradübersetzungen oder Kettentriebe hinzu.

Die serielle Anordnung zweier Hebel des Typs 2 ergibt:

$$\frac{F_2}{F_1} = \frac{k+l}{l} \cdot \frac{m+n}{n}. \quad (7.19)$$

Die Kombination der beiden Hebeltypen führt zu dem nachfolgend gezeigten Zusammenhang:

$$\frac{F_2}{F_1} = \frac{k}{l} \cdot \frac{m+n}{n}. \quad (7.20)$$

Es ist ersichtlich, dass sich die Übersetzungsverhältnisse der einzelnen Hebel im Falle einer seriellen Anordnung multiplikativ verknüpfen lassen.

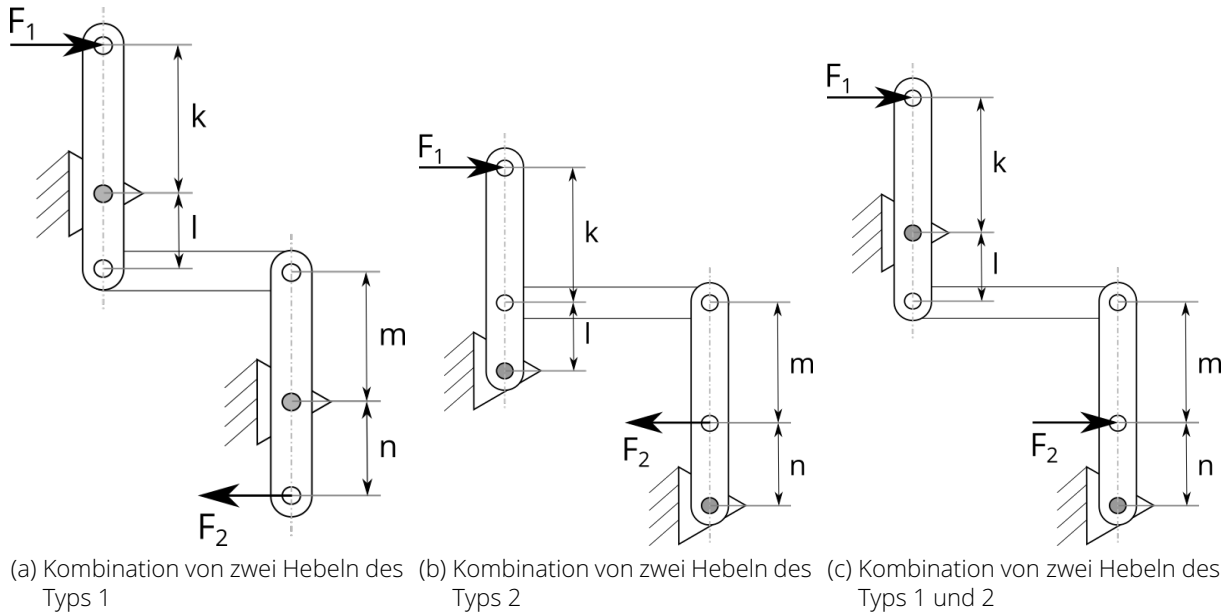


Abbildung 7.27: Auswahl möglicher Hebelkombinationen aus den in Abbildung 7.26 dargestellten Hebeltypen

7.7.3 Berechnungen am Standardbremsgestänge

Wird nun ein Standardbremsgestänge für ein Fahrzeug mit 2 gebremsten Radsätzen gemäß Abbildung 7.28 betrachtet, ergibt sich für die Summe der Klotzkräfte der in Gleichung 7.21 festgehaltene Zusammenhang.

$$\sum F_K = (F_C \cdot i_{\text{ges}} - F_F \cdot i_F - F_{GS} \cdot i_{GS}) \cdot \eta_{\text{dyn}} \quad (7.21)$$

Neben der Bremszylinderkraft F_C müssen die von der Gestängerückstellfeder und dem Gestängesteller erzeugten Kräfte F_F bzw. F_{GS} bekannt sein. Diese Komponenten sind jedoch standardisiert, sodass im Regelfall 1,5 kN für die Federkraft F_F und 2,0 kN für die Gestängestellerkraft F_{GS} angesetzt werden können.

Außerdem müssen neben der auf den Bremszylinder bezogenen Gesamtübersetzung i_{ges} des Bremsgestänges auch die Gesamtübersetzung hinter dem Angriffspunkt der Gestängerück-

stellfeder¹⁰ i_F sowie die Gesamtübersetzung nach dem Gestängesteller i_{GS} ermittelt werden. Bei Standardbremsgestängen ist das Übersetzungsverhältnis der Radsatzbremshebel gleich 1 (Abbildung 7.29: $q_1 = q_2$), sodass nur noch die Übersetzung des Mittensbremsgestänges von Bedeutung ist.

Für die Berechnung der Summe der Bremsklotzkräfte für ein Fahrzeug mit zwei Radsätzen ergibt sich damit Gleichung 7.22 (S. 135).

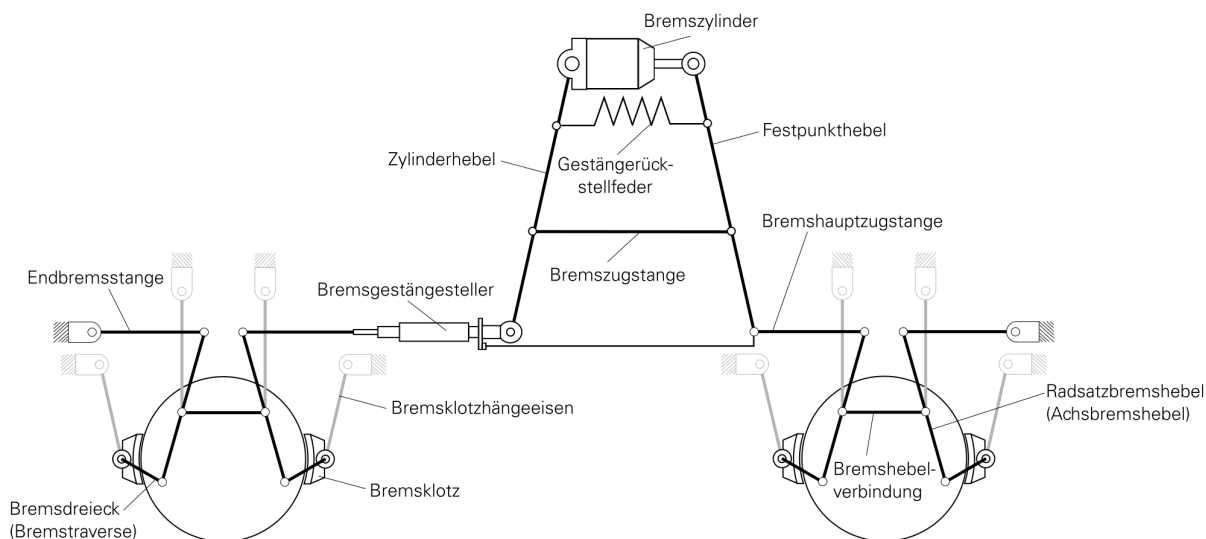


Abbildung 7.28: Standard-Bremsgestänge eines Wagens mit zwei Radsätzen

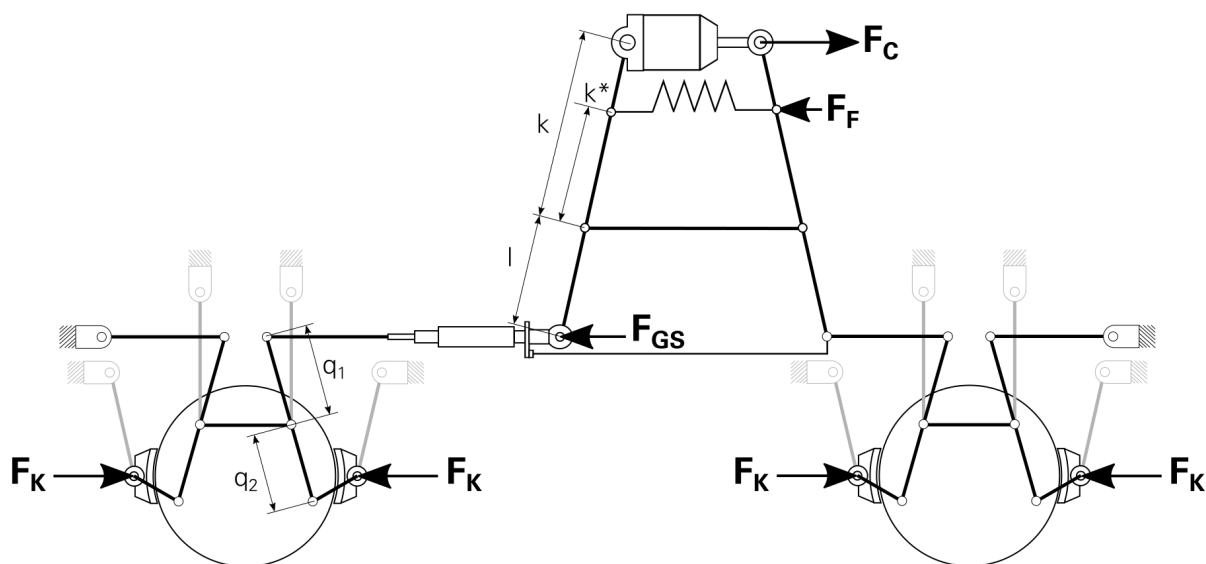


Abbildung 7.29: Kräfte und Hebel an einem Standard-Bremsgestänge für einen Wagen mit zwei Radsätzen

¹⁰Wenn die Feder in den Bremszylinder integriert ist, gilt $i_F = i_{ges}$.

$$\sum F_K = 4 \cdot \left(F_C \frac{k}{T} - F_F \frac{k^*}{T} - F_{GS} \right) \cdot \eta_{\text{dyn}} \quad (7.22)$$

Aus Gleichung 7.22 geht hervor, dass die Summe der Klotzkräfte außer von der mechanischen Übersetzung des Mittenbremsgestänges noch von der Bremszylinderkraft F_C und dem dynamischen¹¹ Wirkungsgrad η_{dyn} des Bremsgestänges abhängig ist.

Für den dynamischen Wirkungsgrad ist nach DIN EN 16834¹² für ein Standard-Bremsgestänge mit Stahlbuchsen ein Wert von maximal 0,83 anzunehmen. Dieser bezieht sich auf einen mittleren Instandhaltungszustand („zwischen zwei Wartungsinspektionen), womit implizit der Tatsache Rechnung getragen wird, dass der dynamische Bremsgestängewert im ungünstigsten Fall auch geringer ausfallen kann. Bei vom Standard abweichenden Bremsgestängeausführungen dürfen laut aktuellem Stand der Normung maximal 91 % für den dynamischen Gestängewirkungsgrad angenommen werden.

Die Bremszylinderkraft selbst ist vor allem vom Bremszylinderdruck p_C sowie der Kolbenfläche (und damit vom Nenndurchmesser des Bremszylinders) abhängig. In Einzelfällen wird mit sogenannten „Doppelbremszylindern“ gearbeitet, bei denen zwei in Reihe geschaltete Kolben auf eine Kolbenstange wirken und somit die Bremszylinderkraft bei gleichem Druck verdoppelt werden kann.

Für einen Wagen mit vier gebremsten Radsätzen und beidseitiger Abbremsung der Räder wird Gleichung 7.22 mit dem Faktor 2 multipliziert.

7.7.4 Bremszylinder

Analog zu den im vorstehenden Abschnitt betrachteten Bremsgestänge wird auch bei den Bremszylindern eine weitgehende Vereinheitlichung angestrebt. Da Güterwagen möglichst europaweit freizügig einsetzbar und in (nahezu) beliebigen Eisenbahn-Werkstätten repariert werden sollen, ist diese Maßnahme unumgänglich.

Bei der Auslegung von Klotzbremsen für Güterwagen ist deshalb zwischen verschiedenen Bremszylindergrößen zu wählen, deren Nenndurchmesser historisch bedingt auf runde Zoll-Werte genormt sind. Die Bremszylinder-Nenndurchmesser werden, beginnend bei 6", mit einer Schrittweite von 2" bis zu einer Größe von 16" angeboten. Eine Ausnahme von dieser Regel stellen 11"-Zylinder dar.

Die Frage, welche Bremszylindergröße geeignet ist, hängt von der bremstechnischen Höchstgeschwindigkeit, der Lastverteilung sowie dem Material der Bremssohlen ab.

Moderne Bremszylinder verfügen sowohl über eine integrierte Kolbenrückdruck- als auch über eine Gestängerückstellfeder. Kolbenboden und Kolbenstange sind nicht fest miteinander verbunden, sodass bei einer Bewegung des Bremsgestänges durch Betätigung der Handbremse nur die Kolbenstange bewegt werden muss. Der Wirkungsgrad der Handbremse wird dadurch erhöht, während sich gleichzeitig der Verschleiß der Kolbendichtungen reduziert.

Der maximale Bremszylinderdruck beträgt bei Güterwagen mit UIC-Druckluftbremse 3,8 bar. Er kann im Zuge der kontinuierlichen (automatischen) pneumatischen Lastabbremungen abgesenkt werden, damit leere oder teilbeladene Fahrzeuge nicht überbremst werden.

¹¹„Dynamisch“ heißt in diesem Zusammenhang: bei bewegtem Fahrzeug. Es wird davon ausgegangen, dass sich der Wirkungsgrad des Bremsgestänges durch die während der Fahrt auftretenden (Rüttel-)Bewegungen im Vergleich zum Stillstand verändert.

¹²DIN EN 16834:2019-07

Für den benötigten Kolbenhub der Bremszylinder müssen folgende Faktoren berücksichtigt werden:

- Gesamtübersetzung
- Klotzspiel (je Klotz)
- Dehnungshub (wegen der elastischen Verformung des Bremsgestänges)
- Kupplungsspiel des Gestängestellers

Übliche Werte für den Kolbenhub bei Standard-Bremsgestängen sind 125 ± 5 mm für Wagen mit 2 Radsätzen und 140 ± 5 für solche mit 4 gebremsten Radsätzen (Quelle: Knorr Bremse AG).

Die Bremszylinderkraft lässt sich mit ausreichender Genauigkeit anhand von Gleichung 7.23 berechnen. Diese ist eine zugeschnittene Größengleichung, in die der Bremszylinderdruck unmittelbar in bar eingesetzt werden kann, sodass sich unmittelbar eine Bremszylinderkraft in der Einheit Newton ergibt.

Abbildung 7.30 zeigt das Spektrum der mit standardisierten Bremszylindern erzeugbaren Bremszylinderkräfte.

$$F_C = 10 \cdot p_C \cdot A_C \quad (7.23)$$

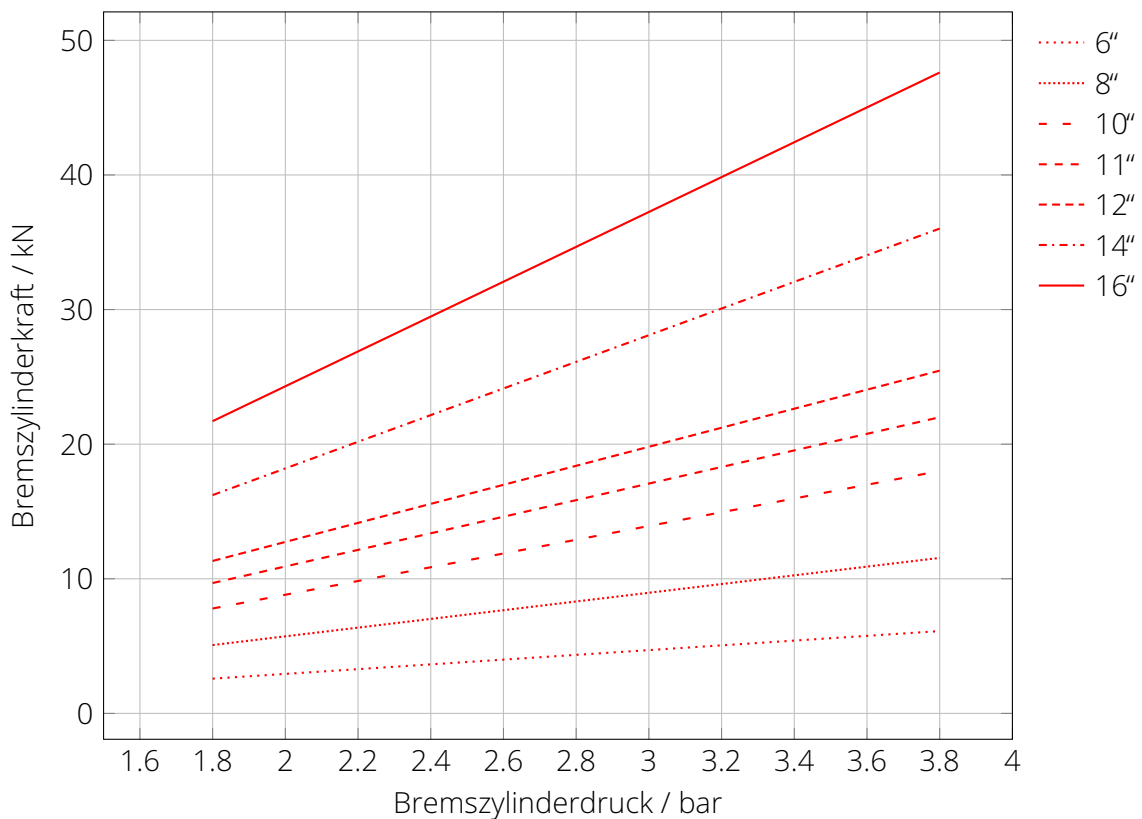
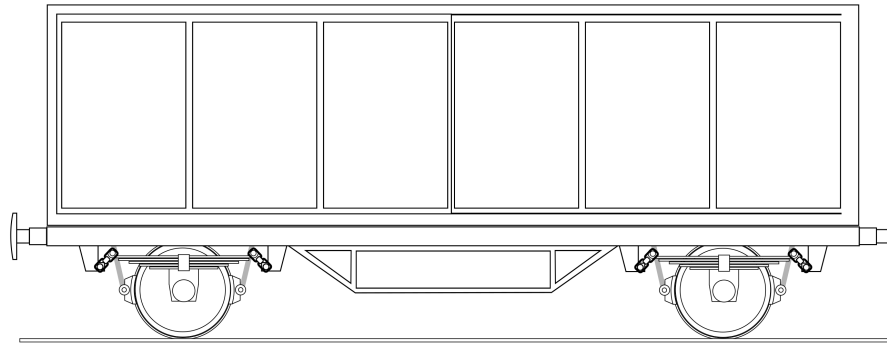


Abbildung 7.30: Bremszylinderkraft in Abhängigkeit von Bremszylinderdruck p_C und Bremszylinderdurchmesser

7.8 Berechnungsbeispiel Bremsmechanik

Im folgenden sollen Berechnungen zu mechanischen Radbremsen (Klotzbremsen) für einen Güterwagen mit zwei Radsätzen durchgeführt werden.



Folgende Parameter sind für die Auslegung vorgegeben:

Eigenmasse des Wagens:	16,5 t
maximal zulässige Radsatzlast:	20,0 t
Massenfaktor des leeren Wagens:	1,08
lauftechnische Höchstgeschwindigkeit:	100 km/h
geforderter Bremsweg des voll beladenen Fahrzeuges aus 100 km/h:	630 m
maximal ausnutzbarer Kraftschluss:	0,11
Schwellzeit (=Füllzeit des Bremszylinders):	4 s

Erste Überschlagsrechnung

Zunächst wird geprüft, ob der geforderte Bremsweg realistisch ist. Dies ist der Fall, wenn die mittlere erforderliche Verzögerung die maximal über den Kraftschluss zwischen Rad und Schiene erzeugbare Verzögerung nicht überschreitet. Es kann vereinfacht mit dem zweiteiligen Bremsmodell gerechnet werden, bei dem die Bremszylinderfüllzeit jeweils zur Hälfte der ungebremsten und der gebremsten Fahrt zugeschlagen wird.

Die erforderliche mittlere Verzögerung ergibt sich unter Vernachlässigung der Ansprechzeit ($t_A \approx 0$ s) zu:

$$b_{m,erf} = \frac{v_0^2}{2(s_{B,soll} - v_0 t_U)} = \frac{27,7778^2 \text{ m/s}}{2(630 \text{ m} - 27,7778 \text{ m/s} \cdot 2 \text{ s})} = 0,672 \text{ m/s}^2 \quad (7.24)$$

Die maximal mögliche mittlere Verzögerung (Vernachlässigung der rotatorischen Trägheiten) ergibt sich zu:

$$b_{m,max} = g \tau_{max} = 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot 0,11 = 1,08 \text{ m/s}^2 \quad (7.25)$$

Das geforderte Bremsvermögen kann mit den vom Kraftschluss zwischen Rad und Schiene abhängigen Radbremsen erzeugt werden.

