

UMDRUCKSAMMLUNG ZUR VORLESUNG BREMSSEN, VERSION 1.3

Dr.-Ing. Martin Kache

13. Mai 2019

Vorwort

Diese Umdrucksammlung entstand im Rahmen der universitären Lehrveranstaltung „Bremsen der Schienenfahrzeuge“ an der TU Dresden und wird kontinuierlich weiterentwickelt. Sie umfasst sowohl Arbeitsmaterialien für die Vorlesung als auch solche, die primär für das Selbststudium und somit zur Nachbereitung der Lehrveranstaltungen gedacht sind.

Wie bereits erwähnt, ist die Entwicklung der Umdrucksammlung noch nicht abgeschlossen, sodass im Laufe des Semesters weitere Umdrucke eingefügt werden. Die einzelnen Varianten der Umdrucksammlung 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, 13. Mai 2019



INHALTSVERZEICHNIS

1 Die Bremsausrüstung von Schienenfahrzeugen - Ausgewählte Beispiele	7
1.1 Beispiel 1: Voith Maxima 40 CC	7
1.2 Beispiel 2: Baureihe 112/114 der DB AG	9
1.3 Beispiel 3: Bombardier Talent 2	11
1.4 Beispiel 4: Baureihe 611 der DB AG	13
1.5 Beispiel 5: Doppelstockwagen (DB Regio)	15
2 Kategorisierung der Bremsen	19
3 Fahrdynamische Grundlagen	23
3.1 Charakterisierung der Fahrdynamik	23
3.2 Fahrdynamische Grundgleichung	23
3.3 Massenfaktor	25
3.4 Fahrwiderstandskräfte	27
3.4.1 Fahrwiderstandskategorien	27
3.4.2 Fahrzeugwiderstandskräfte	27

3.4.3	Streckenwiderstand	30
3.5	Fahrdynamik der Bremsung	31
3.5.1	Anpassung der Fahrdynamischen Grundgleichung	31
3.5.2	Zeitabhängigkeit der Bremskräfte	33
3.5.3	Geschwindigkeitsabhängigkeit der Bremskräfte	35
3.6	Berechnungsbeispiele	39
3.7	Gruppenübung: Bremswegberechnung auf fahrdynamischer Basis	46
4	Bremsmechanik	67
4.1	Bremsarbeit und Bremsleistung	67
4.2	Mechanik des Bremsens	72
5	Mechanische Bremsausrüstung	77
5.1	Überblick	77
5.2	Bremsklotz	79
5.3	Bremssohlen	80
5.4	Kraftschluss Rad-Schiene	88
5.4.1	Grundsätzliche Erwägungen zur Begrenzung der Kraftschlussaus- nutzung	88
5.4.2	Festlegungen zum ausnutzbaren Kraftschluss zwischen Rad und Schiene beim Bremsen	89
5.4.3	Kraftschluss-Messungen der DB	90
5.4.4	Messungen der SNCF	91
6	Bremsberechnung	93
6.1	Bremsberechnung für einen zweiachsigen Güterwagen	93
7	Bremspneumatik	103

8 Bremsbewertung	113
8.1 Grundsätze	113
8.2 Beispiel: Bremsbewertung eines Güterwagens mit pneumatischer Lastabbremung	117
9 Bremsanschriften an Eisenbahnfahrzeugen	125
9.1 Aufbau der Bremsanschriften	125
9.2 Bremsanschriften ausgewählter (realer) Fahrzeuge	128
10 Vorschriften und Regelwerke	133
10.1 Überblick	133
10.2 Internationale Regelwerke	134
10.2.1 Internationale Vertragswerke zum freizügigen Einsatz von Wagen	134
10.2.2 UIC-Kodex	136
10.3 Europäische Regelwerke	139
10.3.1 Technische Spezifikationen für die Interoperabilität	139
10.3.2 Europäische Normen (EN)	150
10.3.3 Nationale Regelwerke (Deutschland)	153
11 Fremdsprachige Terminologie des Fachgebietes Schienenfahrzeugbremsen	157
11.1 Englische Terminologie	157
12 Fragenkatalog zur Prüfungsvorbereitung	163

1 DIE BREMSAUSRÜSTUNG VON SCHIENENFAHRZEUGEN - AUSGEWÄHLTE BEISPIELE

1.1 BEISPIEL 1: VOITH MAXIMA 40 CC



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



(b) Voith Maxima 30CC

Abbildung 1.1: 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 unabhängig von der indirekten Bremse verwendet werden. Schnellbremsungen und Zwangsbremsungen erfolgen immer mit der Druckluftbremse.

Die Führerbremsanlage 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 Bremssysteme überwacht. Das Führerbremsventil 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 Führerbremsanlage 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-Hochleistungslokomotive 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

1.2 BEISPIEL 2: BAUREIHE 112/114 DER DB AG



Abbildung 1.2: 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 m³/h erzeugt. Ab Lieferung 1992 wird dieser Kompressor rumänischer Produktion durch den Typ VV 450/150 der Firma Knorr mit einer Förderleistung von 120 m³/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, mehrlössige 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 Führerbremsventile Bauart D2 der Firma Knorr betätigt und verfügt über den Bremsartwechsel GPP2R. Ab Lieferung 1992 wird die Führerbremsventilanlage HDP der Firma Knorr mit vertikaler Bedienungsebene eingesetzt.