Bestimmung der mittleren erforderlichen Bremskraft

Unter Vernachlässigung des Fahrzeugwiderstandes (zusätzliche Sicherheit) gilt die fahrdynamische Grundgleichung in folgender Form:

$$0 = -m\ddot{\xi} - F_B \quad (7.26)$$

$$F_{B,\text{erf}} = -m\ddot{\xi} \quad (7.27)$$

Die erforderliche Bremskraft wird in diesem Beispiel für das beladene Fahrzeug berechnet. Der fahrdynamische Massenfaktor muss entsprechend angepasst werden:

$$\xi_{\text{bel}} = 1 + (\xi_{\text{leer}} - 1) \cdot \frac{m_{\text{leer}}}{m_{\text{bel}}} = 1 + (1,08 - 1) \cdot \frac{16,5 \text{ t}}{40,0 \text{ t}} = 1,033 \quad (7.28)$$

Somit ergibt sich für die erforderliche mittlere Bremskraft:

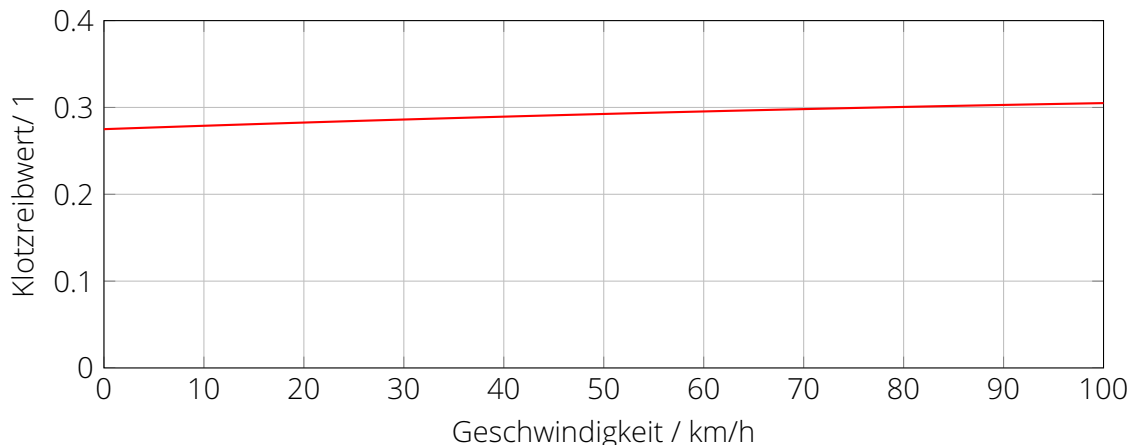
$$F_{B,\text{erf}} = -40 \text{ t} \cdot 0,672 \text{ m/s}^2 \cdot 1,033 = -27,8 \text{ kN} \approx 28 \text{ kN} \quad (7.29)$$

Bestimmung der erforderlichen Klotzkräfte

Es handelt sich um ein klotzgebremstes Fahrzeug, weshalb die erforderliche Klotzkraft ein zentrales Auslegungskriterium ist. Es gilt folgender Zusammenhang:

$$F_{B,\text{erf}} = \sum F_{K,\text{erf}} \cdot \mu_K \quad (7.30)$$

Um von der erforderlichen Bremskraft auf die erforderliche Summe der Klotzkräfte schließen zu können, muss das Niveau des Reibwertes μ_K zwischen Klotz und Rad bekannt sein. Der Wagen soll mit Verbundstoffsohlen mit hohem Reibwertniveau (K-Sohlen) ausgerüstet werden. Für den anzusetzenden Gleitreibwert der Sohlen soll auf den in der folgenden Abbildung dargestellten Verlauf über der Geschwindigkeit zurückgegriffen werden.



Es ist zu beachten, dass der dargestellte Reibwertverlauf laut Datenblatt nur für eine Flächenpressung (in der Reibfläche) zwischen 20 und 90 N/cm² gilt. Die effektive Reibfläche der Bremssohlen A_K beträgt im betrachteten Fall 294 cm² je Sohle. Für acht Sohlen ergibt sich ein Klotzkraftintervall von 47 - 212 kN, für das die gezeigte Reibwertkurve verwendet werden kann.

Mit einem mittleren Reibwert von $\mu_K \approx 0,29$ (siehe Reibwertverlauf) ergibt sich für die Summe der Bremsklotzkräfte:

$$\sum F_{K,\text{erf}} = \frac{F_{B,\text{erf}}}{\mu_K} = \frac{28 \text{ kN}}{0,29} = 97 \text{ kN} \quad (7.31)$$

Die errechneten erforderlichen Klotzkräfte befinden sich innerhalb des oben genannten zulässigen Intervalls der Klotzkräfte, sodass die Gültigkeitsbedingung zur Anwendung der oben gezeigten Reibwertkurve erfüllt ist.

Ermittlung der erforderlichen Bremsgestängeübersetzung

Der betrachtete Güterwagen verfügt über ein Mittenbremsgestänge mit zentralem Bremszylinder, wie in Abbildung 7.28 gezeigt. Üblicherweise beträgt das Übersetzungsverhältnis der Radsatzbremshebel 1 ($q_1 = q_2$ - siehe Abbildung 7.29). Das Gesamtübersetzungsverhältnis des Bremsgestänges ist somit nur noch von der Hebelteilung von Zylinder- bzw. Festpunkthebel abhängig. Gemäß Abbildung 7.29 ergibt sich somit für die Gesamtübersetzung des Bremsgestänges i_{ges} :

$$i_{\text{ges}} = 4 \frac{k}{l} \quad (7.32)$$

Der Zusammenhang von Bremszylinderkraft, Hebelübersetzung und den Klotzkräften kann durch die folgende Gleichung ausgedrückt werden:

$$\sum F_K = (F_C \cdot i_{\text{ges}} - F_F \cdot i_F - F_{GS} \cdot i_{GS}) \eta_{\text{dyn}} \quad (7.33)$$

Überblicherweise ist heute die Gestängerückzugsfeder in den Bremszylinder integriert, sodass gilt: $i_F = i_{\text{ges}}$. Zudem ist das Übersetzungsverhältnis nach dem Bremsgestängesteller i_{GS} bei Standard-Bremsgestängen gleich 4. Somit vereinfacht sich Gleichung 7.33 zu:

$$\sum F_K = [(F_C - F_F) i_{\text{ges}} - 4F_{GS}] \eta_{\text{dyn}} \quad (7.34)$$

Die Bremszylinderkraft hängt von der Baugröße des Bremszylinders (Nenndurchmesser) d_C und dem Bremszylinderdruck p_C ab, der bei UIC-Bremsen auf maximal 3,8 bar festgelegt ist:

$$F_C = p_C \cdot A_C = p_C \cdot \frac{\pi}{4} d_C^2 \quad (7.35)$$

Unter Berücksichtigung der Gleichungen 7.32 und 7.35 ergibt sich somit für die Berechnung der Kolbenkräfte folgender Zusammenhang:

$$\sum F_K = \left[\underbrace{\left(p_C \cdot \frac{\pi}{4} d_C^2 - F_F \right)}_{=F_{C,\text{eff}}} \cdot 4 \frac{k}{l} - 4F_{GS} \right] \eta_{\text{dyn}} \quad (7.36)$$

Die Gegenkraft des Bremsgestängestellers F_{GS} ist standardmäßig auf 2000 N festgelegt und die Gegenkraft der Gestängerückzugsfeder F_F ist abhängig von der gewählten Bremszylindergröße. Somit bleiben als Freiheitsgrad bei der Auslegung der Klotzbremse einerseits die Bremszylindergröße (repräsentiert durch den Nenndurchmesser d_C) sowie das Verhältnis der Hebelmaße k und l , wobei aus Gründen der Standardisierung eine Gesamtlänge von $k+l=700$ mm festgelegt wurde (Güterwagen mit 4 Radsätzen und zentralem Bremszylinder: $k+l=840$ mm).

Die Größe der Bremszylinder ist ebenfalls standardisiert. Tabelle 7.4 enthält die wichtigsten Daten der Bremszylinder-Bauart BG. Mit Kenntnis der verschiedenen effektiven Bremszylinderkräfte lässt sich die Gleichung 7.36 wie folgt nach dem Übersetzungsverhältnis k/l umstellen:

$$\frac{k}{l} = \frac{\frac{\sum F_K}{\eta_{\text{dyn}}} + 4F_{GS}}{4F_{C,\text{eff}}} \quad (7.37)$$

Tabelle 7.4: Technische Daten der Bremszylinder Bauart BG

d_C in Zoll	d_C in mm	A_C in cm ²	F_C in N bei $p_C=3,8$ bar	F_F in N	$F_{C,eff}$ in N
6	150	176,7	6715	600	6115
8	203	323,7	12301	750	11551
10	255	510,7	19407	1400	18007
11	280	615,8	23400	1400	22000
12	300	706,9	26862	1400	25462
14	355	989,9	37616	1600	36016
16	406	1294,6	49195	1600	47595

Unter der Annahme eines dynamischen Gestängewirkungsgrades η_{dyn} von 0,83 ergeben sich für die drei kleinsten in Tabelle 7.4 aufgeführten Bremszylinder jeweils die folgenden Übersetzungsverhältnisse:

- 6-Zoll-Bremszylinder:

$$\frac{k}{l} = \frac{\frac{97 \text{ kN}}{0,83} + 8,0 \text{ kN}}{4 \cdot 6,115 \text{ kN}} = 5,105 \quad (7.38)$$

- 8-Zoll-Bremszylinder:

$$\frac{k}{l} = \frac{\frac{97 \text{ kN}}{0,83} + 8,0 \text{ kN}}{4 \cdot 11,551 \text{ kN}} = 2,703 \quad (7.39)$$

- 10-Zoll-Bremszylinder:

$$\frac{k}{l} = \frac{\frac{97 \text{ kN}}{0,83} + 8,0 \text{ kN}}{4 \cdot 18,007 \text{ kN}} = 1,734 \quad (7.40)$$

Mit der Maßgabe, dass die Summe aus k und l für ein Fahrzeug mit zwei Radsätzen 700 mm betragen soll, ergibt sich:

$$\frac{k}{l} = \frac{700 - l}{l} \quad (7.41)$$

Folglich erhält man für die unterschiedlichen Zylindergrößen die in der Tabelle 7.5 angegebenen Hebelmaße. Für das betrachtete Beispiel wurde ein Bremszylinder mit einem Nenndurchmesser von 8 Zoll ausgewählt, sodass sich für die Gesamtübersetzung des Bremsgestänges ein Wert von 10,812 ergibt.

Tabelle 7.5: Mögliche Parameter des Bremsgestänges für das Beispielfahrzeug

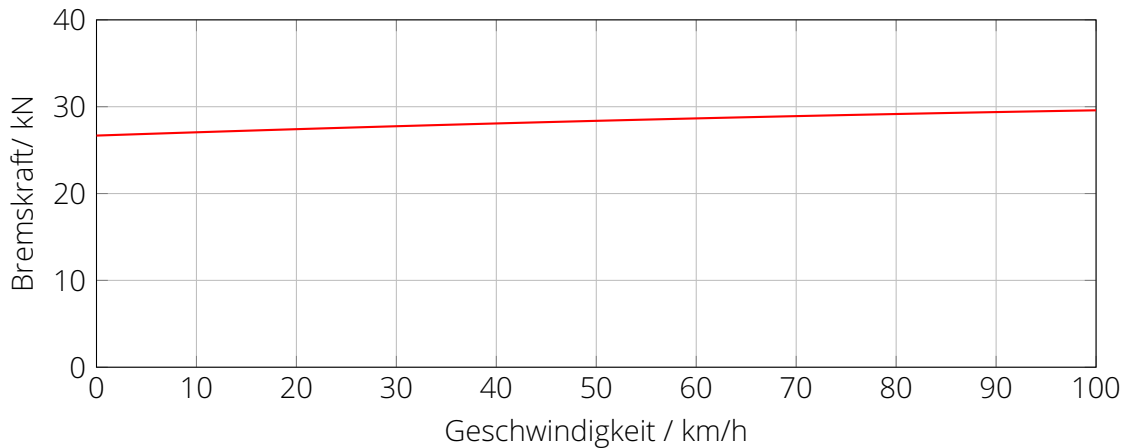
Bremszylindergröße	Maß k	Maß l	Verhältnis k/l	i_{ges}
6 Zoll	585 mm	115 mm	5,105	20,420
8 Zoll	511 mm	189 mm	2,703	10,812
10 Zoll	444 mm	256 mm	1,734	6,936

Rückrechnung

Mit den vorstehend ermittelten Werten für das Übersetzungsverhältnis des Bremsgestänges erfolgt nun die Berechnung der „tatsächlichen“ Klotz- und Bremskräfte. Für die Summe der Klotzkräfte ergibt sich:

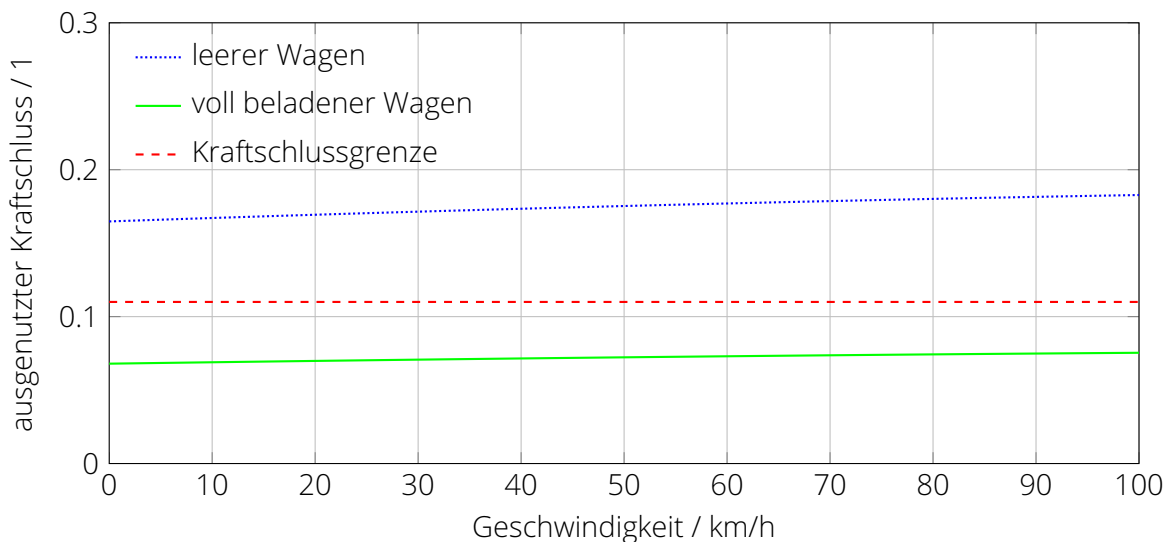
$$\sum F_K = (F_{C,eff} i_{ges} - F_{GS}) \eta_{dyn} = (11,551 \text{ kN} \cdot 10,812 - 8,0 \text{ kN}) \cdot 0,83 = 97 \text{ kN} \quad (7.42)$$

Damit ergibt sich der in der folgenden Abbildung gezeigte Bremskraftverlauf über der Geschwindigkeit:



Bevor die Bremswege in Abhängigkeit des Beladungszustandes ermittelt werden, muss noch überprüft werden, ob sich die Kraftschlussausnutzung der betrachteten Klotzbremse im zulässigen Bereich bewegt. Den ungünstigsten Fall stellt hierbei das leere Fahrzeug dar, weshalb sich die Kraftschlussausnutzung nach folgender Gleichung ergibt:

$$\tau_{eff} = \frac{F_B}{m_{leer} \cdot g} = \frac{F_B}{16,5 \text{ t} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2} \quad (7.43)$$



Es ist ersichtlich, dass für das leere Fahrzeug der für die Bremsauslegung zulässige Kraftschlussbeiwert von $\tau=0,11$ (gestrichelte rote Linie im Diagramm) deutlich überschritten wird. Das Fahrzeug müsste also mit einer geeigneten pneumatischen oder mechanischen Einrichtung zur Anpassung der Klotz-/bzw. Bremskraft an den Beladungszustand versehen werden.

Eine solche Einrichtung wird in der Fachsprache „Lastabbremung“ genannt.

Die Bestimmung der Wagenmasse, ab der eine Anpassung der Bremskräfte erfolgen muss, ist mit Hilfe der Rechengröße „Abbremsung“ κ möglich. Diese ist definiert als das Verhältnis von ausnutzbarem Kraftschlussbeiwert und Klotzreibwert, sowie als das Verhältnis der Summe der Klotzkräfte zur Gewichtskraft des Fahrzeuges:

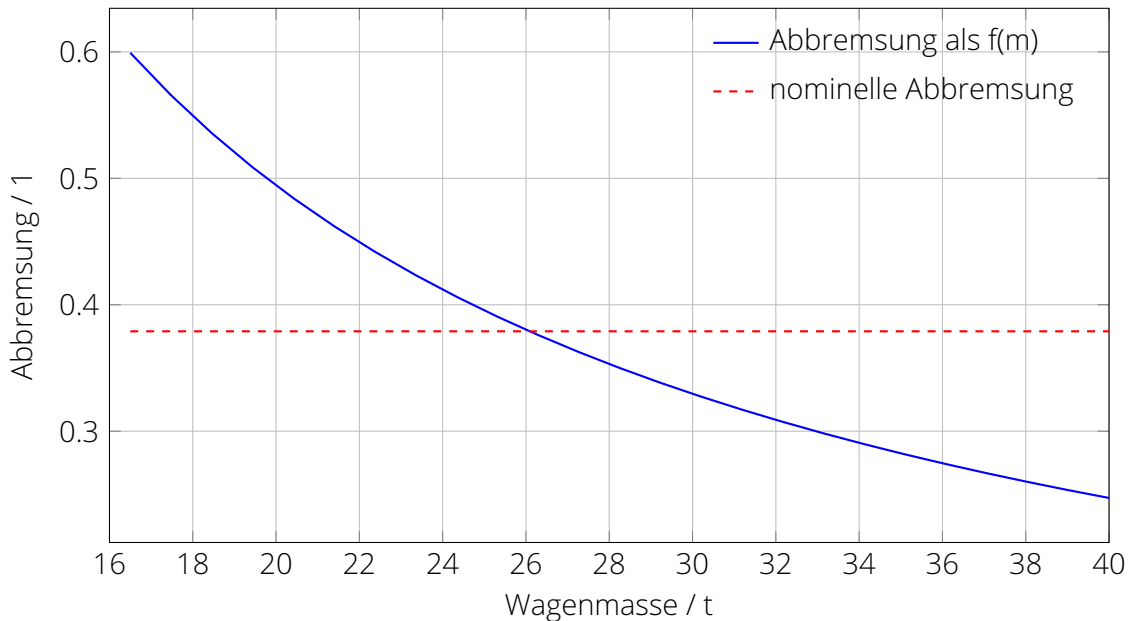
$$\kappa = \frac{\tau}{\mu_K} = \frac{\sum F_K}{mg} \quad (7.44)$$

Für einen mittleren Reibwert μ_K von 0,29 sowie einen ausnutzbaren Kraftschlussbeiwert τ von 0,11 ergibt sich die Abbremsung zu $\kappa=0,379$.

Setzt man diesen Wert in Gleichung 7.44 ein und stellt nach der Masse um, erhält man die „kritische“ Wagenmasse, ab der potentiell ein „Überbremsen“ auftritt und somit tendenziell mit der Blockierung der Radsätze und der entsprechenden Bildung von Flachstellen zu rechnen ist:

$$m_{\text{krit}} = \frac{\sum F_K}{\kappa g} = \frac{97 \text{ kN}}{0,379 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2} = 26,1 \text{ t} \approx 26 \text{ t} \quad (7.45)$$

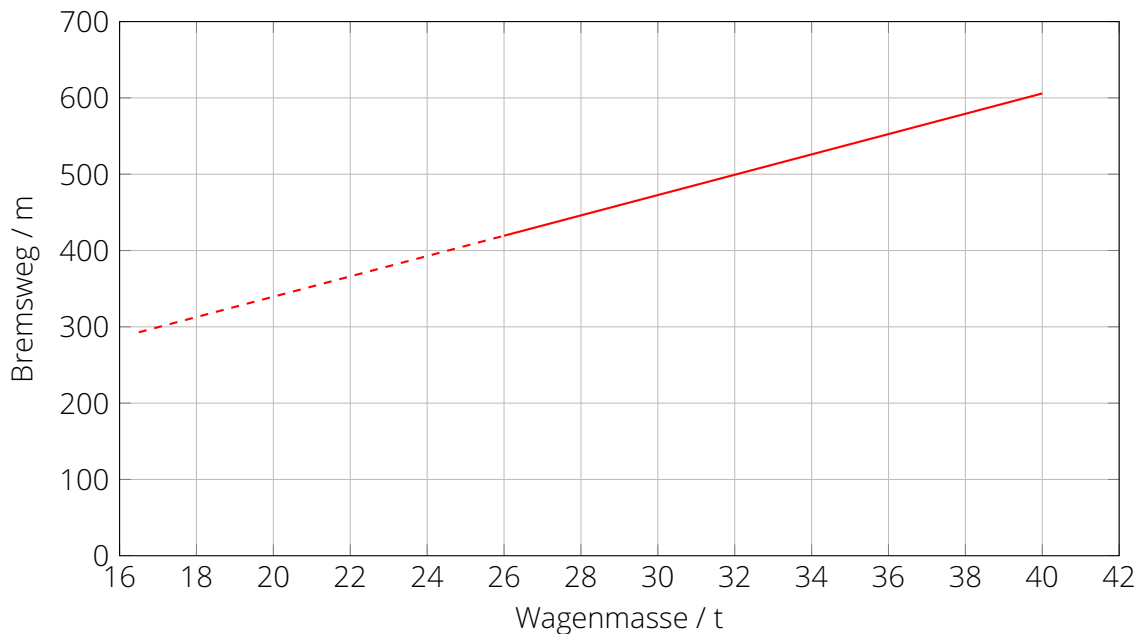
Die folgende Abbildung illustriert den Sachverhalt der Abbremsung und ihre Abhängigkeit von der Wagenmasse noch einmal.



Bremswegberechnung

Mit der vorstehend ausgelegten Klotzbremskonfiguration können nun die Bremswege ermittelt werden. Dazu wird in den relevanten Vorschriftenwerken (DIN EN 14531-1:2016 sowie UIC 544-1) das Zeitschrittverfahren empfohlen.

Die Berechnung der Bremswege liefert 606 m für den beladenen Wagen und für das zur Hälfte beladene Fahrzeug ca. 446 m. Der Bremsweg für das leere Fahrzeug bzw. für Fahrzeuggewichte unterhalb von 26 t lassen sich ohne die Anpassung der Bremskräfte mittels einer Lastabbremung nur hypothetisch für das überbremste Fahrzeug angeben ($s_{B,\text{min}} \approx 293 \text{ m}$). Sie sind im Sinne der Vorschriftenwerke nicht gültig und werden deshalb in dem nachfolgenden Diagramm nur als gestrichelte Linie dargestellt.



Auslegung einer kontinuierlichen Lastabbremung

Um ein Überbremsen des Wagens im Leerzustand und bei geringen Zuladungen zu vermeiden und gleichzeitig das Bremsverhalten vom Beladungszustand unabhängig zu machen, kann es nun interessant sein, die Klotzkräfte dem Beladungszustand anzupassen. Dies kann beispielsweise über eine stufenlose pneumatische Lastabbremung erfolgen, die zum Ziel hat, die Abbremsung über der Wagenmasse konstant zu halten.

Ausgehend von der Abbremsung des voll beladenen Fahrzeuges (bei der - siehe oben - die Anforderung hinsichtlich des einzuhaltenden Bremsweges erfüllt wird) ergibt sich mit Gleichung 7.15:

$$\kappa = \frac{\sum F_K}{mg} = \frac{97 \text{ kN}}{9,81 \text{ m/s}^2 \cdot 40 \text{ t}} = 0,247 \quad (7.46)$$

Nach der genannten Gleichung 7.15 gilt weiterhin:

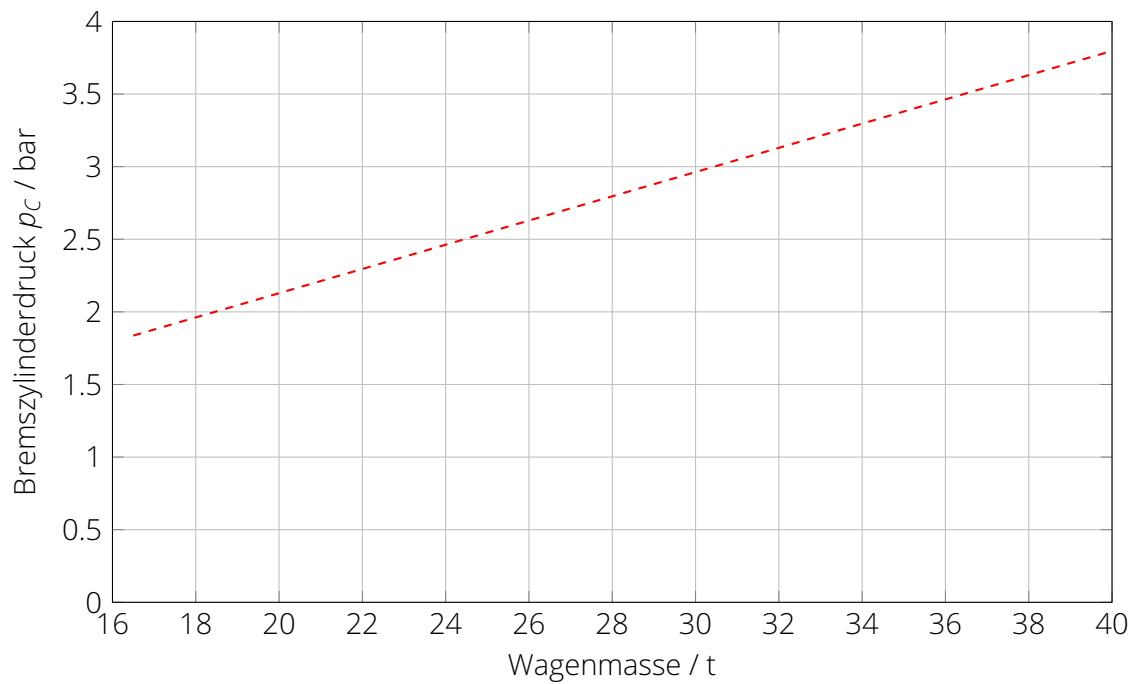
$$\sum F_K = \kappa mg = 0,247 \cdot 9,81 \cdot m = 2,423 \cdot m \quad (7.47)$$

Mit Gleichung 7.36 ergibt sich nun für den Bremszylinderdruck folgender Zusammenhang:

$$p_C = \frac{\left(\frac{\sum F_K}{\eta_{\text{dyn}}} + 4F_{GS} \right) \cdot \frac{1}{l_{\text{ges}}} + F_F}{\frac{\pi}{4} \cdot d_C^2} \quad (7.48)$$

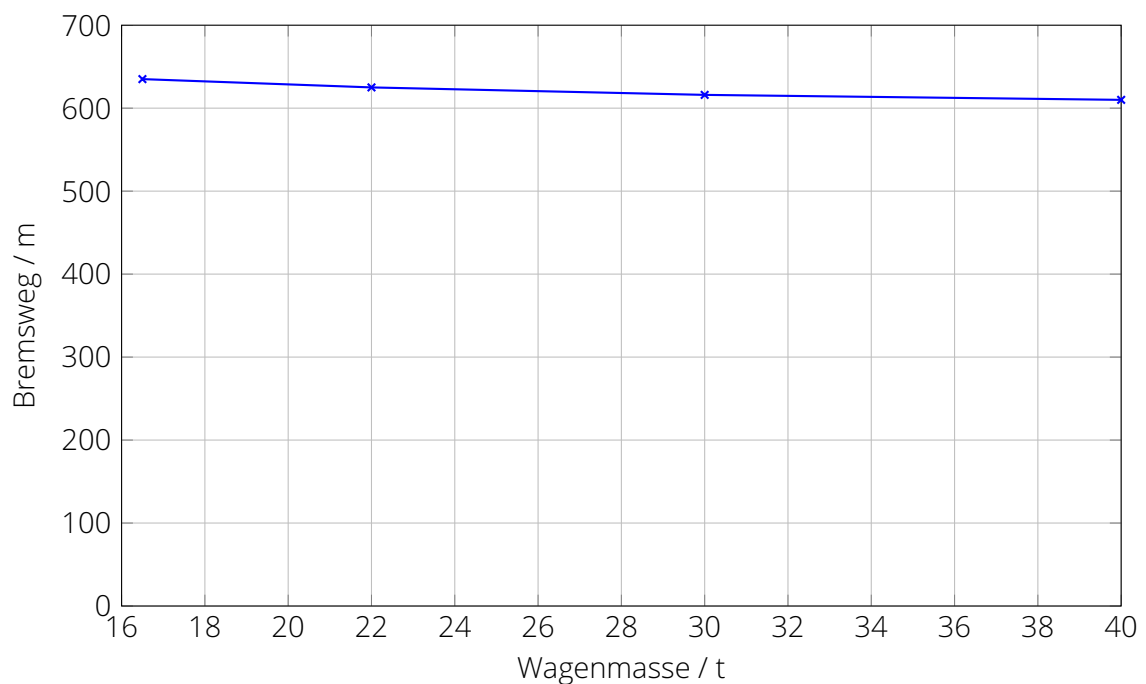
Werden in vorstehende Gleichung alle durch die bisher durchgeführte Bremsauslegung festgelegten Werte eingesetzt, ergibt sich folgender Zusammenhang:

$$p_C = \frac{\left(\frac{2,423 \cdot m}{0,83} + 8 \right) \cdot \frac{1}{10,812} + 0,75 \text{ kN}}{\frac{\pi}{4} \cdot 0,203^2 \text{ m}^2} = \frac{(2,919 \cdot m + 8) \cdot \frac{1}{10,812} + 0,75 \text{ kN}}{0,032365 \text{ m}^2} \quad (7.49)$$



Durch eine kontinuierliche, lastabhängige Anpassung des Bremszylinderdruckes in den Grenzen von 3,8 bar (Wagenmasse=40t) und 1,8 bar (Wagenmasse=16,5t) kann also das Bremsvermögen des Wagens über der Zuladung annähernd konstant gehalten werden. Die folgende Tabelle sowie die dazugehörige Abbildung verdeutlichen dies.

Wagenmasse	16,5 t	22 t	30 t	40 t
Massenfaktor	1,080	1,060	1,044	1,033
Bremszylinderdruck	1,84 bar	2,30 bar	2,96 bar	3,80 bar
Klotzkraft	40 kN	53 kN	73 kN	97 kN



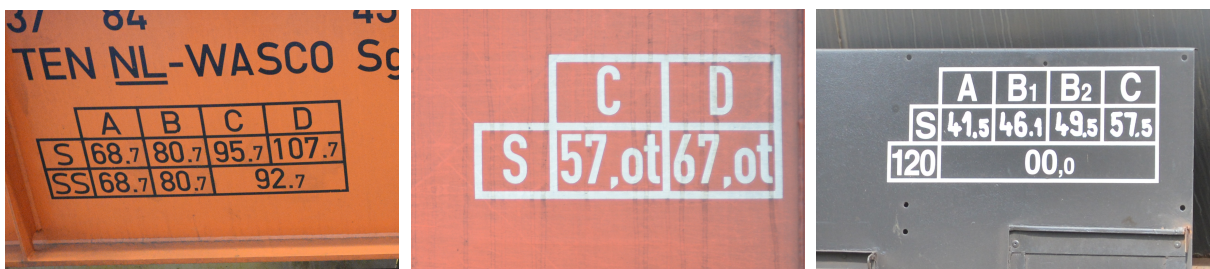
8 Bremsauslegung

8.1 Grundsätze

Bei der Auslegung von Güterzugwagen spielen die angestrebte bremstechnische Höchstgeschwindigkeit sowie die gewünschte Zuladung (Masse) eine wichtige Rolle. Die Fahrzeuge werden deshalb in bremstechnische Klassen eingeteilt, die wie folgt definiert sind:

- S1-Wagen: Wagen mit maximal 22,5 t je Radsatz, die einen mechanischen Lastwechsel „leer/beladen“ aufweisen,
- S2-Wagen: Wagen mit maximal 22,5 t je Radsatz, die über ein regelbares Lastbremsventil verfügen,
- SS-Wagen: Wagen mit maximal 22,5 t je Radsatz, die mit bis zu 120 km/h verkehren und über ein regelbares Lastbremsventil verfügen.

Einen Anhaltspunkt dafür, um welche bremstechnische Fahrzeugkategorie es sich bei einem ausgeführten Güterwagen handelt, liefert das Lastgrenzraster (siehe 8.1). In diesem ist die maximale Zuladung eines Güterwagens in Abhängigkeit der → Streckenklasse und der bremstechnisch zulässigen Geschwindigkeit angegeben. Moderne Güterwagen sind grundsätzlich für 100 bis 120 km/h Höchstgeschwindigkeit ausgelegt. Es lassen sich jedoch noch Altbaufahrzeuge finden, deren maximale Geschwindigkeit auf 80 oder 90 km/h beschränkt ist.



(a) Lastgrenzraster eines SS-fähigen Wagens (120 km/h in beladenem Zustand) $v_{max}=100$ km/h
 (b) Lastgrenzraster eines Wagens mit $v_{max}=100$ km/h
 (c) Lastgrenzraster eines Wagens, der nur unbeladen 120 km/h fahren darf

Abbildung 8.1: Beispiele für Lastgrenzraster ausgeführter Fahrzeuge

Für Güterwagen gilt die Technische Spezifikation für die Interoperabilität des Teilsystems „Fahrzeuge - Güterwagen“ (TSI WAG) als wichtigste übergeordnete Norm. Diese enthält Anforderun-

gen an das Mindestbremsvermögen von Güterwagen, die auszugsweise in Tabelle 8.1 wiedergegeben werden.

Im Rahmen einer Bremsauslegung müssen nach DIN EN 14198 folgende Massen eines Güterwagens Berücksichtigung finden:

- die Eigenmasse des Wagens (leeres Fahrzeug),
- die Wagenmasse, bei der die Umstellung von „leer“ zu „beladen“ im Falle des Vorhandenseins einer zweistufigen Lastumschaltung vorgenommen wird,
- die Masse, bei der das maximale Bremsgewicht erreicht wird, im Falle dass der Wagen über eine automatische Lastabbremung verfügt,
- die Auslegungsmasse bei normaler Zuladung (gemäß DIN 15663, die „normale Zuladung“ entspricht bei Güterwagen der maximalen vorgesehenen Zuladung).

Die rechnerische Bremsauslegung von Güterwagen muss in der Regel durch Bremsversuche bestätigt werden. Eine Ausnahme bilden Güterwagen mit Grauguss-P10- oder LL-Sohlen, für die eine Bremsauslegung auf empirischer Basis möglich ist (siehe Infokasten auf Seite 148).

Fahrzeuge mit K-Sohlen müssen generell auf physikalischer Basis ausgelegt werden.

Sowohl Bremszylinder als auch Mitten- und Radsatzbremsgestänge sind im Bereich der UIC weitgehend standardisiert. Es wird zwischen Standard-Auslegungen mit zweistufiger *mechanischer* Lastwechseinrichtung und solchen mit zweistufigem *pneumatischem* Lastwechsel unterschieden (siehe Tabelle 8.2). Die dort angegebenen Werte beziehen sich auf Standardbremsgestänge mit Mittenbremszylinder. Sollte eine radsatz- oder drehgestellselektive Abbremsung benötigt werden, ist es (außer bei Fahrzeugen mit 4 Radsätzen und 120 km/h Höchstgeschwindigkeit) erfahrungsgemäß praktikabel, einen 16“-Zylinder durch zwei 12“-Zylinder zu ersetzen.

Tabelle 8.1: Anforderungen gemäß TSI WAG an das Bremsvermögen von Güterwagen

Güterwagen der Klasse S1			
	unbeladen	teilbeladen	beladen
minimaler Bremsweg	390 m	390 m	480 m
maximaler Bremsweg	700 m	810 m	700 m
zulässige Bremsleistung	$\lambda=65\% \dots 125\%$	$\lambda=55\% \dots 125\%$	$\lambda=65\% \dots 100\%$
Güterwagen der Klasse S2			
	unbeladen	teilbeladen	beladen
minimaler Bremsweg	390 m		480 m
maximaler Bremsweg	480 m		700 m
zulässige Bremsleistung	$\lambda=100\% \dots 125\%$		$\lambda=65\% \dots 100\%$
Güterwagen der Klasse SS			
	unbeladen	teilbeladen	beladen
minimaler Bremsweg	580 m		
maximaler Bremsweg	700 m		700 m
zulässige Bremsleistung	$\lambda=100\% \dots 125\%$		$\lambda=100\%$

Tabelle 8.2: Standardauslegungen für Güterwagen mit Grauguss-P10- oder LL-Sohlen

Anzahl Radsätze	Eigenmasse t	Gesamtmasse t	Gesamtübersetzung		Bremszylinderdruck		Nenngröße Bremszylinder Zoll
			leer	beladen	leer bar	beladen bar	
zweistufiger mechanischer Lastwechsel							
2	11,0...12,9	40	4,00	11,14	3,80	3,80	12
	13,0...14,9		4,48	11,14			
	15,0...16,9		5,33	11,14			
4	20,0...23,9	80	4,11	11,76	3,80	3,80	16
	24,0...26,9		4,56	11,76			
	27,0...31,9		5,31	11,76			
zweistufiger pneumatischer Lastwechsel							
2	11,0...12,9	40	11,14	11,14	1,50	3,80	12
	13,0...14,9				1,75	3,80	
	15,0...16,9				1,90	3,80	
2	11,5...13,9	45	11,91	11,91	1,50	3,80	12
	14,0...16,9				1,75	3,80	
	17,0...19,0				2,10	3,80	
4	20,0...23,9	80	11,76		1,30	3,80	16
	24,0...26,9				1,50	3,80	
	27,0...32,0				1,75	3,80	
4	20,0...24,9	90	12,68		1,30	3,80	16
	25,0...29,9				1,50	3,80	
	30,0...34,0				1,75	3,80	

8.2 Bremsauslegung auf empirischer Basis

Die Vorgehensweise bei der Bremsauslegung von Güterwagen, die den Kriterien in der Infobox entsprechen, ist in der UIC 544-1 sowie der DIN EN 16834 beschrieben. An genannten Stellen wird Gleichung 8.1 aufgeführt, die einen direkten Bezug zwischen der Summe der Bremsklotzkräfte und dem Bremsgewicht herstellt¹.

$$B = \frac{k \cdot \sum F_K}{g} \quad (8.1)$$

Der empirische Bremsbewertungsfaktor k in Gleichung 8.1 ist eine Funktion der Anpresskraft pro Klotz und außerdem von der Bauart der Bremsklötze (B_g oder B_{gu}) abhängig. Er wird mit Hilfe folgender Gleichungen beschrieben:

$$k_{B_g} = -5,36 \cdot 10^{-6} \cdot F_K^3 + 7,80 \cdot 10^{-4} \cdot F_K^2 - 5,38 \cdot 10^{-2} \cdot F_K + 2,145 \quad (8.2)$$

$$k_{B_{gu}} = -6,04 \cdot 10^{-6} \cdot F_K^3 + 8,32 \cdot 10^{-4} \cdot F_K^2 - 5,14 \cdot 10^{-2} \cdot F_K + 2,137. \quad (8.3)$$

Beide Gleichungen sind in Abbildung 8.2 auch noch einmal graphisch dargestellt.

Fahrzeuge, deren Bremsvermögen nicht durch Versuche nachgewiesen werden muss

Nach DIN EN 16834 und UIC 544-1 genügt der rechnerische Nachweis des Bremsvermögens von Güterwagen, wenn alle der folgenden Randbedingungen erfüllt sind.

- Die Höchstgeschwindigkeit der Fahrzeuge ist nicht größer als 120 km/h.
- Die maximale Radsatzlast ist kleiner oder gleich 22,5 t.
- Die Räder werden beidseitig abgebremst.
- Die Räder weisen einen Nenndurchmesser zwischen 920 und 1000 mm auf.
- Die verwendeten Bremssohlen müssen entweder Grauguss-Sohlen der Sorte P10 oder zertifizierte Verbundstoffsohlen vom Typ LL sein.
- Die Bremsklötze müssen vom Typ B_g (geteilt) oder B_{gu} (geteilt und unterteilt) sein.
- Die Anpresskraft muss im Falle von P10-Sohlen zwischen 5 und 40 kN (B_g) bzw. 5 bis 55 kN (B_{gu}) liegen.
- Die Anpresskraft muss im Falle von LL-Sohlen den Bedingungen in der → UIC-Liste der zugelassenen Bremssohlen für den internationalen Transport entsprechen.

Beispiel

Am Beispiel eines Güterwagens mit 4 Radsätzen und LL-Sohlen soll der Ablauf der Bremsauslegung auf empirischer Basis demonstriert werden. Folgende Randbedingungen sind gegeben:

- Eigenmasse des Wagens: 24 t

¹Die Notation der physikalischen Größen weicht in den genannten Normen von der Notation in diesem Skript ab. Die Bezeichnungen wurden den Konventionen in diesem Skript angepasst

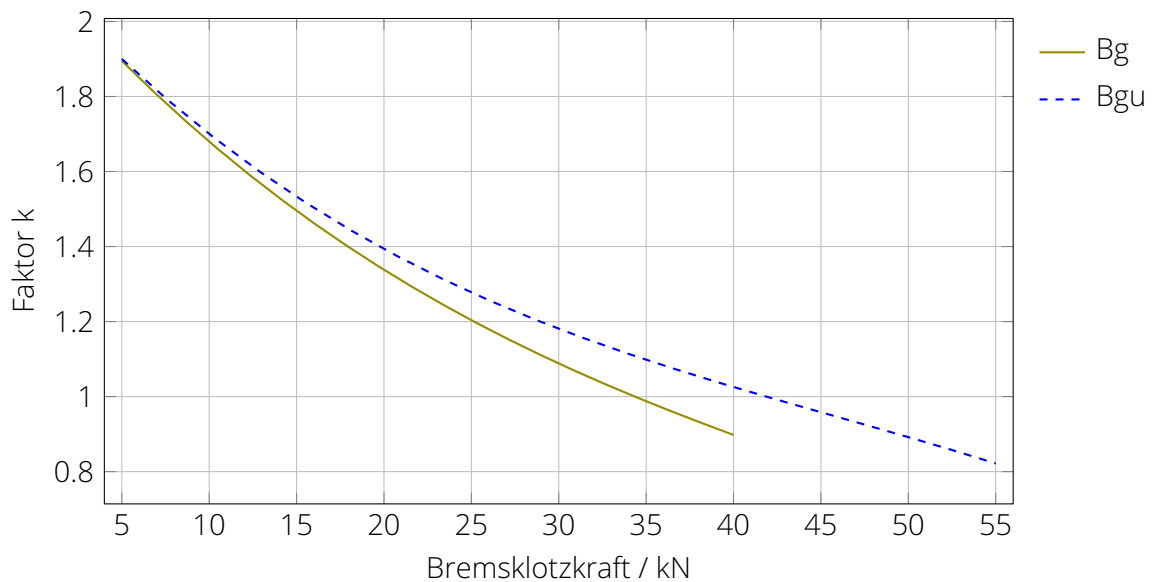


Abbildung 8.2: Bremsbewertungsfaktoren („k-Kurven“) für die Bremsauslegung auf empirischer Basis

- Gesamtmasse des Wagens bei voller Beladung: 80 t
- bremstechnische Höchstgeschwindigkeit im beladenen Zustand: 100 km/h
- mechanischer Lastwechsel „leer/beladen“
- Bremsklotztyp: Bg
- Radsatznenndurchmesser: 960 mm

Es soll geprüft werden, ob der Wagen mit einer UIC-Standardauslegung die Bedingungen hinsichtlich der einzuhaltenden Bremsleistung erfüllt.

Gemäß Tabelle 8.2 käme für das Fahrzeug folgende Bremsausrüstung infrage:

- Bremszylindergröße: 16“
- Gesamtübersetzung des Bremsgestänges in der Stellung „leer“: 4,56
- Gesamtübersetzung des Bremsgestänges in der Stellung „beladen“: 11,76
- Bremszylinderdruck: 3,8 bar

Es handelt sich um einen „S1-Wagen“, dessen Bremsleistung zwischen 65 und 125 % im leeren Zustand sowie 65 und 100 % im beladenen Zustand bewegen müssen.

Zunächst ist unter Rückgriff auf Gleichung 7.21 die Klotzkraft zu bestimmen, wobei davon ausgegangen wird, dass die Bremsgestängerückstellfeder in den Bremszylinder integriert ist. Die effektive Bremszylinderkraft eines 16“-Standardbremszylinders beträgt bei 3,8 bar:

$$F_{C,\text{eff}} = 10 \cdot p_C \cdot A_C - F_F = 10 \cdot 3,8 \text{ bar} \cdot 1295 \text{ cm}^2 - 1600 \text{ N} = 47,6 \text{ kN}.$$

Die Klotzkraft je Klotz (8 Räder mit 2 Bremsklötzen = 16 Bremsklötze) für das leere Fahrzeug ergibt sich zu:

$$F_K = \frac{1}{16} \cdot (F_{C,\text{eff}} i_{\text{ges}} - F_{GS} i_{GS}) \eta_{\text{dyn}} = \frac{1}{16} \cdot (47,6 \text{ kN} \cdot 4,56 - 2,0 \cdot 8) \cdot 0,83 = 10,4 \text{ kN}.$$

8 Bremsauslegung

Die Klotzkraft je Klotz für das beladene Fahrzeug ergibt sich zu:

$$F_K = \frac{1}{16} \cdot (F_{C,effiGes} - F_{GsiGS}) \eta_{dyn} = \frac{1}{16} \cdot (47,6 \text{ kN} \cdot 11,76 - 2,0 \cdot 8) \cdot 0,83 = 34,0 \text{ kN}.$$

Somit können die Bremsbewertungsfaktoren für beide Zustände ermittelt werden:

$$k_{Bg,leer} = -5,36 \cdot 10^{-6} \cdot 10,4^3 + 7,80 \cdot 10^{-4} \cdot 10,4^2 - 5,38 \cdot 10^{-2} \cdot 10,4 + 2,145 = 1,6638$$

$$k_{Bg,beladen} = -5,36 \cdot 10^{-6} \cdot 34,0^3 + 7,80 \cdot 10^{-4} \cdot 34,0^2 - 5,38 \cdot 10^{-2} \cdot 34,0 + 2,145 = 1,0068.$$

Damit lassen sich die Bremsgewichte unmittelbar mit Hilfe von Gleichung 8.1 bestimmen:

$$B_{leer} = \frac{k_{Bg,leer} \cdot \sum F_K}{g} = \frac{1,6638 \cdot 16 \cdot 10,4}{9,81} = 28 \text{ t}$$

$$B_{beladen} = \frac{k_{Bg,beladen} \cdot \sum F_K}{g} = \frac{1,0068 \cdot 16 \cdot 34}{9,81} = 56 \text{ t}$$

Mit Hilfe der bekannten Beziehung von Brems Hundertstel und Bremsgewicht (siehe S. 87) lassen sich Erstgenannte leicht bestimmen:

$$\lambda_{leer} = \frac{B_{leer}}{m_{leer}} \cdot 100 \% = \frac{28 \text{ t}}{24 \text{ t}} = 117 \%$$

$$\lambda_{beladen} = \frac{B_{beladen}}{m_{beladen}} \cdot 100 \% = \frac{56 \text{ t}}{80 \text{ t}} = 70 \%$$

Die Brems Hundertstel liegen in dem jeweils zulässigen Bereich, nun muss nur noch die Wagenmasse ermittelt werden, bei der die Umschaltung des Bremsgestänges von „leer“ auf „beladen“ erfolgt. Gemäß geltender Vorschriften (vgl. Tabelle 8.1), darf das Bremsvermögen im teilbeladenen Zustand maximal auf $\lambda = 55 \%$ abfallen. Somit ergibt sich die Umstellmasse zu:

$$m_U = \frac{B_{leer}}{\lambda} = \frac{28}{0,55} = 50 \text{ t}$$

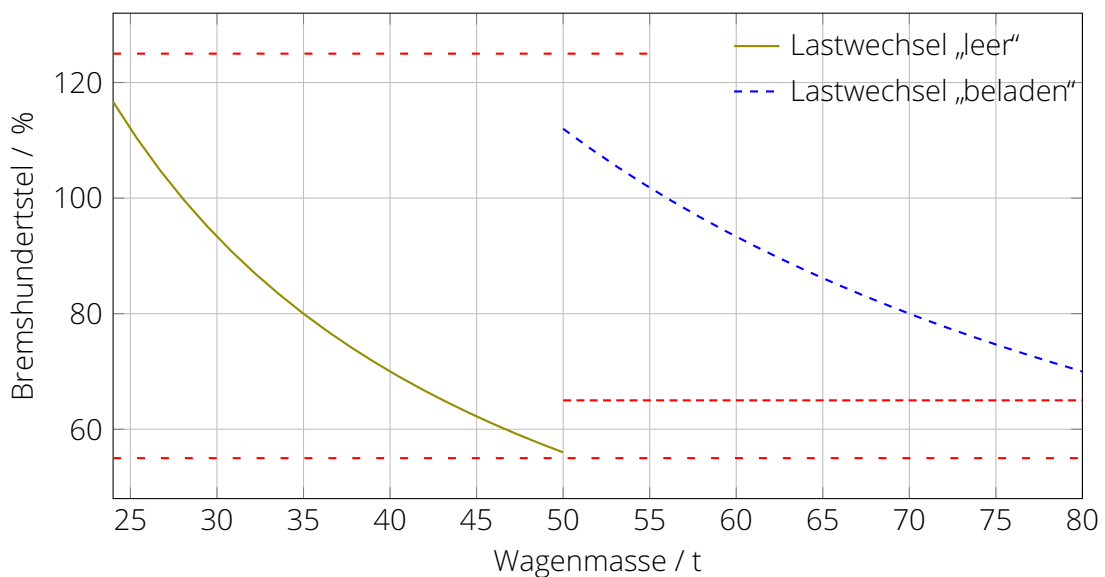


Abbildung 8.3: Bremsvermögen des Beispielfahrzeugs

Übungsaufgabe Auslegung auf empirischer Basis

Führen Sie eine Bremsauslegung für einen Güterwagen durch, von dem die im Folgenden aufgeführten Parameter bekannt sind. Nutzen Sie nach Möglichkeit eine Standardauslegung. Stellen Sie das Bremsvermögen (Bremsleistung) des Wagens über seiner Masse in einem Diagramm dar.

- Der Wagen soll für eine bremstechnische Höchstgeschwindigkeit von 100 km/h ausgelegt sein.
- Der Wagen weist 4 Radsätze auf.
- Die Eigenmasse des Wagens beträgt 30 t.
- Die maximale Wagenmasse beträgt 90 t.
- Die Ladungsverteilung kann als homogen angenommen werden.
- Der Nenndurchmesser der Räder beträgt 920 mm.
- Das Fahrzeug weist Bremsklötze der Bauart Bgu und zertifizierte LL-Sohlen auf.
- Es ist ein zweistufiger pneumatischer Lastwechsel vorzusehen.

8.3 Bremsauslegung auf physikalischer Basis

Im Falle einer Ausrüstung der Güterwagen mit K-Sohlen (das betrifft die meisten Neubaufahrzeuge) ist eine Bremsauslegung auf physikalischer Grundlage durchzuführen.

Hierbei gilt es zunächst, den über das relevante Geschwindigkeitsintervall (z.B. 0...100 km/h oder 0...120 km/h) gemittelten Bremssohlenreibwert zu ermitteln und mit Hilfe der Abbremsung κ eine erste Abschätzung der Summe der Klotzkräfte zu treffen. Davon ausgehend können Bremsgestängeübersetzung und Bremszylinder unter Berücksichtigung genormter Baugruppen ausgewählt werden.

Der Reibwertverlauf $\mu_K(v)$ kann im besten Fall durch eine Näherungsfunktion beschrieben werden, sodass sich der mittlere Bremssohlenreibwert nach folgender Gleichung ergibt:

$$\mu_{K,m} = \frac{\int_0^{v_0} \mu_K(v) v \, dv}{v_0^2} \quad (8.4)$$

Beispiel

Der Güterwagen aus dem vorherigen Abschnitt ist so auszulegen, dass K-Sohlen eingesetzt werden. Den Reibwertverlauf der K-Sohlen zeigt Abbildung 8.4. Er kann mit folgender Näherungsgleichung beschrieben werden:

$$\mu_K = -0,0005v + 0,29.$$

8 Bremsauslegung

Für den Geschwindigkeitsbereich von 0 bis 100 km/h (d.h. $v_0=$) ergibt sich gemäß Gleichung 8.4 ein mittlerer Reibwert von:

$$\begin{aligned}\mu_{K,m} &= \frac{\int_0^{100} -0,0005v + 0,29}{100} = \frac{-0,00025v^2 + 0,29v}{100} \\ &= \frac{-0,00025 \cdot 10000 + 0,29 \cdot 100}{100} = \frac{26,5}{100} \\ \mu_{K,m} &= 0,265\end{aligned}$$

Der Güterwagen soll K-Sohlen aufweisen und verfügt nicht über eine Gleitschutzausrüstung,

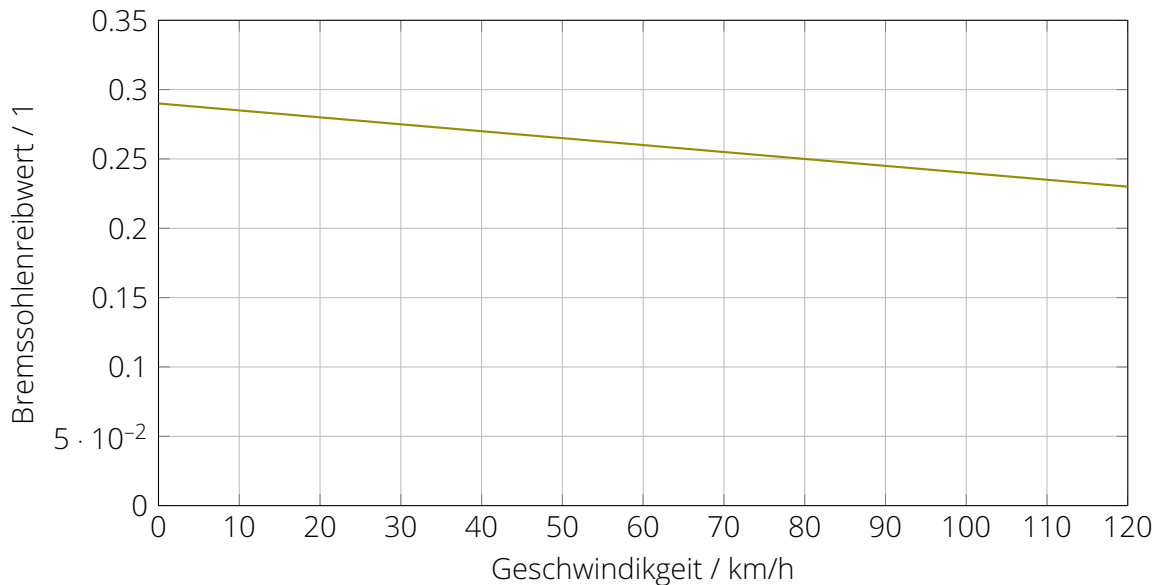


Abbildung 8.4: Beispielhafter Verlauf des Bremssohlenreibwertes über der Geschwindigkeit für eine K-Sohle

sodass die Kraftschlussausnutzung auf $\tau=0,11$ begrenzt ist. Die Abbremsung beträgt im Mittel:

$$\kappa = \frac{\tau}{\mu_{K,m}} = \frac{0,11}{0,265} = 0,415.$$

Somit lässt sich die Summe der Klotzkräfte für das beladene Fahrzeug abschätzen:

$$\sum F_K = \kappa \cdot 80 t \cdot 9,81 m/s^2 = 326 kN$$

Durch Umstellung von Gleichung 7.33 ergibt sich unter der Annahme einer in den Bremszylinder integrierten Bremsgestängerrückdruckfeder folgende Gleichung:

$$\frac{\sum F_K}{\eta_{dyn}} + F_{GS} \cdot i_{GS} = F_{C,eff} \cdot i_{ges}$$

Das Produkt aus effektiver Bremszylinderkraft und Gesamtübersetzung beträgt deshalb im Beispiel:

$$F_{C,eff} \cdot i_{ges} = \frac{326}{0,83} + 2 kN \cdot 2 = 409 kN$$

Ein 14"-Standardbremszylinder liefert eine effektive Bremszylinderkraft von 36 kN (vgl. Tabelle 7.4), sodass sich in Verbindung mit einem Standardbremsgestänge mit der Gesamtübersetzung 11,76 ein Produkt von 423 kN ergibt. Dieses liegt über 409 kN und würde deshalb wahrscheinlich zu einem Überbremsen des Wagens führen. Es wird deshalb der nächstkleinere Standard-Bremszylinder (12") gewählt, der eine effektive Kolbenkraft von 25,5 kN liefert, sodass das Produkt aus Kolbenkraft und Gesamtübersetzung den Wert 300 kN annimmt. Mit dieser Konfiguration soll nun überprüft werden, ob eine normgerechte Auslegung möglich ist. Die tatsächliche Summe der Klotzkräfte ergibt sich zu:

$$\sum F_K = (25,5 \text{ kN} \cdot 11,76 - 2,0 \text{ kN} \cdot 8) \cdot 0,83 = 235,6 \text{ kN}.$$

Eine Berechnung des Bremsweges unter Berücksichtigung einer äquivalenten Ansprechzeit von 2,1 s ergibt einen Bremsweg von ca. 586 m ($\hat{=} \lambda = 80 \% ^2$). Dieser Wert liegt im zulässigen Bereich (480...700 m).

Nun muss noch der Bremsweg für das leere Fahrzeug überprüft werden. Das Standardbremsgestänge mit mechanischem Lastwechsel weist in der Stellung „leer“ für einen Wagen mit 24 t Eigenmasse eine Gesamtübersetzung von 4,56 auf. Somit verändert sich die Summe der Klotzkräfte gegenüber dem beladenen Fahrzeug wie folgt:

$$\sum F_K = (25,5 \text{ kN} \cdot 4,56 - 2,0 \text{ kN} \cdot 8) \cdot 0,83 = 83 \text{ kN}.$$

Der ermittelte Bremsweg für das leere Fahrzeug beträgt ca. 508 m ($\hat{=} \lambda = 94 \%$) und liegt ebenfalls im zulässigen Bereich.

Die Versuche, eine sinnvolle Umstellmasse zu finden, schlagen in diesem Falle allerdings fehl. Bei einer Masse von 40 t ergibt sich in der Stellung „leer“ ein Wert von etwa 55 Brems Hundertstel. Im Falle einer Umstellung auf „beladen“ wird das Fahrzeug jedoch hoffnungslos überbremst (ca. 154 Brems Hundertstel und eine Kraftschlussausnutzung von 0,17). Es erscheint deshalb sinnvoll, einen Bremszylinder der Nenngröße 11" (effektive Kolbenkraft= 22 kN) zu wählen und mit diesem erneut zu überprüfen, ob die Forderungen der Norm erfüllt werden. Mit einem 11" Bremszylinder ergibt sich für das beladene Fahrzeug:

$$\sum F_K = (22 \text{ kN} \cdot 11,76 - 2,0 \text{ kN} \cdot 8) \cdot 0,83 = 200 \text{ kN}.$$

Für das leere Fahrzeug ergeben sich demgegenüber:

$$\sum F_K = (22 \text{ kN} \cdot 4,56 - 2,0 \text{ kN} \cdot 8) \cdot 0,83 = 68 \text{ kN}.$$

Mit dieser Konfiguration werden für das leere Fahrzeug 77 Brems Hundertstel und für das beladene Fahrzeug 68 Brems Hundertstel erzielt, das Problem der Überbremsung des teilbeladenen Fahrzeuges besteht jedoch fort. Eine weitere Reduktion der Bremszylinderkraft ist nicht zielführend, weil das beladene Fahrzeug sich mit $\lambda = 68 \%$ bereit der Grenze des zulässigen Bereiches nähert. Das Problem liegt also im zu niedrigen Klotzkraftniveau in der Stellung „leer“. Die für Grauguss- und LL-Sohlen konzipierten Standardbremsgestänge können also nicht so einfach für beliebige K-Sohlen genutzt werden.

²gemäß Bremsbewertungsdiagramm für Einzelfahrzeuge in Anhang B der DIN EN 16834

8 Bremsauslegung

Die Anpassung der Übersetzungen für die Stellungen „leer“ und „beladen“ auf 6,09 bzw. 11,32 führt in Verbindung mit einem 11"-Standardbremszylinder zu einer normgerechten Lösung, wie Abbildung 8.5 zeigt. Mit den genannten Übersetzungen ergeben sich die Klotzkräfte für die Stellungen „leer“ und „beladen“ wie folgt:

$$\sum F_K = (22 \text{ kN} \cdot 6,09 - 2,0 \text{ kN} \cdot 8) \cdot 0,83 = 98 \text{ kN} \quad \text{Stellung „leer“}$$

$$\sum F_K = (22 \text{ kN} \cdot 11,325 - 2,0 \text{ kN} \cdot 8) \cdot 0,83 = 193,5 \text{ kN} \quad \text{Stellung „beladen“}$$

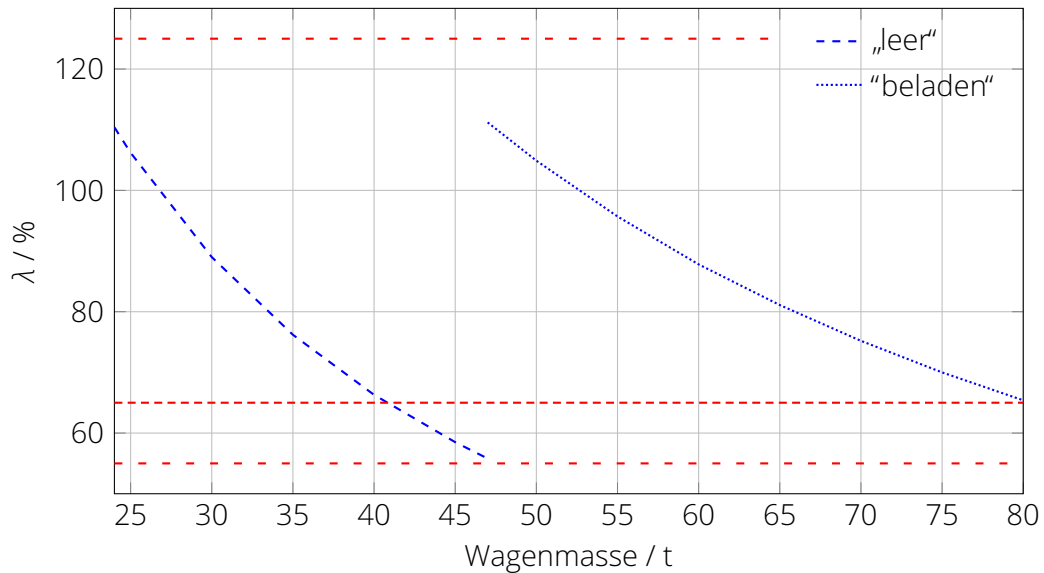


Abbildung 8.5: Mögliche Auslegung für den Beispiel-Güterwagen mit K-Sohlen gemäß Bild 8.4



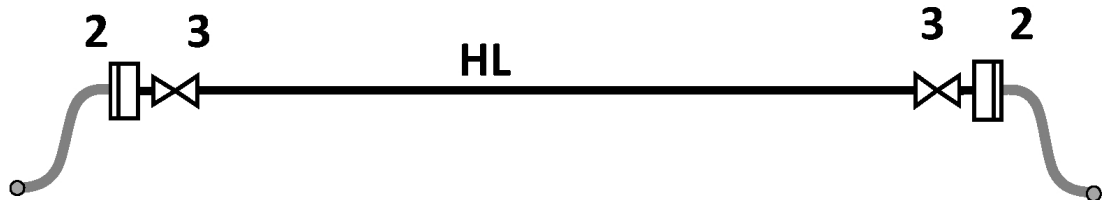
Übungsaufgabe Auslegung auf physikalischer Basis

Legen Sie die Bremsausrüstung des im Beispiel betrachteten Wagens so aus, dass eine pneumatische Lastwechseleinrichtung zum Einsatz kommt. Definieren Sie dafür die mechanische Gesamtübersetzung sowie die Bremszylinderdrücke.

9 Bremspneumatik

Die Komplexität der auf den Fahrzeugen installierten Bremspneumatik ist sehr unterschiedlich und hängt vom Funktionsumfang ab, der mit der pneumatischen Bremsausrüstung realisiert werden soll. Der pneumatisch einfachste Fall ist der im folgenden abgebildete „Leitungswagen“:

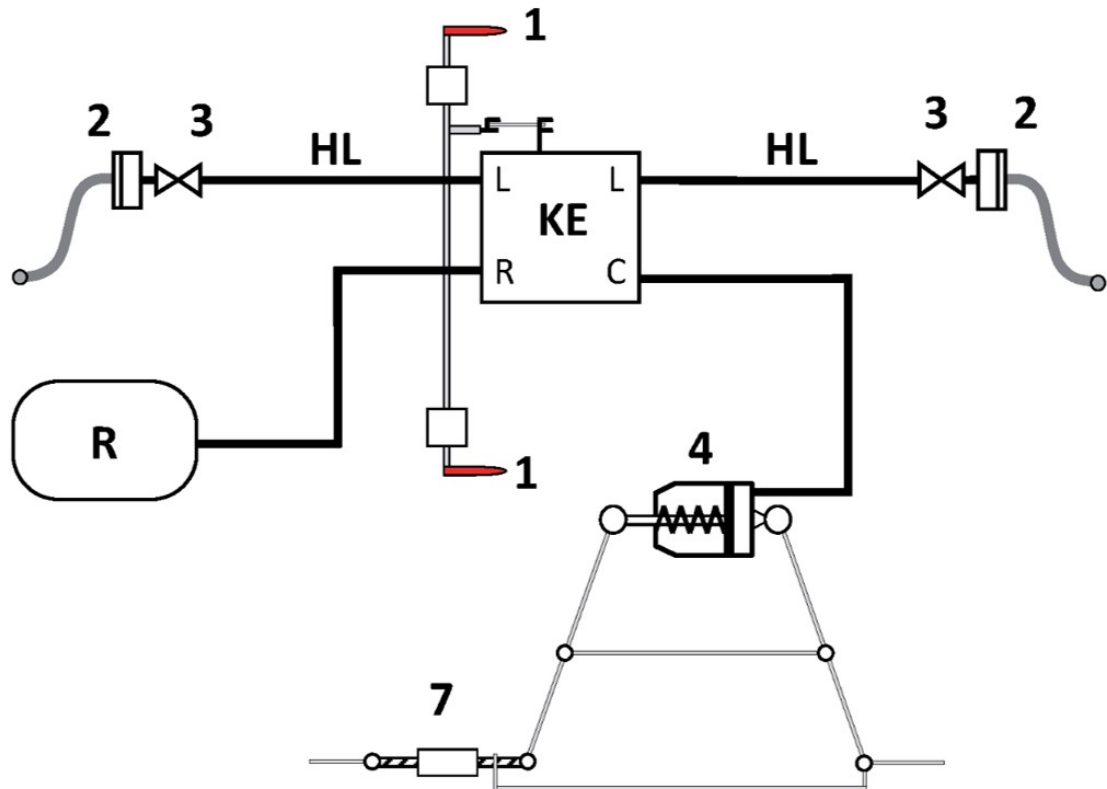
- 2 Bremskupplung
- 3 Luftabsperrhahn
- HL Hauptluftleitung



Ein solcher Wagen ist pneumatisch ungebremst und dient lediglich dazu, die Durchgängigkeit und Selbsttätigkeit der Bremse in Fahrzeugverbänden zu gewährleisten. Wagen mit defekter Bremsausrüstung, bei denen die Druckluftbremse über die entsprechende Vorrichtung ausgeschaltet wird, sind defacto ebenfalls „Leitungswagen“. Es versteht sich von selbst, dass die Anzahl von Leitungswagen (Bremsgewicht: 0 t) in einem Zugverband limitiert ist, damit die verfügbaren Brems Hundertstel sich nicht in einem unzulässigen Bereich bewegen.

Die Minimalbremsausrüstung von gebremsten Schienenfahrzeugen zeigt die folgende Abbildung:

- | | | | |
|---|-----------------------------------|----|---------------------|
| 1 | Bremsumstellvorrichtung EIN - AUS | 7 | Gestängesteller |
| 2 | Bremskupplung | KE | Steuerventil |
| 3 | Luftabsperrhahn | HL | Hauptluftleitung |
| 4 | Bremszylinder | R | Vorratsluftbehälter |



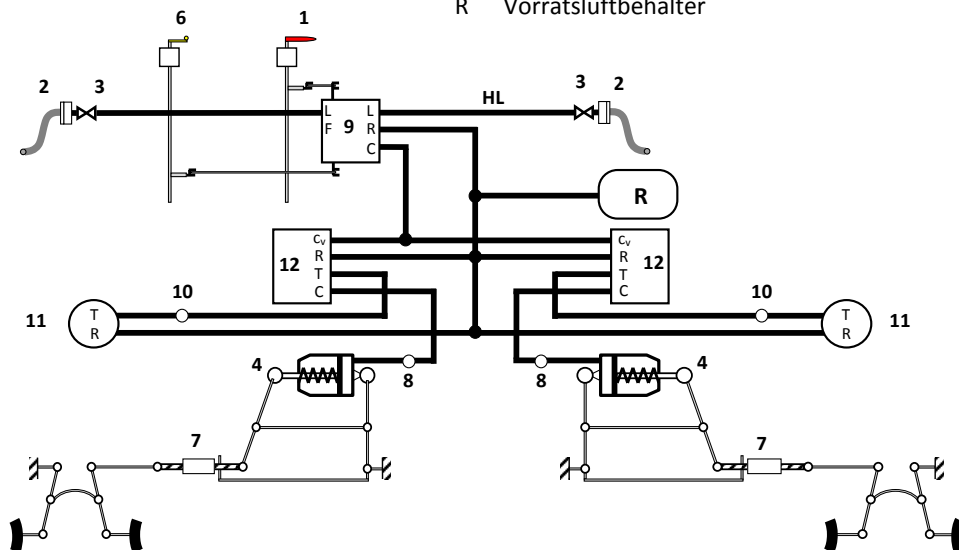
Es ist ersichtlich, dass ein Steuerventil sowie ein Vorrats- oder Hilfsluftbehälter dazugehören, sowie mindestens ein Bremszylinder, der im einfachsten Fall über ein Mittlenbremsgestänge die Anpresskräfte für sämtliche Bremsklötze erzeugt. Ein Gestängesteller gehört heute ebenso zur Standard-Bremsausrüstung wie eine Vorrichtung zum Ausschalten des Steuerventils im Falle auftretender Störungen an der Bremsausrüstung.

Ein derartig ausgestattetes Fahrzeug würde im beladenen Zustand deutlich längere Bremswege aufweisen als im Leerzustand, weil keinerlei Möglichkeit vorhanden ist, die Bremskraftzeugung an den Beladungszustand anzupassen.

Dem aufmerksamen Betrachter fällt zudem auf, dass ein Fahrzeug mit der gezeigten Minimalbremsausrüstung lediglich über eine Bremsart verfügen würde, da eine Bremsartwechsellvorrichtung nicht enthalten ist. Zudem würde auf alle gebremsten Radsätze nahezu die gleiche Bremsklotzkraft wirken, ohne dass der tatsächlichen Verteilung der Fahrzeugmasse auf die Radsätze Rechnung getragen würde.

Die folgende Abbildung zeigt deshalb eine Bremsausrüstung, mit der sich eine **automatische und kontinuierliche Lastabbremmung** sowie eine **drehgestell-selektive Anpassung** der Bremszylinderdrücke (und damit der Klotzkräfte) bewerkstelligen lassen:

- | | | | |
|---|-----------------------------------|----|------------------------------------|
| 1 | Bremsumstellvorrichtung EIN - AUS | 8 | Prüfstutzen |
| 2 | Bremskupplung | 9 | Steuerventil KE2d |
| 3 | Luftabsperrhahn | 10 | Kontrollstutzen |
| 4 | Bremszylinder BG12" | 11 | Wiegeventil |
| 6 | Umstellvorrichtung G - P | 12 | Regelbares Lastbremsventil RLV-11d |
| 7 | Bremsgestängesteller | HL | Hauptluftleitung |
| | | R | Vorratsluftbehälter |



Im Vergleich zur Minimalbremsausrüstung wurde folglich eine Umstellvorrichtung für den Bremsartwechsel sowie ein regelbares Lastbremsventil ergänzt, das über ein Wiegeventil angesteuert wird.

Im Falle einer elaborierteren Druckluftbremsausrüstung (insbesondere von Reisezugwagen, teilweise aber auch von speziellen Güterwagen) würden weitere pneumatische Elemente dazukommen, die im Folgenden kurz aufgelistet werden:

- Schnellbremsbeschleuniger
- (Fahrgast-)Notbremseinrichtung
- Druckübersetzer für die Hochleistungsbremse
- Gleitschutzausrüstung
- pneumatische Betätigung der hoch aufgehängten Magnetschienenbremse(n)

Aus den aufgeführten Beispielen wird deutlich, dass die Druckluftbremsausrüstung von Schienenfahrzeugen in den höheren und höchsten Ausbaustufen aus einer Reihe **spezialisierter Ventile** besteht, die jeweils spezifische Funktionen erfüllen, um das Sicherheitsniveau der Bremsen zu erhöhen und gleichzeitig die Ausnutzung des Kraftschlusses zwischen Rad und Schiene zu verbessern. Die folgende Abbildung enthält einen groben Überblick über die verschiedenen Ventilarten. Nachfolgend wird jedes der dort genannten Ventile kurz charakterisiert.



Zusatzbremsventil



Funktion(en)

- Betätigung der direkten Druckluftbremse („Zusatzbremse“) auf Triebfahrzeugen und Steuerwagen
- Rangierbremse bei einzeln fahrendem Triebfahrzeug
- Stillstandssicherung bei kurzen Halten

Charakteristika

- meist als Taster (zeitabhängiger Druckaufbau) mit rasierten Endstellungen („Bremsen“ bzw. „Lösen“) und definierter Mittelstellung
- vielfältige Bauarten (siehe Abbildung oben)

🔍 Führerbremsventil

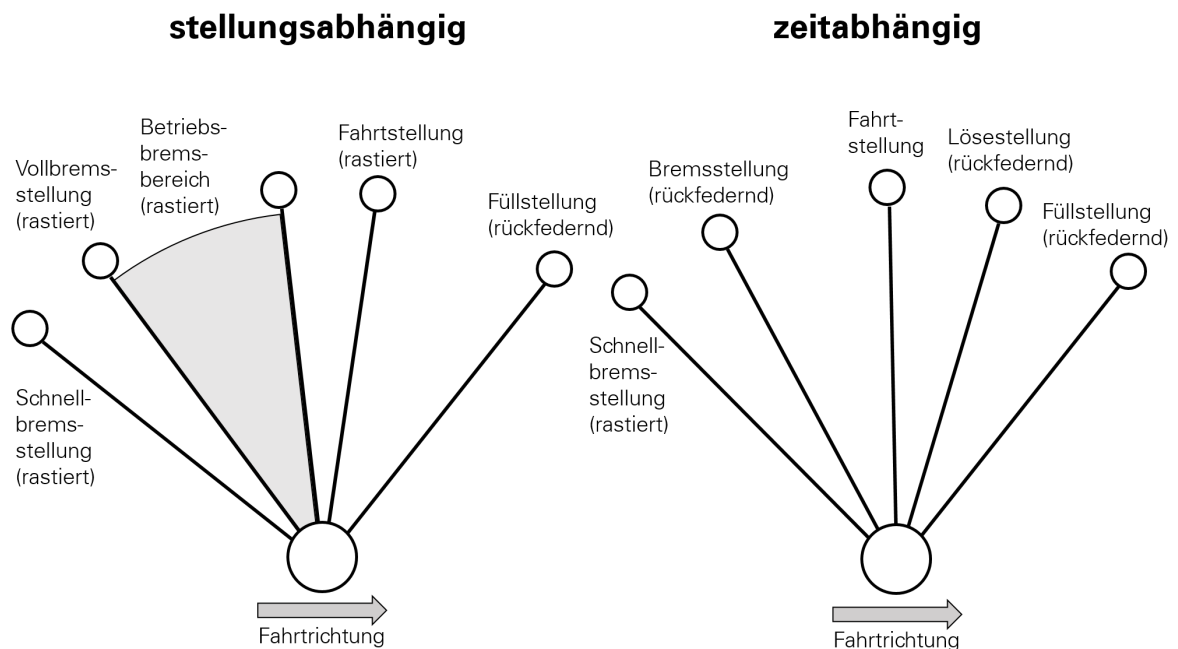


Funktion(en)

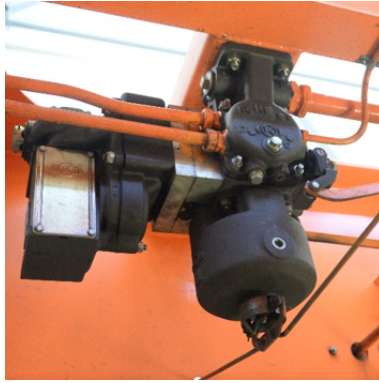
- füllen/entleeren/absperren der Hauptluftleitung (HLL)
- Druckregelung in der HLL (Nachspeisung von Leckageverlusten)
- Schnellentleerung der HLL über rasierte Schnellbremsstellung

Charakteristika

Es wird zwischen stellungs- und zeitabhängigen Ventilbauarten unterschieden:



Steuerventil

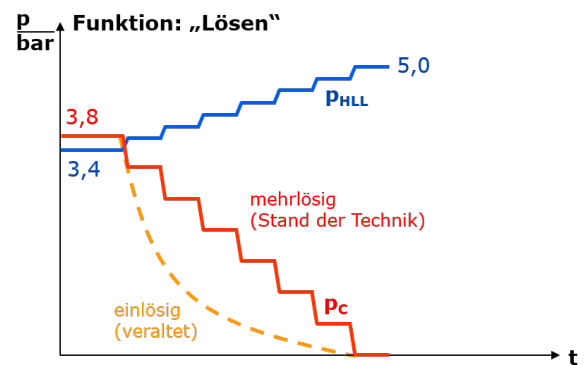
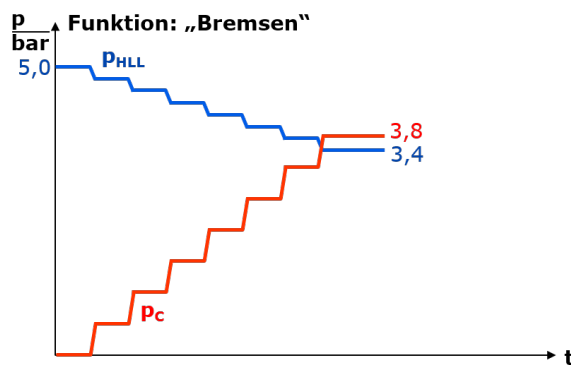


Funktion(en)

- „Übersetzung“ des Druckes in der Hauptluftleitung p_{HLL} in einen Bremszylinderdruck p_c oder Vorsteuerdruck p_v (im Falle eines nachgeschalteten Relaisventils)
- Steuerung der Befüllung und Leerung der Bremszylinder und des Bremszylinderdruckes

Charakteristika

- Verbindung von Vorratsluftbehälter und Bremszylinder im Falle eines Druckabfalls in der Hauptluftleitung
- Verbindung von Bremszylinder und Umgebung im Falle einer Druckerhöhung in der Hauptluftleitung
- Gewährleistung einer gestuften oder stufenlosen Erhöhung und Erniedrigung der Klotzkraft (Mehrlösigkeit)
- früher existierten einlösig Bauformen - (vollständiger) Verlust der Bremswirkung bei Druckanstieg in der Hauptluftleitung



🔍 Relaisventil

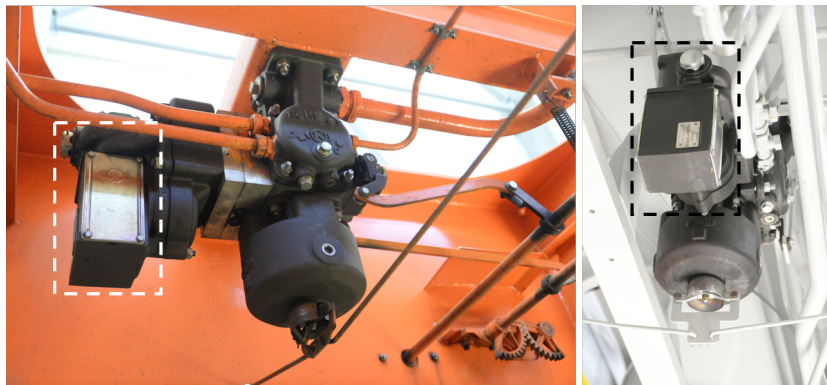
Funktion(en)

- Relaisventile werden dem Steuerventil nachgeschaltet und dienen der Anpassung des Steuerventils an verschieden große Bremszylindervolumina.
- Relaisventile übertragen den vom Steuerventil in Abhängigkeit des Hauptluftleitungsdruckes erzeugten Ausgangsdruck (Vorsteuerdruck) auf das Luftvolumen im Bremszylinder.

Charakteristika

- Druck am Relaisventil-Ausgang = Vorsteuerdruck: „Relaisventil“
- Druck am Relaisventil-Ausgang proportional zu Vorsteuerdruck, aber von weiterer Eingangsgröße beeinflusst: „steuerbares Relaisventil“
- Lastbremsventile und Druckübersetzer sind in diesem Sinne spezielle Ausführungsformen von Relaisventilen.

🔍 (Regelbares) Lastbremsventil



Funktion(en)

- kontinuierliche Anpassung des Bremszylinderdruckes an den Beladungszustand des Fahrzeuges

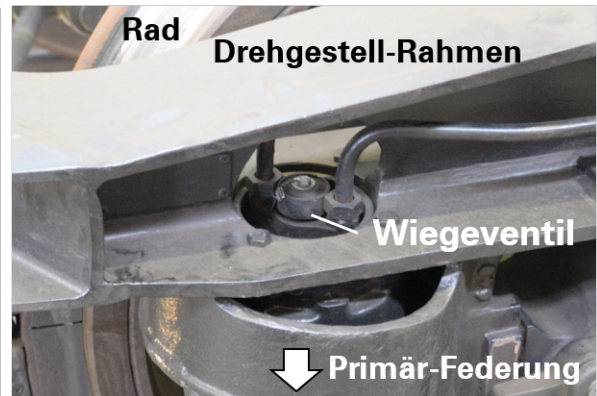
Charakteristika

- regelbares Relaisventil mit dem Steuerdruck („T-Druck“) aus dem Wiegeventil als Stellgröße

Wiegeventil



ausgebautes Wiegeventil



eingebautes Wiegeventil

Funktion(en)

- Erzeugung eines lastproportionalen Steuerdruckes („T-Druck“), der auf das regelbare Lastbremsventil geführt wird und dort zur Steuerung des Bremszylinderdruckes genutzt wird

Charakteristika

- Druckminderventil, das aus dem Vorratsluftbehälter gespeist wird
- Ausführung mit Gummiringbalg (ohne Abbildung) oder Membrankolben (siehe oben)

Schnellbremsbeschleuniger

Funktion(en)

- Beschleunigung des Druckabfalls in der Hauptluftleitung (Erhöhung der Durchschlagsgeschwindigkeit des Schnellbremsbefehls) von Reisezugwagen und Lokomotiven mit Hochleistungsbremse (Bremsart „R“) im Falle einer eingeleiteten Schnellbremsung durch Freigabe zusätzlicher Entlüftungsquerschnitte

Charakteristika

- Das Ansprechen der Schnellbremsbeschleuniger soll erfolgen, wenn der Druckabfall in der Hauptluftleitung größer ist als 0,3 bar/s.

🔍 Druckübersetzer

Funktion(en)

- gestufte Veränderung des Bremszylinderdruckes in Abhängigkeit der Fahrzeuggeschwindigkeit bei Hochleistungsbremsen von Reisezugwagen und Lokomotiven (Bremsstellung „R“) oder in Abhängigkeit eines Lastsignals im Falle der gestuften Lastabbremung

Charakteristika

- Zum Teil erfolgt eine Bezeichnung als „Druckumsetzer“, da nicht immer eine Druckübersetzung vorliegt.
- Lokomotiven: max. Bremszylinderdruck \geq Vorsteuerdruck
- Wagen: max. Bremszylinderdruck \leq Vorsteuerdruck

🔍 Schnelllöseventil

Funktion(en)

- Herbeiführung einer kompletten Entleerung von Bremszylinder und Steuerkammer nach einmaliger Betätigung zur Beschleunigung der Behandlung von Einzelwagen beim Rangieren

Charakteristika

- Zusatzeinrichtung am Steuerventil von Güterwagen
- Einmalige Betätigung des Lösezuges führt zum Abbau des Bremszylinderdruckes sowie des Steuerkammerdruckes; der Betätigungszug muss nicht für die Dauer des Lösevorganges betätigt werden.

10 Vorschriften und Regelwerke

10.1 Überblick

Eisenbahnbremsen sind für den sicheren Betrieb von Zügen von höchster Wichtigkeit. Ihr Aufbau, ihre Funktionalität, ihre Bedienung und ihr Leistungsvermögen (Betriebsverhalten) sind deshalb durch eine Vielzahl von Regelwerken verbindlich definiert. Neben der Absicherung eines hohen Sicherheitsniveaus (sicherster Zustand von Schienenfahrzeugen: Fahrzeugstillstand) und einer hohen Zuverlässigkeit steht insbesondere die Interoperabilität im Zentrum der Bemühungen zur Definition einheitlicher Anforderungen für Druckluftbremsen von Schienenfahrzeugen.

Die Regelwerke lassen sich grob in fünf Kategorien unterteilen (siehe Abbildung 10.1).

Zunächst wären die internationalen Regelwerke zu nennen, wie zum Beispiel der Kodex der UIC, in dem für alle Mitgliedsbahnen unter anderem verbindlich festgelegt ist, wie die Schlüsselkomponenten der Bremsausrüstung ausgeführt sein müssen und welche Funktionalitäten durch sie zu erfüllen sind.

Wesentliche Grundsätze aus diesem Regelwerk spiegeln sich auch in den Europäischen Regelwerken (betrifft nur die Mitgliedsstaaten der EU) sowie in den nationalen Gesetzen und Normen wieder. Auf europäischer Ebene geben die Technischen Spezifikationen (TSI) für die Interoperabilität den Regelwerksrahmen für den Bau von Schienenfahrzeugen vor. Die TSI verweisen wiederum auf Europäische Normen (EN-Normen), in denen detaillierte Regelungen für die Konstruktion und Auslegung von Bremsen und ihren Komponenten kodifiziert sind.

Für Fahrzeuge, die nicht grenzüberschreitend oder sogar nur auf bestimmten, baulich abgegrenzten Netzen verkehren (Schmalspurbahnen, Straßen- und Stadtbahnen, U-Bahnen, einige S-Bahnen u.a.) sind vor allem nationale Regelwerke (z.B. die EBO, die ESBO oder die BOStrab) relevant.

Insbesondere Fragen des Bremsbetriebs und der korrekten Bedienung der Bremsanlagen werden in den Richtlinien der Bahnverwaltungen behandelt.

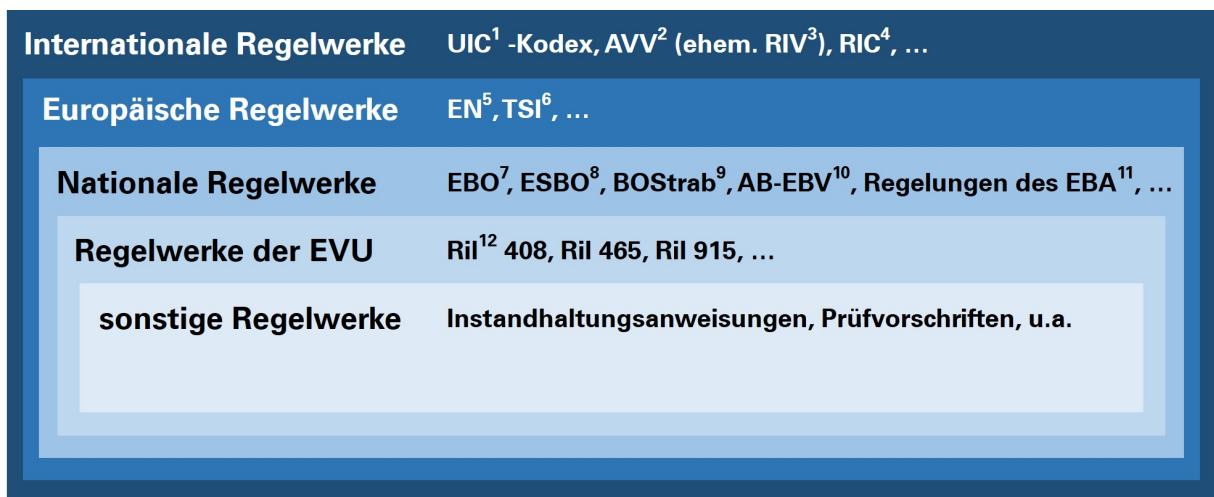


Abbildung 10.1: Regelwerkshierarchie (Schlüssel zu den Fußnoten: siehe Tabelle auf der nächsten Seite)

- 1 Union internationale des chemins de fer
- 2 Allgemeiner Vertrag über die Verwendung von Güterwagen
- 3 Regolamento Internazionale Veicoli
- 4 Regolamento Internazionale delle Carrozze
- 5 Euro-Norm
- 6 Technische Spezifikation für die Interoperabilität
- 7 Eisenbahn-Bau- und Betriebsordnung
- 8 Eisenbahn-Bau- und Betriebsordnung der Schmalspurbahnen
- 9 Straßenbahn-Bau- und Betriebsordnung
- 10 Ausführungsbestimmungen zur Eisenbahnverordnung (Schweiz)
- 11 Eisenbahn-Bundesamt
- 12 (Konzern-)Richtlinie

10.2 Internationale Regelwerke

10.2.1 Internationale Vertragswerke zum freizügigen Einsatz von Wagen

AVV - Allgemeiner Vertrag für die Verwendung von Güterwagen

Der AVV hat im Jahre 2008 das seit 1922 geltende RIV (Regolamento Internazionale Veicoli) abgelöst und ist ein Abkommen zwischen verschiedenen europäischen Bahnen. Das Vertragswerk enthält vor allem Informationen zur Bewertung des Zustandes der Bremsbestandteile von Güterwagen im internationalen Verkehr. Ferner ist dort geregelt, unter welchen Bedingungen Wagen bei Defekten ausgesetzt werden müssen und auf welche Art und Weise defekte Bremsen äußerlich kenntlich gemacht werden müssen (Definition von Piktogrammen und deren Anordnung am Fahrzeug).

RIC - Regolamento Internazionale delle Carrozze

Dieses Vertragswerk geht auf eine Übereinkunft zwischen europäischen Bahnen aus dem Jahr 1922 zurück und regelt den grenzüberschreitenden Einsatz von Reisezugwagen. Das Vertragswerk wurde 1982 in den UIC-Kodex eingegliedert und wird seither auch vom Internationalen Eisenbahnverband (UIC) inhaltlich betreut.

10.2.2 UIC-Kodex

UIC - Kodex

Kapitel 0 – Satzung und Geschäftsordnungen

Kapitel 1 – Personenverkehr und Gepäckbeförderung

Kapitel 2 – Güterverkehr

Kapitel 3 – Finanzen, Abrechnung, Kosten, Statistik

Kapitel 4 – Betriebsführung

Kapitel 5 – Fahrzeuge

UIC 50X – Allgemeine Bestimmungen in Verbindung mit Bahnanlagen

UIC 51X – Laufwerk und Federaufhängung

UIC 52X – Zug- und Stoßvorrichtungen

UIC 53X – Untergestelle und Wagenkasten

UIC 54X – Bremsen**UIC 540**

UIC 541-00, 541-03, 541-04, 541-05, 541-06, 541-07, 541-08

UIC 541-1, 541-2, 541-3, 541-4, 541-5, 541-6

UIC 542

UIC 543, 543-1

UIC 544-1, 544-2

UIC 545**UIC 546****UIC 547****UIC 548****UIC 549**

nähere Informationen zu den
UIC-Merkblättern mit Bezug zur
Bremsberechnung:
siehe unten (Tabelle)

UIC 55X – Versorgung mit elektrischer Energie, Beleuchtung
und Heizung

UIC 56X – Verschiedene Vorschriften hinsichtlich der Personen- und
Gepäckwagen

UIC 57X – Verschiedene Vorschriften für Güterwagen-Bauarten

UIC 58X – Vereinbarte Zeichen und Anschriften an den Fahrzeugen

UIC 59X - Container, Paletten, Huckepackverkehr

Kapitel 6 – Zugförderung

Kapitel 7 – Bahnanlagen

Kapitel 8 – Technische Lieferbedingungen

Kapitel 9 – Informatik, Verschiedenes

Die UIC-Merkblätter zur Bremsausrüstung im Einzelnen:

Nummer	Status	Titel
410	VE	Zugbildung und Festlegung der Last und der Bremsung der Reisezüge
421	VE	Zugbildungs- und Bremsvorschriften für internationale Güterzüge
432	VE	Güterwagen - Fahrgeschwindigkeiten - Einzuhaltende technische Bedingungen
540	V	Druckluftbremsen für Güter- und Personenzüge
541-00	VE	Vergabe des UIC-Gütesiegels/UIC-Labels für Fahrzeug-Komponenten
541-03	VE	Vorschriften für den Bau der verschiedenen Bremsteile - Führerbremssventilanlage
541-04	V	Vorschriften für den Bau der verschiedenen Bremsteile - Automatische Lastabbremung und automatische Lastwechseleinrichtung „leer -beladen“
541-05	VE	Vorschriften für den Bau der verschiedenen Bremsteile - Gleitschutzanlage
541-06	VE	Vorschriften für den Bau der verschiedenen Bremsteile - Magnetschienenbremse
541-07	VE	Vorschriften für den Bau der verschiedenen Bremsteile - Einfache unbefeuerte Druckbehälter aus Stahl für Druckluftbremsanlagen und pneumatische Hilfseinrichtungen in Schienenfahrzeugen
541-08	VE	Vorschriften für den Bau der verschiedenen Bremsteile - Entgleisungsdetektoren für Güterwagen
541-1	VE	Vorschriften für den Bau der verschiedenen Bremsteile
541-2	VE	Abmessungen der Schlauchverbindungen (Bremsschläuche) und elektrischen Leitungen; die Arten der Luft- und Elektroanschlüsse und ihre Anordnung an Güterwagen und Reisezugwagen mit automatischer Kupplung bei den Mitgliedsbahnen der UIC und bei den Mitgliedsbahnen der OSShD
541-3	VE	Scheibenbremse und ihre Anwendung - Allgemeine Bedingungen für die Zulassung von Bremsbelägen
541-4	VE	Bremsen mit Bremsklotzsohlen aus Verbundstoff - Allgemeine Bedingungen für die Zertifizierung von Verbundstoffbremsklotzsohlen
541-5	VE	Elektropneumatische Bremse (ep-Bremse) - Elektropneumatische Notbremsüberbrückung (NBÜ)
541-6	VE	Elektropneumatische Bremse (ep-Bremse) und Notbremsanforderung (NBA) für Fahrzeuge in lokbespannten Zügen
542	V	Bremsteile - Austauschbarkeit
543	V	Vorschriften über die Ausrüstung der Wagen
543-1	VEI	Überprüfung eines Mindeststandards der Instandhaltung der Bremse für Güterwagen
544-1	VE	Bremsleistung
544-2	VE	Von dynamischen Bremsen der Lokomotiven und Triebwagen, deren Bremskraft auf das Bremsgewicht angerechnet wird, zu erfüllende Bedingungen

Nummer	Status	Titel
545	V	Anschriften, Merk- und Kennzeichen
546	V	Vorschriften für den Bau der verschiedenen Bremsteile - Hochleistungsbremsen für Personenzüge
547	V	Druckluftbremsen - Normalprogramme für Versuche
548	VE	Anforderungen an Reibprüfstände für die internationale Zertifizierung von Bremsbelägen und Bremssohlen
549	VE	Handbremsausrüstung an den Güterwagen für den internationalen Verkehr, die in Großbritannien laufen dürfen
612-2	VE	Spezifische Teilsystemanforderungen (Traktion, Bremswesen usw.) für Elektro- bzw. Dieseltriebwagen, Lokomotiven und Steuerwagen (Anforderungen an Teilsysteme des Rollmaterials, an Wirtschaftlichkeit, an die Standardisierung der Bahnfahrzeuge)
627-4	V	Regeln für die Ausrüstung mit Zug- und Stoßeinrichtungen und für die Bauart der Bremse von Brennkrafttriebwagen und -triebzügen, um im Notfall ein Abschleppen durch ein beliebiges Triebfahrzeug zu ermöglichen
640	VE	Triebfahrzeuge - Anschriften, Merk- und Kennzeichen
648	VE	Kupplungseinrichtungen für die elektrischen und Druckluftleitungen an den Stirnseiten der Lokomotiven und Steuerwagen

10.3 Europäische Regelwerke

10.3.1 Technische Spezifikationen für die Interoperabilität

Im Gegensatz zu den im UIC-Kodex dokumentierten Richtlinien besitzen die Technischen Spezifikationen für die Interoperabilität (TSI) europaweit Gesetzeskraft. Die Regelungen in den TSI beziehen sich hauptsächlich auf europäische Normen (EN), verweisen aber teilweise auch auf UIC-Merkblätter, die dadurch hinsichtlich ihrer Verbindlichkeit aufgewertet werden. Aus Sicht des Fahrzeugbaus sind heute vor allem die TSI Loc&Pas sowie die TSI Wag und die TSI NOI¹ relevant.

Bezeichnungen der TSI

In der Fachsprache werden die Technischen Spezifikationen für die Interoperabilität (TSI) meist nur mit ihren Kurzbezeichnungen genannt. Die für Schienenfahrzeuge vor allem relevanten Spezifikationen sind die „**TSI Loc & Pas**“ (Triebfahrzeuge und Reisezugwagen, inklusive Hochgeschwindigkeitszüge) sowie die „**TSI WAG**“ (Güterwagen). Die Kurzbezeichnungen haben sich eingebürgert, weil die vollständigen Bezeichnungen für den normalen Sprachgebrauch zu umständlich sind.

Die folgende Tabelle enthält die vollständigen Bezeichnungen der vorstehend genannten Spezifikationen.

TSI Loc & Pas	Verordnung (EU) Nr. 1302/2014 der Kommission vom 18. November 2014 über eine technische Spezifikation für die Interoperabilität des Teilsystems „Fahrzeuge - Lokomotiven und Personenwagen“ des Eisenbahnsystems in der Europäischen Union
TSI Wag	Verordnung (EU) Nr. 321/2013 der Kommission vom 13. März 2013 über die technische Spezifikation für die Interoperabilität des Teilsystems „Fahrzeuge - Güterwagen“ des Eisenbahnsystems in der Europäischen Union und zur Aufhebung der Entscheidung 2006/861/EG der Kommission

Die Bestimmungen der TSI Loc&Pas sowie der TSI Wag die Bremsen betreffend werden im folgenden auszugsweise aufgeführt. Es wird kein Anspruch auf Vollständigkeit erhoben. Vielmehr sei an dieser Stelle ausdrücklich darauf hingewiesen, dass für praktische Aufgabenstellungen immer die via Internet frei zugänglichen Originaldokumente² der **TSI WAG** bzw. **TSI Loc&Pas** verwendet werden sollen.

¹Die TSI NOI enthält wesentliche Richtlinien zur Schienenverkehrs-Lärmbekämpfung. Sie spielt hinsichtlich der Bremsausrüstung eine untergeordnete Rolle und wird deshalb im Folgenden nicht weiter betrachtet.

²In der elektronischen Variante dieses Dokumentes ist bei den folgenden Abkürzungen der jeweilige Link hinterlegt

TSI Loc & Pas - Bestimmungen (Auszug, Teil 1)

4.2.4.^a Bremsen

4.2.4.1. Allgemeines

(1) Das Bremssystem des Zuges soll sicherstellen, dass die Geschwindigkeit des Zuges reduziert bzw. bei abschüssiger Strecke beibehalten oder der Zug innerhalb des maximal zulässigen Bremsweges angehalten werden kann. Das Bremssystem gewährleistet außerdem das Sichern eines Zuges gegen Wegrollen.

(2) Die wichtigsten Faktoren, die das Bremsvermögen beeinflussen, sind Bremsleistung (Erzeugung von Bremskraft), Zugmasse, Fahrwiderstand des Zuges, Geschwindigkeit und vorhandener Kraftschluss.

(3) Die jeweilige Bremsleistung von Einheiten, die in veränderbaren Zugformationen betrieben werden können, ist so definiert, dass das Gesamtbremsvermögen des Zuges daraus abgeleitet werden kann.

(4) Das Bremsvermögen wird durch Verzögerungsprofile (die Verzögerung ist eine Funktion der Geschwindigkeit) und eine äquivalente Ansprechzeit ermittelt. Der Bremsweg, die Bremshundertstel (auch „Lambda“ oder „Bremsverhältnis“ genannt) und die „gebremste Masse“ können ebenfalls verwendet und durch Berechnung (direkt oder über den Bremsweg) aus Verzögerungsprofilen abgeleitet werden. Das Bremsvermögen kann aufgrund der Masse des Zuges oder des Einzelfahrzeugs schwanken.

(5) Das erforderliche Mindestbremsvermögen eines Zuges für den Betrieb auf einer Strecke mit einer vorgesehenen Geschwindigkeit hängt von den Streckenmerkmalen (Signalsystem, Höchstgeschwindigkeit, Steigungen/Gefälle, Bremswegreserve) ab und gilt als Merkmal der Infrastruktur.

4.2.4.2. Wesentliche funktionale und sicherheitsrelevante Anforderungen

4.2.4.2.1. Funktionale Anforderungen

Die folgenden Anforderungen gelten für alle Einheiten.

Die Einheiten müssen folgende Funktionen beinhalten:

(1) eine Hauptbremsfunktion, die während des Fahrbetriebs für Betriebs- und Schnellbremsungen verwendet wird, und


(2) eine Feststellbremsfunktion, die beim Abstellen des Zuges verwendet wird und die zeitlich unbeschränkte Aufbringung einer Bremskraft ohne fahrzeugseitige Energieversorgung ermöglicht.

Das Hauptbremssystem eines Zuges muss folgende Eigenschaften aufweisen:

(3) durchgehendes Signal: Das Signal der Bremsanwendung wird von einer zentralen Steuereinheit über eine Steuerleitung an den ganzen Zug übertragen.

(4) selbsttätige Aktivierung: Wenn die Steuerleitung unbeabsichtigt unterbrochen wird (Verlust der Integrität, De-energize-to-apply-Prinzip usw.), führt dies unmittelbar zu einer Aktivierung der Bremse an allen Einzelfahrzeugen des Zuges.

^aÜbernahme der Kapitelnummern aus der TSI

 **TSI Loc & Pas - Bestimmungen (Auszug) - Fortsetzung**

(5) Das Hauptbremssystem kann durch die in Abschnitt 4.2.4.7 (dynamische Bremse - mit dem Antriebssystem verbundenes Bremssystem) und/oder in Abschnitt 4.2.4.8 (Kraftschluss-unabhängiges Bremssystem) beschriebenen zusätzlichen Bremssysteme ergänzt werden.

(6) Die Bremsenergie ist durch die Auslegung des Bremssystems so zu verteilen, damit unter normalen Betriebsbedingungen keine Schäden an den Komponenten des Bremssystems auftreten. Dies ist durch eine Berechnung gemäß Abschnitt 4.2.4.5.4 dieser TSI zu belegen. Die Temperatur, die im Umfeld der Bremskomponenten erreicht wird, muss ebenfalls in der Auslegung des Fahrzeugs berücksichtigt werden.

(7) Die Auslegung des Bremssystems muss Möglichkeiten zur Überwachung und für Prüfungen gemäß Abschnitt 4.2.4.9 dieser TSI vorsehen.

Die folgenden Anforderungen in diesem Abschnitt 4.2.4.2.1 beziehen sich auf Züge und gelten für Einheiten, deren Zusammenstellung im Fahrbetrieb in der Planungsphase festgelegt wird (d. h. in einem oder mehreren nicht trennbaren Zugverbänden oder in einem oder mehreren vordefinierten Zugverbänden bewertete Einheiten oder einzeln eingesetzte Lokomotiven).

(8) Falls die Bremssteuerleitung unbeabsichtigt unterbrochen wird und die Versorgung mit Bremsenergie abbricht oder ausfällt oder eine andere Energiequelle einen Fehler aufweist, muss die Bremsleistung konsistent zu den Sicherheitsanforderungen in Abschnitt 4.2.4.2.2 sein.

(9) Insbesondere muss ausreichend Bremsenergie im Zug verfügbar (gespeicherte Energie) und so im ganzen Zug verteilt sein, wie es die Auslegung des Bremssystems erfordert, um die erforderlichen Bremskräfte sicherzustellen.

(10) Ein aufeinanderfolgendes Anlegen und Lösen der Bremse ist bei der Auslegung des Bremssystems zu berücksichtigen (Unerschöpfbarkeit).

(11) Bei einer unbeabsichtigten Trennung eines Zuges müssen beide Teile des Zuges zum Stillstand gebracht werden. Das Bremsvermögen der beiden Teile des Zuges muss nicht identisch mit dem Bremsvermögen im Normalbetrieb sein.

(12) Wenn die Zufuhr der Bremsenergie unterbrochen wird oder die Energieversorgung ausfällt, muss es möglich sein, eine Einheit bei maximaler bremstechnischer Zuladung (gemäß Abschnitt 4.2.4.5.2) und einem Gefälle mit 40 ‰ allein mit der Reibungsbremse des Hauptbremssystems für mindestens zwei Stunden in stationärer Position zu halten.

(13) Das Bremssteuerungssystem der Einheit muss über drei Steuerungsmodi verfügen:

- Schnellbremsung: Aufbringen einer vordefinierten Bremskraft in einer vordefinierten maximalen Ansprechzeit, um den Zug mit einem vordefinierten Grad des Bremsvermögens anzuhalten;
- Betriebsbremsung: Aufbringen einer regelbaren Bremskraft zur Regulierung der Geschwindigkeit des Zuges, einschließlich Anhaltévorgängen und vorübergehendem Festhalten des Zuges;
- Feststellbremsung: Aufbringen einer Bremskraft, um den Zug (oder das Einzelfahrzeug) ohne fahrzeugseitige Energieversorgung dauerhaft in stationärer Position festzuhalten.

TSI Loc & Pas - Bestimmungen (Auszug) - Fortsetzung

(14) Ein Bremsbefehl muss sich in der Steuerung des Bremssystems durchsetzen - unabhängig vom Steuerungsmodus, selbst wenn ein Befehl zum Lösen der Bremse vorliegt. Diese Anforderung darf ausgesetzt werden, falls der Triebfahrzeugführer den Bremsbefehl beabsichtigt unterdrückt (durch Notbremsüberbrückung, Entkuppeln usw.).

(15) Bei Geschwindigkeiten von mehr als 5 km/h beträgt der maximale Ruck infolge einer Betätigung der Bremsen weniger als 4 m/s^3 . Das Ruckverhalten kann über die Berechnung und die Bewertung des während der Bremsversuche ermittelten Bremsverhaltens (gemäß den Abschnitten 6.2.3.8 und 6.2.3.9) abgeleitet werden.

4.2.4.5 Bremsvermögen

4.2.4.5.1 Allgemeine Anforderungen

(1) Das Bremsvermögen (Verzögerung = Funktion der Geschwindigkeit mit äquivalenter Ansprechzeit) der Einheit (Triebzug oder Einzelfahrzeug) ist durch Berechnung gemäß der Definition in der in Anlage J-1 Ziffer 23 genannten Spezifikation^a unter Zugrundelegung eines ebenen Gleises zu bestimmen. Jede Berechnung muss für die Raddurchmesser neuer, halb abgenutzter und abgenutzter Räder durchgeführt werden und die Ermittlung des geforderten Rad-Schiene-Kraftschlusses (siehe Abschnitt 4.2.4.6.1) beinhalten.

(2) Die in der Berechnung verwendeten Reibungskoeffizienten der Reibungsbremse sind zu begründen (siehe Spezifikation in Anlage J-1 Ziffer 24^b).

(3) Die Berechnung des Bremsvermögens ist für die beiden folgenden Bremsbefehle durchzuführen: Schnellbremsung und maximale Betriebsbremsung.

(4) Die Berechnung der Bremsleistung ist in der Auslegungsphase durchzuführen und nach den gemäß den Abschnitten 6.2.3.8 und 6.2.3.9 erforderlichen physischen Versuchen zu revidieren (Korrektur der Parameter), um Übereinstimmung mit den Versuchsergebnissen sicherzustellen. Die endgültige Berechnung des Bremsvermögens (in Übereinstimmung mit den Versuchsergebnissen) muss Bestandteil der technischen Dokumentation gemäß Abschnitt 4.2.12 sein.

(5) Die maximale durchschnittliche Verzögerung, die bei gleichzeitiger Verwendung aller Bremsen einschließlich der vom Rad-Schiene-Kraftschluss unabhängigen Bremse entsteht, muss weniger als $2,5 \text{ m/s}^2$ betragen. Diese Anforderung steht mit dem Durchschubwiderstand des Gleises in Zusammenhang.

...

^aEN 14531-1: 2005 oder EN 14531-6: 2009

^bEN 14531-1: 2005

 TSI Loc & Pas - Bestimmungen (Auszug) - Fortsetzung

4.2.4.5.4 Berechnungen in Verbindung mit der thermischen Belastbarkeit

(1) Dieser Abschnitt gilt für alle Einheiten.


(2) Für Gleisbaumaschinen kann diese Anforderung durch Temperaturmessungen an Rädern und Bremsvorrichtungen geprüft werden.

(3) Das Aufnahmevermögen für Bremsenergie ist durch Berechnung zu verifizieren, wobei nachzuweisen ist, dass das Bremssystem im Normalbetrieb so ausgelegt ist, dass es der Umwandlung der Bremsenergie standhält. Die bei dieser Berechnung verwendeten Referenzwerte für die Energie umwandelnden Komponenten des Bremssystems müssen entweder durch einen thermischen Versuch oder aufgrund von Erfahrungswerten belegt werden. Diese Berechnung muss ein Szenario berücksichtigen, bei dem auf ebenem Gleis unter dem Lastzustand „maximale bremstechnische Zuladung“ direkt hintereinander zwei Schnellbremsungen bei Höchstgeschwindigkeit durchgeführt werden. (Das Zeitintervall zwischen den beiden Bremsungen entspricht der Zeit, die erforderlich ist, um wieder die Höchstgeschwindigkeit zu erreichen.) Wenn die Einheit nicht eigenständig als Zug betrieben werden kann, muss das in der Berechnung verwendete Zeitintervall zwischen den beiden aufeinanderfolgenden Schnellbremsungen angegeben werden.

(4) Das maximale Streckengefälle, die zugehörige Länge und die Betriebsgeschwindigkeit, für die das Bremssystem angesichts der thermischen Belastbarkeit der Bremse ausgelegt ist, müssen ebenfalls durch eine Berechnung für den Lastzustand „maximale bremstechnische Zuladung“ definiert werden. Dabei ist eine konstante Geschwindigkeit in der Beharrung bei Durchführung einer Betriebsbremsung aufrechtzuerhalten. Die Ergebnisse (das maximale Streckengefälle, die zugehörige Länge und die Betriebsgeschwindigkeit) sind in der Fahrzeugdokumentation gemäß Abschnitt 4.2.12 dieser TSI zu erfassen. Für das zu berücksichtigende Gefälle wird folgender „Referenzfall“ vorgeschlagen: Beibehaltung einer Geschwindigkeit von 80 km/h bei einem konstanten Gefälle von 21 ‰ über eine Entfernung von 46 km. Wenn dieser Referenzfall zugrunde gelegt wird, muss in der Fahrzeugdokumentation nur dessen Einhaltung angegeben werden.

(5) Einheiten, die in nicht trennbaren oder vordefinierten Zugverbänden mit einer vorgesehenen Höchstgeschwindigkeit von 250 km/h oder darüber bewertet werden, sind außerdem für den Betrieb mit einem Bremssystem auszulegen, das im Normalbetrieb und bei dem Lastzustand „maximale bremstechnische Zuladung“ bei einer Geschwindigkeit von 90 % der maximalen Betriebsgeschwindigkeit beim maximal zulässigen Gefälle von 25 ‰ auf 10 km bzw. von 35 ‰ auf 6 km eingesetzt werden kann.

...

 TSI Loc & Pas - Bestimmungen (Auszug) - Fortsetzung**4.2.4.5.5 Feststellbremse****Leistung:**


(1) Eine auf einem Gefälle von 40 ‰ dauerhaft stehende Einheit (Zug oder Einzelfahrzeug) muss unter dem Lastzustand „Auslegungsmasse, betriebsbereites Fahrzeug“ festgehalten werden können, wenn keine Energieversorgung verfügbar ist.

(2) Die Einheit muss mithilfe der Feststellbremsfunktion sowie - wenn die Feststellbremse die erforderliche Leistung nicht selbstständig erbringen kann - mit zusätzlichen Vorrichtungen (z. B. Radvorlegern) festgehalten werden können. Die erforderlichen zusätzlichen Vorrichtungen müssen im Zug vorhanden sein.

Berechnung:

(3) Die Bremsleistung der Feststellbremse der Einheit (Zug oder Einzelfahrzeug) muss gemäß der in Anlage J-1 Ziffer 29 genannten Spezifikation^a berechnet werden. Das Ergebnis (Gefälle, auf dem die Immobilisierung der Einheit allein durch die Feststellbremse aufrechterhalten wird) ist gemäß Abschnitt 4.2.12 dieser TSI in das Fahrzeugregister einzutragen.

^aEN 14531-1: 2005 oder EN 14531-6: 2009

 TSI Wag - Bestimmungen (Auszug, Teil 1)**4.2.4.^a Bremsen****4.2.4.1. Allgemeines**

Die Bremsanlage des Zuges hat folgende Funktionen:

- Verringerung der Zuggeschwindigkeit,
- Halten der Zuggeschwindigkeit auf abschüssiger Strecke,
- Anhalten des Zuges innerhalb des zulässigen Bremsweges,
- den Zug im Stillstand halten.

Die wichtigsten Faktoren, die den Bremsvorgang beeinflussen, sind:

- Bremsleistung,
- Zugmasse,
- Geschwindigkeit,
- zulässiger Bremsweg,
- verfügbarer Kraftschluss,
- Gleisgefälle.

Die Bremsleistung des Zuges ergibt sich aus der Bremsleistung seiner einzelnen Einheiten.

4.2.4.3. Funktionelle und technische Anforderungen**4.2.4.3.1. Allgemeine funktionelle Anforderungen**

Die Bremsanlage der Einheit muss nach einem entsprechenden Bremsbefehl Funktionen wie das Anziehen und Lösen der Bremsen erbringen. Die Bremse muss

- durchgehend sein (der Befehl zum Anziehen oder Lösen der Bremse wird von einer zentralen Steuereinheit über eine Steuerleitung an den ganzen Zug übertragen),
- selbsttätig sein (eine unbeabsichtigte Unterbrechung der Steuerleitung führt dazu, dass die Bremse an allen Einheiten des Zuges aktiviert und jede Einheit zum Stillstand gebracht wird),
- absperrbar sein, so dass sie gelöst und isoliert werden können.

^aÜbernahme der Kapitelnummern aus der TSI

TSI Wag - Bestimmungen (Auszug, Teil 2)

4.2.4.3.2. Bremsleistung

4.2.4.3.2.1. Betriebsbremse

Mit Bremsleistung wird die Verzögerungskraft eines Zuges oder einer Einheit bezeichnet. Sie ergibt sich aus der zur Verzögerung des Zuges oder der Einheit innerhalb bestimmter Grenzwerte verfügbaren Bremskraft und allen an der Umwandlung und Abführung von Energie beteiligten Faktoren, einschließlich des Zugwiderstands.

Die Bremsleistung einer Einheit ist gemäß einer der folgenden Unterlagen zu berechnen:

- EN 14531-6: 2009 oder
- UIC 544-1: 2013.

Die Ergebnisse der Berechnung sind durch Tests zu bestätigen. Erfolgt die Berechnung der Bremsleistung nach UIC 544-1, so muss die Bewertung gemäß UIC 544-1: 2013 erfolgen.

TSI Wag - Bestimmungen (Auszug, Teil 3)

4.2.4.3.2.2. Feststellbremse

Eine Feststellbremse ist eine Bremse, die verhindert, dass sich abgestellte Fahrzeuge unter spezifischen Bedingungen wie Ort, Wind, Gefälle und Fahrzeugbeladungszustand in Bewegung setzen, bevor die Feststellbremse absichtlich gelöst wird.

Ist die Einheit mit einer Feststellbremse ausgerüstet, sind folgende Anforderungen zu erfüllen:

- Die Einheit bleibt so lange im Stillstand, bis die Bremse absichtlich gelöst wird.
- Ist der Zustand der Feststellbremse nicht unmittelbar zu erkennen, muss außen auf beiden Fahrzeugseiten eine Anzeige vorhanden sein, die den Zustand angibt.
- Die Mindestbremswirkung der Feststellbremse ist durch Berechnung gemäß Nummer 6 der Norm EN 14531-6:2009 ohne Berücksichtigung von Wind zu bestimmen.
- Die Mindestleistung der Feststellbremse ist auf der Bremse anzugeben. Die Kennzeichnung muss EN15877-1:2012 Abschnitt 4.5.2025 entsprechen. Bei der Auslegung der Feststellbremse ist ein Rad/Schiene - Reibungskoeffizient (Stahl zu Stahl) von maximal 0,12 zugrunde zu legen.

TSI Wag - Bestimmungen (Auszug, Teil 4)

4.2.4.3.3. Wärmekapazität

Die Bremsanlage muss eine Notbremsung vollziehen können, ohne dass sich dadurch die Bremskraft aufgrund von thermischen oder mechanischen Auswirkungen verringert.

Die Wärmebelastung, die die Einheit ohne ungünstige Verringerung der Bremskraft aufgrund von thermischen oder mechanischen Auswirkungen aufnehmen kann, ist durch Geschwindigkeit, Radsatzlast, Gefälle und Bremsweg zu bestimmen und anzugeben.

...

Als Referenzfall zur Bestimmung der Wärmekapazität ist von einer Geschwindigkeit von 70 km/h bei einem konstanten Gefälle von 21 ‰ über eine Entfernung von 40 km auszugehen, woraus sich eine Bremsleistung von 45 kW pro Rad (Nenn Durchmesser 920 mm, Radsatzlast 22,5 t) über einen Zeitraum von 34 Minuten ergibt.

10.3.2 Europäische Normen (EN)

Nummer	Titel
EN 286-3	Einfache unbefeuerte Druckbehälter für Luft oder Stickstoff - Druckbehälter aus Stahl für Druckluftbremsanlagen und pneumatische Hilfseinrichtungen in Schienenfahrzeugen
EN 286-4	Einfache unbefeuerte Druckbehälter für Luft oder Stickstoff - Druckbehälter aus Aluminiumlegierungen für Druckluftbremsanlagen und pneumatische Hilfseinrichtungen in Schienenfahrzeugen
DIN EN 13452-1	Bremssysteme des öffentlichen Nahverkehrs - Teil 1: Anforderungen an das Leistungsvermögen
DIN EN 13452-2	Bremssysteme des öffentlichen Nahverkehrs - Teil 2: Prüfverfahren
DIN EN 14198	Anforderungen für die Bremsausrüstung lokbespannter Züge
DIN EN 14478	Bremsen - Oberbegriffe
DIN EN 14531-1	Verfahren zur Berechnung der Anhalte- und Verzögerungsbremswege und der Feststellbremsung - Teil 1: Grundlagen
DIN EN 14531-2	Verfahren zur Berechnung der Anhalte- und Verzögerungsbremswege und der Feststellbremsung - Teil 2: Schrittweise Berechnungen für Zugverbände oder Einzelfahrzeuge
DIN EN 14535-1	Bremsscheiben für Schienenfahrzeuge - Teil 1: Wellenbremsscheiben, aufgepresst oder geschrumpft, Abmessungen und Qualitätsanforderungen
DIN EN 14535-2	Bremsscheiben für Schienenfahrzeuge - Teil 2: Bremsscheiben, die an einem Rad befestigt werden, Abmessungen und Qualitätsanforderungen
DIN EN 14535-3	Bremsscheiben für Schienenfahrzeuge - Teil 3: Bremsscheiben, Leistung Bremsscheibe und der Reibpaarung, Klassifikation
DIN EN 15220	Bremsanzeigevorrichtungen
DIN EN 15734-1	Bremssysteme für Hochgeschwindigkeitszüge - Teil 1: Anforderungen und Definitionen

Nummer	Titel
DIN EN 15734-2	Bremssysteme für Hochgeschwindigkeitszüge - Teil 2: Prüfverfahren
DIN EN 15179	Anforderungen für die Bremsausrüstung von Reisezugwagen
DIN EN 15220	Bremsanzeigevorrichtungen
DIN EN 15329	Bremsklotzschuh und Federriegel für Schienenfahrzeuge
DIN EN 15355	Steuerventile und Bremsabsperreinrichtungen
DIN EN 15595	Bremsen - Gleitschutz (inklusive Berichtigung vom Mai 2013)
DIN EN 15611	Relaisventile (inklusive Berichtigung vom Dezember 2012)
DIN EN 15612	Schnellbremsbeschleunigungsventil
DIN EN 15624	Leer-beladen-Umstelleinrichtungen (inklusive Berichtigung vom Januar 2013)
DIN EN 15625	Automatisch kontinuierlich wirkende Lasterfassungseinrichtungen
DIN EN 15663	Definition der Fahrzeugreferenzmassen
DIN EN 15806	Statische Bremsprüfung
DIN EN 15807	Bremskupplungen
DIN EN 15877-1	Kennzeichnung von Schienenfahrzeugen - Teil 1: Güterwagen
DIN EN 15877-2	Kennzeichnungen von Schienenfahrzeugen - Teil 2: Außenanschriften an Personenfahrzeugen, Triebfahrzeugeinheiten, Lokomotiven und Gleisbaumaschinen
DIN EN 16185-1	Bremssysteme für Triebzüge - Teil 1: Anforderungen und Definitionen
DIN EN 16185-2	Bremssysteme für Triebzüge - Teil 2: Prüfverfahren
DIN EN 16207	Anforderungen an Funktion und Leistungsfähigkeit von Magnetschienenbremssystemen für Schienenfahrzeuge
DIN EN 16241	Gestängesteller
DIN EN 16451	Bremsbelaghalter
DIN EN 16452	Bremsklotzsohlen
DIN EN 16834	Bahnanwendungen - Bremse - Bremsleistung

10.3.3 Nationale Regelwerke (Deutschland)

Eisenbahn-Bau- und Betriebsordnung (EBO)

§ 2 Allgemeine Anforderungen

(1) Bahnanlagen und Fahrzeuge müssen so beschaffen sein, daß sie den Anforderungen der Sicherheit und Ordnung genügen. Diese Anforderungen gelten als erfüllt, wenn die Bahnanlagen und Fahrzeuge den Vorschriften dieser Verordnung und, soweit diese keine ausdrücklichen Vorschriften enthält, anerkannten Regeln der Technik entsprechen.

(2) Von den anerkannten Regeln der Technik darf abgewichen werden, wenn mindestens die gleiche Sicherheit wie bei Beachtung dieser Regeln nachgewiesen ist.

...

§ 23 Bremsen

(1) Die Fahrzeuge - ausgenommen Kleinlokomotiven - müssen mit durchgehender selbsttätiger Bremse ausgerüstet sein. Diese muß in beliebiger Reihung mit den Bremsbauarten derjenigen Bahnen zusammenarbeiten, auf deren Strecken die Fahrzeuge übergehen. Für eine beschränkte Anzahl von Güterwagen genügt das Ausrüsten mit Bremsleitung.

(2) Eine durchgehende Bremse ist selbsttätig, wenn sie bei jeder unbeabsichtigten Unterbrechung der Bremsleitung wirksam wird.

(3) Fahrzeuge, in denen Personen befördert werden, müssen leicht sichtbare und erreichbare Notbremsgriffe haben, durch die eine Notbremsung eingeleitet werden kann. Die Notbremseinrichtung darf so beschaffen sein, daß eine eingeleitete Notbremsung aufgehoben werden kann. Bei Stadtschnellbahnfahrzeugen ist es zulässig, daß die Betätigung eines Notbremsgriffes außerhalb von Bahnsteigbereichen nur eine Anzeige im Führerraum auslöst.

(4) Triebfahrzeuge und andere führende Fahrzeuge müssen eine Handbremse oder eine sich selbst feststellende Bremse (zum Beispiel Federspeicherbremse) haben. Bei Kleinlokomotiven genügt eine in der Bremsstellung feststellbare Fußbremse.

(5) Die Wagen müssen in genügender Anzahl mit Handbremsen ausgerüstet sein.

...

§ 40 Fahrgeschwindigkeit

(1) Die Geschwindigkeit, mit der ein Zug höchstens fahren darf (zulässige Geschwindigkeit), ist abhängig von

1. der Bauart der einzelnen Fahrzeuge,
2. der Art und Länge der Züge (§ 34),
3. den Bremsverhältnissen (§ 35),
4. den Streckenverhältnissen,
5. den betrieblichen Verhältnissen

und von den Vorschriften der folgenden Absätze.

(2) Die zulässige Geschwindigkeit beträgt

1. für Reisezüge mit durchgehender Bremse

250 km/h,

wenn Strecke und führende Fahrzeuge mit Zugbeeinflussung (§ 15 Absatz 3, § 28 Absatz 1 Nummer 5) ausgerüstet sind und diese wirksam ist, oder 160 km/h, wenn Strecke und führende Fahrzeuge mit Zugbeeinflussung (§ 15 Absatz 2 Satz 1, § 28 Absatz 1 Nummer 4) ausgerüstet sind und diese wirksam ist, sonst 50 km/h;

100 km/h,

wenn die in den §§ 5, 6, 11, 15 Absatz 1, § 16 Absatz 1 und § 35 Absatz 4 genannten, für Hauptbahnen geltenden Vorschriften eingehalten sind, sonst 80 km/h; abweichend davon beträgt die zulässige Geschwindigkeit 50 km/h, wenn die Zugbeeinflussung der Strecke oder des führenden Fahrzeuges vorübergehend nicht wirksam ist oder bei Zugleitbetrieb die Sicherheit durch technische Einrichtungen vorübergehend nicht gewährleistet ist;

2. für Güterzüge mit durchgehender Bremse

120 km/h,

wenn Strecke und führende Fahrzeuge mit Zugbeeinflussung (§ 15 Absatz 2 Satz 1, § 28 Absatz 1 Nummer 4) ausgerüstet sind und diese wirksam ist, sonst 50 km/h;

80 km/h,

abweichend davon beträgt die zulässige Geschwindigkeit 50 km/h, wenn die Zugbeeinflussung der Strecke oder des führenden Fahrzeuges vorübergehend nicht wirksam ist oder bei Zugleitbetrieb die Sicherheit durch technische Einrichtungen vorübergehend nicht gewährleistet ist;

3. für Züge ohne durchgehende Bremse 50 km/h.

...

(5) Nachgeschobene Züge dürfen höchstens 60 km/h fahren. Ist das nachschiebende Triebfahrzeug an die durchgehende Bremse angeschlossen, darf der Zug höchstens 80 km/h fahren.

...

11 Bremsanschriften an Eisenbahnfahrzeugen

11.1 Aufbau der Bremsanschriften



Vorschriftenwerke

- EBO §28(14)
- UIC 545 V „Bremsen - Anschriften, Merk- und Kennzeichen“
- UIC 640 VE „Triebfahrzeuge - Anschriften, Merk- und Kennzeichen“
- Ril 915 01 „Bremsen im Betrieb bedienen und prüfen“



Bremsanschriften (Grundsätze)

Bremsbauart

vorhandene Bremsstellungen

zusätzliche Bremsausrüstung

Hinweise zu den Radbremsen

Sondereinrichtungen

Fahrzeugmasse (Gesamtmasse)

Bremsmassen für Kombination aus elektrodynamischer und Druckluftbremse



Bremsmassen (nur Druckluftbremse)

Bremsmasse der Federspeicherbremse (Feststellbremse)

Schlüssel zu den Bezeichnungen der Bremsbauarten (mehrlosige Bremsen, unvollständige Auflistung)

Abkürzung	Bremsbauart
Bd	Breda-Bremse
Bo	Bozic-Bremse
Ch	Charmilles-Bremse
Dk	Dako-Bremse
DM	Davies und Metcalfe-Bremse, Steuerventil DMD 3
Dr	Drolshammer-Bremse
HiK	Hildebrand-Knorr-Bremse
KE	Knorr-Bremse mit Einheitswirkung (KE-Steuerventil)
KE-483	Knorr-Bremse mit KE-483-Steuerventil
Kk	Kunze-Knorr-Bremse
MH ³	MZT-Hepos-Bremse mit Steuerventil MH 3f...
O	Oerlikon-Bremse
SW	SAB-WABCO-Bremse, Bauarten SW 4/SW 4C/ SW 4/3
WA	Westinghouse-Bremse, Bauart A
WE	Westinghouse-Bremse, Bauart E
WU	Westinghouse-Bremse, Bauart U








Schlüssel zu den Zusatzbezeichnungen

Abkürzung	Erklärung
G	Güterzugbremse/ Bremsart G
P	Personenzugbremse/ Bremsart P
R	Hochleistungsbremse/ Bremsart R
GP	Bremsartumstellung G-P
PR	Bremsartumstellung P-R
GPR	Bremsartumstellung G-P-R
-Mg	mit Magnetschienenbremse
A	Automatische Lastabbremung
E	elektrodynamische Bremse vorhanden
H	hydrodynamische Bremse vorhanden
M	Motorbremse (dynamisch) vorhanden
Mg	Magnetschienenbremse vorhanden
mZ	mit Zusatzbremse
WB	Wirbelstrombremse vorhanden

Schlüssel zu Zusatzinformationen bezüglich der Radbremsen

Abkürzung	Erklärung
Ⓓ	Scheibenbremsen
Ⓚ	Verbundstoffbremsklotzsohlen Typ K (hohes Reibwertniveau)
Ⓛ	Verbundstoffbremsklotzsohlen Typ L (mittleres Reibwertniveau)
ⓁⓁ	Verbundstoffbremsklotzsohlen Typ LL (niedriges Reibwertniveau)

Schlüssel zu den Zusatzeinrichtungen

-  elektropneumatische Bremse mit vereinfachter Bremssteuerung (Steuerleitung mit 4 Adern) oder mit anderer Steuerung
-  elektropneumatische Bremse System DB mit Bremssteuerung über eine 13- bzw. 18- adrige Leitung nach UIC 558
-  elektropneumatische Bremse mit Bremssteuerung System UIC 541-5 (Steuerleitung über 9 Adern)
-  Notbremsüberbrückung mit anderer Steuerung
-  elektropneumatische Bremse mit Bremssteuerung und Notbremsüberbrückung System UIC 541-5 (Steuerleitung mit 9 Adern)
-  Notbremsüberbrückung System DB mit Steuerung über eine 13- bzw. 18- adrige Leitung nach UIC 558
-  Notbremsüberbrückung mit fahrzeuginterner Bremssteuerung

11.2 Bremsanschriften ausgewählter (realer) Fahrzeuge



Lokomotiven





KE-GPP₂R-H mZ

KE Knorr-Einheitsbremse
GPP₂R Bremsarten G, P, P₂, R vorhanden
H hydrodynamische Bremse
mZ mit direkt wirkender Zusatzbremse







KE-GPR-E-mZ  
TB 0

KE Knorr-Einheitsbremse
GPR Bremsarten G, P und R vorhanden
E elektrodynamische Bremse
mZ mit direkt wirkender Zusatzbremse
 Scheibenbremse
 elektropneumatische Bremse mit Steuerungskabel nach UIC 558
TB 0 Türblockierung ab 0 km/h




Triebwagen und Triebzüge






KB C-el-pn-R-A-E-Mg  

KB C el Knorr-Bremse, computergesteuert direkt wirkende elektrische Bremssteuerung mit Einbindung in zugübergreifende Sicherheitsschleife vorhanden
 pn Rückfallebene zur pneumatischen Ansteuerung vorhanden
 R Bremsart R vorhanden
 A Automatische Lastabbremung
 E elektrodynamische Bremse
 Mg Magnetschienenbremse
 Scheibenbremse
 Notbremsüberbrückung






 KE R WB   ep


 Hochleistungsbremse nach UIC
 KE Knorr-Einheitsbremse
 R Bremsart R vorhanden
 WB Wirbelstrombremse vorhanden
 Scheibenbremse
 Notbremsüberbrückung
 ep elektropneumatische Bremse mit vereinfachter Bremssteuerung nach UIC 541-5




 Ch R  ep 

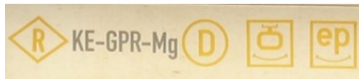
 Hochleistungsbremse nach UIC
 Ch Charmilles-Bremse
 R Bremsart R vorhanden
 Scheibenbremse
 ep elektropneumatische Bremse mit vereinfachter Bremssteuerung nach UIC 541-5
 Notbremsüberbrückung mit Steuerungskabel nach UIC 558



SW-P-A-Mg-E 

SW SabWabco-Bremse
 P Bremsart P vorhanden
 A Automatische Lastabbremung
 Mg Magnetschienenbremse
 Scheibenbremse
 Notbremsüberbrückung
 E elektrodynamische Bremse
 Scheibenbremse

Reisezugwagen



KE

GPR

Mg



Hochleistungsbremse nach UIC
 Knorr-Einheitsbremse
 Bremsarten G, P und R vorhanden
 Magnetschienenbremse vorhanden
 Scheibenbremse
 Notbremsüberbrückung mit Steuer-
 leitung nach UIC 558
 elektropneumatische Bremse mit
 Steuerungskabel nach UIC 558



KE

PR

Mg

mZ



Knorr-Einheitsbremse
 Bremsarten P und R vorhanden
 Magnetschienenbremse
 mit direkt wirkender Zusatzbremse
 Scheibenbremse
 Notbremsüberbrückung mit Steuer-
 leitung nach UIC 558
 elektropneumatische Bremse mit
 Steuerungskabel nach UIC 558

Güterwagen



2x Fahrzeug mit zwei Bremsanlagen, die sich separat abschalten lassen (2 Steuerventile vorhanden)

KE Knorr-Einheitsbremse

GP Bremsarten P und R vorhanden

A Automatische Lastabbremmung

MAX Bremsgewichtsangabe für Wagen mit automatischer Lastangabe

(XXt+72t) Anteile der beiden Bremsanlagen am Gesamtbremsgewicht

Ⓚ Klotzbremse mit K-Sohlen

C810 Belagsorte



KE Knorr-Einheitsbremse

GP Bremsarten P und R vorhanden

A Automatische Lastabbremmung

MAX Bremsgewichtsangabe für Wagen mit automatischer Lastabbremmung

12 Fremdsprachige Terminologie des Fachgebietes Schienenfahrzeugbremsen

12.1 Englische Terminologie

Deutsch	Englisch
Ablasshahn	drain cock
Ablassventil	drain valve
Absperrhahn	isolating cock
aerodynamische Bremse	aerodynamic brake
aktiver Krafterzeuger	active brake actuator
Anhalteweg	stopping distance
Ansprechzeit	response time
äquivalente Ansprechzeit	equivalent response time
Auslösemechanismus	mechanical release
automatische Kupplung	automatic coupler
automatische Lastabbremung	automatic load-controlled braking
Beharrungsbremmung	drag braking
Belaghalter	pad holder
Beschleunigerventil im Steuerventil	accelerator device in the distributor valve
Betriebsbremmung	service braking
Blending	blending of brakes
Bremsanforderung	brake demand
Bremsanzeiger	brake indicator
Bremsart	brake type
Bremsungsart	mode of braking
Bremsbauart	type of brake
Bremsbelag	brake pad
Bremse	brake
Bremsfunktionen	purposes of braking
Bremsgerätecontainer	brake cabinet
Bremsgeräteeinheit	brake compartment

Deutsch	Englisch
Bremsgerätetafel	brake panel
Bremsgerüst	brake frame
Bremsgestänge	brake rigging
Bremsgestängesteller	slack adjuster
Bremsgewicht	braked weight
Bremshebel	brake handle
Bremshundertstel	braked weight percentage brake weight percentage brake ratio
Bremsklotzhalter	block holder
Bremsklotzsohle	brake shoe insert
Bremskraft	brake force
Bremskraftentwicklungszeit	brake force built-up time
Bremskraftlösezeit	brake force release time
Bremskupplung	brake hose coupling
Bremsmechanik	mechanics of braking
Bremsmodul	brake module
Bremsprüfung	brake test
Bremsscheibe	brake disc
Bremssteuereinheit	brake control unit
Bremssteuerung und -regelung	brake control
Bremssystem	brake system
Bremsumstellvorrichtung EIN-AUS	ON-OFF brake change-over device
Bremsung	braking
Bremsvermögen	brake rating brake ability
Bremsweg	braking distance
Bremszange	brake calliper
Bremszylinder	brake cylinder
Bremszylinderleitung	brake cylinder pipe
Dichtung	gasket
Dienstgewicht	operating load
direkt wirkende Bremse	straight brake
direkte Bremse	direct brake
Druckanzeiger	pressure gauge
Druckbehälter	pressure vessel
Druckluftbremse	air brake
Druckluftversorgung	compressed air supply
Druckminderventil	pressure reducing valve
Druckumsetzer	pressure transducer
durchgehende, automatische (Zug-)Bremse	automatic train brake
Dynamik	dynamics
dynamische Bremse	dynamic brake
dynamische Bremsprüfung	dynamic brake test
dynamische Masse	dynamic mass
Einlösigkeit	direct release
elektrische Zugsteuerleitung	train wire
elektrodynamische Bremse	electro-dynamic brake
elektrohydraulische Bremseinheit	electro-hydraulic unit

Deutsch	Englisch
elektromechanische Bremseinheit	electro-mechanical unit
elektropneumatische Bremsgeräteeinheit	electro-pneumatic unit
elektropneumatische Steuerung	electro-pneumatic control
Endabsperrhahn	end cock
Energieversorgung	energy supply
Erzeugung einer Verzögerungskraft	generation of a retarding force
Fahrgastnotbremsgriff	passenger alarm
Federspeicherbremse	spring applied parking brake actuator
Feststellbremse	parking brake
Filter	filter
Flachstelle	flat spot
flexible Kraftübertragung (Flexball)	flexible transmission (flexball)
Flüssigkeitsabscheider	liquid separator
Führerbremsgerät	driver's brake controller
Führerbremsventil	driver's brake valve
Geschwindigkeitssensor	speed sensor equipment
Gestängesteller	regulator
Getriebebremse	gearlock
Gleitschutz	wheel slide protection equipment wheel slide protection system
Gleitschutzventil	wheel slide dump valve
Haltebremsung	holding braking
Handbremse	hand brake
Handrad	hand wheel
Haupt(luft)behälter-Ausgleichsleitung	main reservoir equalising pipe
Haupt(luft)behälterleitung	main reservoir pipe
Hauptluftbehälter	main reservoir
Hauptluftleitung	brake pipe train pipe
Hauptluftleitungskupplung	brake coupling
Hemmschuh	chock
Hilfsluftbehälter	auxiliary reservoir brake reservoir
Hubkolbenverdichter	reciprocating compressor
Hydraulikspeicher	hydraulic accumulator
hydrodynamische Bremse	hydro-dynamic brake
indirekte Bremse	indirect brake
Kinematik	kinematics
Klotzbremse	tread brake
Klotzbremseinheit	tread brake unit
Kompressor/ Luftpresser/ Verdichter	compressor
Kompressormotor	compressor motor
kontinuierlich arbeitende Zugbremse	continuous train brake
Krafterzeuger	brake actuator
kraftschlussabhängige Bremsung	adhesion dependent braking
kraftschlussunabhängige Bremsung	adhesion independent braking
Kühler	cooler

Deutsch	Englisch
Kupplungshahn	coupling cock
Lastabbremung	load-controlled braking
lastabhängiges Relaisventil	load dependent relay valve
Lasterfassung	load sensing equipment
Leitung (elektrisch)	wire
Leitungselemente	conduit
Leitungskupplung	hose coupling
Luftabsperrrhahn	air isolating cock
Luftfederung	pneumatic suspension
Luftfederventil	levelling valve
Lufttrockner	air dryer
Magnetschienenbremse	magnetic track brake
Manometer	manometer
maximale Betriebsbremsung / Vollbremsung	full service braking
Mehrlösigkeit	graduable release (BE) graduated release (AE)
Mitteldruckventil	average pressure valve
Momentanverzögerung	averaging relay valve instantaneous deceleration
Nachsteller	adjuster
nicht aufhebbare Bremsung	irreversible braking
Niveauregelventil	levelling valve
Notbremshandgriff	emergency push handle
Notbremsschlagknopf	emergency push button
Notbremsung	emergency braking
Notbremsventil	emergency brake valve
Notlöseeinrichtung	emergency release
Nutzlast	pay load
örtliche Bremssteuerung	local brake control
passiver Krafterzeuger	passive brake actuator
Permanentmagnetschienenbremse	permanent magnetic track brake
pneumatische Steuerung	pneumatic control
Proportionalventil	proportional valve
Prüfstutzen	test fitting
regelbares Lastbremsventil	adjustable load brake valve
regenerative Bremse	regenerative brake
Regulierbremsung	slowing braking
Reibungsbremse	friction brake
Relaisventil	relay valve
Rohr	pipe
Rohrschelle	clamp
Rohrverschraubung (Fitting)	fitting
rotierender Verdichter	rotary compressor
Ruck	jerk
Rückschlagventil	check valve
Scheibenbremse	disc brake
Scheibenbremseinheit	disc brake unit

Deutsch	Englisch
Schienenbremsmagnet	track brake magnet
Schlauch	hose
Schnellbremsbeschleuniger	brake pipe accelerator
Schnellbremsung	emergency braking
Schraubenverdichter	screw compressor
Sicherheitsfahrschaltung	dead man device
Sicherheitsventil	safety valve
statische Bremsprüfung	static brake test
statische Masse	static mass
Steuerbehälter	control reservoir
Steuerdruck	control pressure
Steuerkammer (A-Kammer)	command reservoir
Steuerventil	distributor valve
Stillstandsbremsung	immobilization braking
Stoppbremsung	stopping braking
Trommelbremse	drum brake
Überlagerungsschutz	anti-compound device
Übertrager	transducer
Umstellvorrichtung G/P	G-P change over device
Umstellvorrichtung leer/beladen	empty/loaded change-over device
uneingeschränkte Kompatibilität	unrestricted compatibility
Unterbaugruppen	sub-assemblies
Ventil	valve
Ventilträger	manifold
Verzögerung	retardation
Verzögerungskraft	braking force
Verzugszeit	delay time
Vorratsluftbehälter	supply air reservoir
wegbezogene mittlere Verzögerung	average deceleration with respect to distance
Widerstandsbremse	rheostatic brake
Wiegeventil	(load) weighing valve
Wirbelstrombremse	eddy current brake
Wirbelstrombremsmagnet	eddy current magnet
zeitbezogene mittlere Verzögerung	average deceleration with respect to time
Zugbremssteuerung	train brake control
zweistufiger Lastwechsel	two-stage load change

13 Fragenkatalog zur Prüfungsvorbereitung

1. Welche Aufgaben übernimmt die Bremse bei Schienenfahrzeugen im Allgemeinen?
2. Nennen Sie mindestens fünf allgemeine Anforderungen, die an die Bremssysteme von Schienenfahrzeugen gestellt werden.
3. Nennen und erläutern Sie charakteristische Randbedingungen, die bei der Auslegung und Ausführung von Schienenfahrzeugbremsen im Allgemeinen beachtet werden müssen.
4. Skizzieren Sie qualitativ den Verzögerungsverlauf folgender Bremsungen über der Zeit:
 - a) Betriebsbremsung
 - b) Vollbremsung
 - c) Schnellbremsung
 - d) Beharrungsbremsung
5. Wann kann ein Zug als „betriebssicher gebremst“ betrachtet werden?
6. Welche Merkmale kennen Sie, um die Bremsen von Schienenfahrzeugen zu kategorisieren? Nennen Sie jeweils Beispiele.
7. Welche Arten von Bremsungen kennen Sie? Charakterisieren Sie die von Ihnen genannten Bremsungsarten kurz und grenzen Sie sie voneinander ab.
8. Skizzieren Sie den Bremskraftverlauf ($F_B(v)$) von Klotzbremsen und kommentieren Sie Ihre Zeichnung.
9. Skizzieren Sie den Bremskraftverlauf ($F_B(v)$) von elektrodynamischen Bremsen und kommentieren Sie Ihre Zeichnung.
10. Skizzieren Sie den Bremskraftverlauf ($F_B(v)$) von hydrodynamischen Bremsen und kommentieren Sie Ihre Zeichnung.
11. Welche Kategorien von Vorschriftenwerken die Eisenbahnbremsen betreffend sind Ihnen bekannt?
12. Welche Ansätze zur Berechnung von Bremswegen sind Ihnen bekannt und worin unterscheiden sie sich?

13. Was verstehen Sie im Kontext einer Bremsung unter der „Ansprechzeit“?
14. Was verstehen Sie im Kontext einer Bremsung unter der „Schwellzeit“?
15. Wie hoch darf der ausnutzbare Kraftschluss zwischen Rad und Schiene für die Radbremsen von Schienenfahrzeugen angenommen werden?
16. Nennen und erläutern Sie die drei Schutzziele, die der Begrenzung des ausnutzbaren Kraftschlusses zwischen Rad und Schiene bei Eisenbahnbremsen zugrundeliegen.
17. Beschreiben Sie kurz, wie die Bremsbewertung von Schienenfahrzeugen grundsätzlich erfolgt.
18. Wie hängen Bremshundertstel und Bremsgewicht zusammen?
19. Welche betriebliche Bedeutung haben die Bremshundertstel?
20. Was sagen die Anschriften an den Seitenwänden eines Eisenbahnfahrzeuges über die Bremse aus?
21. Welche Charakteristika muss eine zeitgemäße UIC-konforme Druckluftbremse aufweisen?
22. Was ist mit dem Begriff „Selbsttätigkeit“ im Kontext von Schienenfahrzeugbremsen gemeint?
23. Was ist mit dem Begriff der „Unerschöpfbarkeit“ im Kontext von Schienenfahrzeugbremsen gemeint?
24. Was ist unter einer einlösigen und was unter einer mehrlösigen Bremse zu verstehen?
25. Was ist mit der „Unempfindlichkeit“ einer Druckluftbremse gemeint?
26. Worin unterscheiden sich die Bremsarten G, P und R?
27. Skizzieren Sie die Minimalbremsausrüstung für ein klotzgebremstes Schienenfahrzeug.
28. Welche pneumatischen Komponenten werden mindestens benötigt, um eine indirekte Druckluftbremse zu realisieren?
29. Erläutern Sie das Grundprinzip der direkten Bremse.
30. Erläutern Sie das Grundprinzip der indirekten Bremse.
31. Erläutern Sie den Unterschied zwischen einer indirekten pneumatischen und einer indirekten elektropneumatischen Bremse.
32. Was ist der Vorteil einer elektropneumatischen Bremse?
33. Was ist der Vorteil einer direkten Bremse und wann kommt sie zum Einsatz?
34. Welche Fahrzeuge verfügen über eine direkte Bremse?
35. Was ist der entscheidende Nachteil der direkten Bremse?
36. Skizzieren Sie den zeitlichen Verlauf von Hauptluftleitungs- und Bremszylinderdruck während einer Betriebsbremsung.
37. Skizzieren Sie den zeitlichen Verlauf von Hauptluftleitungs- und Bremszylinderdruck während einer Schnellbremsung.

38. Was unterscheidet eine Vollbremsung von einer Schnellbremsung?
39. Skizzieren und erläutern Sie den Druckverlauf in einem Bremszylinder im Falle einer Schnellbremsung.
40. Was ist der Unterschied zwischen der Hauptluftleitung und der Hauptluftbehälterleitung?
41. Auf welchem Druckniveau bewegen sich Hauptluftbehälter, Hilfsluftbehälter, Hauptluftleitung und Bremszylinder bei UIC-Druckluftbremsen?
42. Welche Funktion(en) erfüllt ein Zusatzbremsventil?
43. Welche Funktion(en) erfüllt ein Führerbremsventil?
44. Worin unterscheiden sich stellungs- und zeitabhängige Führerbremsventile?
45. Welche Funktion(en) erfüllt ein Steuerventil?
46. Welche Funktion(en) erfüllt ein Lastbremsventil?
47. Welche Funktion(en) erfüllt ein Wiegeventil?
48. Was ist unter einer „Hochabbremung“ zu verstehen und wo wird diese angewandt?
49. Welche Funktion(en) erfüllt ein Schnellbremsbeschleuniger?
50. Warum wird ein Steuerventil auch „Dreidruckventil“ genannt?
51. Was passiert in einem Steuerventil, wenn ein Bremsvorgang eingeleitet wird?
52. Was passiert in einem Steuerventil, wenn ein Lösevorgang eingeleitet wird?
53. Was verstehen Sie unter einer Lastabbremung?
54. Welche Arten der Lastabbremung kennen Sie?
55. Erläutern Sie die prinzipielle Funktionsweise einer Gleitschutzeinrichtung.
56. Welche prinzipiellen Möglichkeiten, das Gleiten eines einzelnen Radsatzes bei einer Bremsung zu detektieren, sind Ihnen bekannt?
57. Erläutern Sie eine Ihnen bekannte Möglichkeit, das Gleiten eines Radsatzes während einer Bremsung zu detektieren.
58. Welche Arten von Bremssohlen sind Ihnen bekannt?
59. Was wissen Sie über eine Bremssohle, wenn sie als „P-10-Sohle“ bezeichnet wird?
60. Worin unterscheiden sich K-Sohlen und LL-Sohlen?
61. Was sind die Vorteile bei der Verwendung von Verbundstoffsohlen gegenüber der von Grauguss-Sohlen?
62. Was sind die Nachteile bei der Verwendung von Verbundstoffsohlen gegenüber der von Grauguss-Sohlen?
63. Weshalb weisen Grauguss-Sohlen Dehnfugen auf?
64. Skizzieren Sie den Reibwertverlauf von gusseisernen Bremssohlen über der Geschwindigkeit und stellen Sie diesem den Reibwertverlauf einer K-Sohle gegenüber.

65. Von welchen Faktoren ist der Reibwertverlauf von (Grauguss-) Bremssohlen abhängig?
66. Warum könnte man auf den Gedanken kommen, Sinter-Bremssohlen einzusetzen?
67. Wozu braucht es eine „Notbremsüberbrückung“ und wie funktioniert diese prinzipiell?
68. Was verstehen Sie unter einer „Kompaktbremse“?
69. Wie ist die „Abbremsung“ bei Schienenfahrzeugen definiert?
70. Welche Arten der Bremsauslegung sind Ihnen bekannt?
71. Erläutern Sie, wie die Bremsauslegung eines Güterwagens prinzipiell abläuft. Welche Daten müssen bekannt sein?
72. Unter welchen Bedingungen kann das Bremsgewicht eines Güterwagens rechnerisch festgelegt werden? Wie wird das Bremsgewicht ermittelt, wenn diese Bedingungen nicht erfüllt werden?