Die in den Stellungen P2 und R wirksame Umschaltung zwischen Hoch- und Niederabbremmung 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 Haftreibwertverhältnissen 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 Führerbremsventils 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

1.3 BEISPIEL 3: BOMBARDIER TALENT 2



Abbildung 1.3: 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 Bremskraftzeugung.

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

1.4 BEISPIEL 4: BAUREIHE 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.“



Abbildung 1.4: BR 611 (DB AG)

*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

1.5 BEISPIEL 5: DOPPELSTOCKWAGEN (DB REGIO)



(a) Steuerwagen DBpbzf 763.5



(b) Mittelwagen



(c) Steuerwagen DBbzf 761

Abbildung 1.5: Doppelstockwagen (DB Regio)

„Die Wagen besitzen eine selbsttätige, indirekt wirkende elektropneumatische Druckluft-Scheibenbremse der Bauart R KE-PR-A D ep mit automatischer Lastabbremmung, 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 Druckluftscheibenbremse der Bauart KE-PR-AD (ep) der Firma Knorr-Bremse, München/Berlin, mit automatischer Lastabbremmung 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-Wellenbremsscheiben Ø640 mm x 110 mm je Radsatz mit Rundstegrippen und
- drei Bremszangeneinheiten je Achse, Bremszylinder Typ UP 10“; Scheibenbremsbeläge mit $2 \times 200 \text{ cm}^2$

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 Apparaterraum 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 Bremsgerätetafel 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 Handbrems 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 Brems Hundertstel 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 Lastabbremung 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	DBbzf761	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

FRAGEN

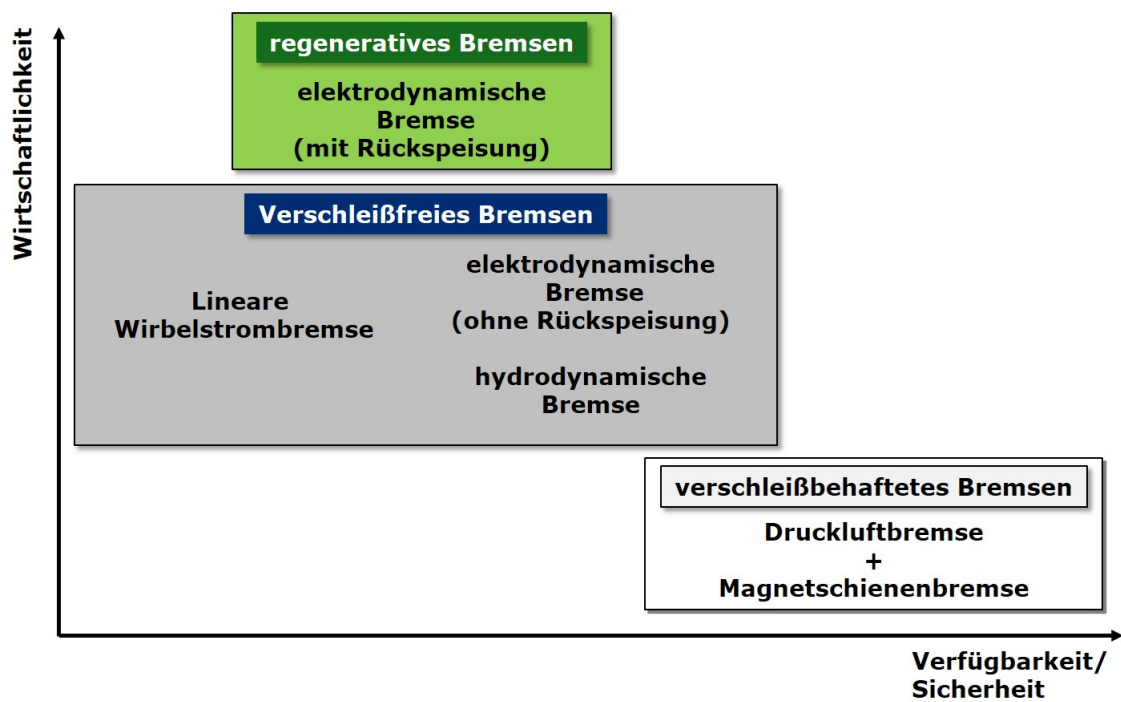
1. Über welche Bremsen und Bremsfunktionen verfügt das Fahrzeug laut der Beschreibung?
2. Welche Baugruppen der Bremse werden im Text explizit erwähnt und mit welchen Attributen/Eigenschaften werden diese Bauteile belegt?
3. Ordnen Sie die genannten Baugruppen folgenden Kategorien zu:
 - Bremspneumatik
 - Bremsmechanik
 - dynamische Bremsen
 - Bremssteuerung
4. Kreuzen Sie unter Nutzung der voranstehenden Texte in der folgenden Tabelle an, welche Funktionen von der Bremsausrüstung bei den Beispielfahrzeugen erfüllt werden.

Funktion	Voith Maxi- ma	BR 112/114 DB AG	Talent 2	BR 611 DB AG	Dosto- Wagen
direkte Druckluftbremse					
indirekte Druckluftbremse					
regenerative Bremse					
verschleißfreie Bremse					
kraftschlussunabhängige ¹ Bremse					
Gleitschutz					
Notbremsüberbrückung					

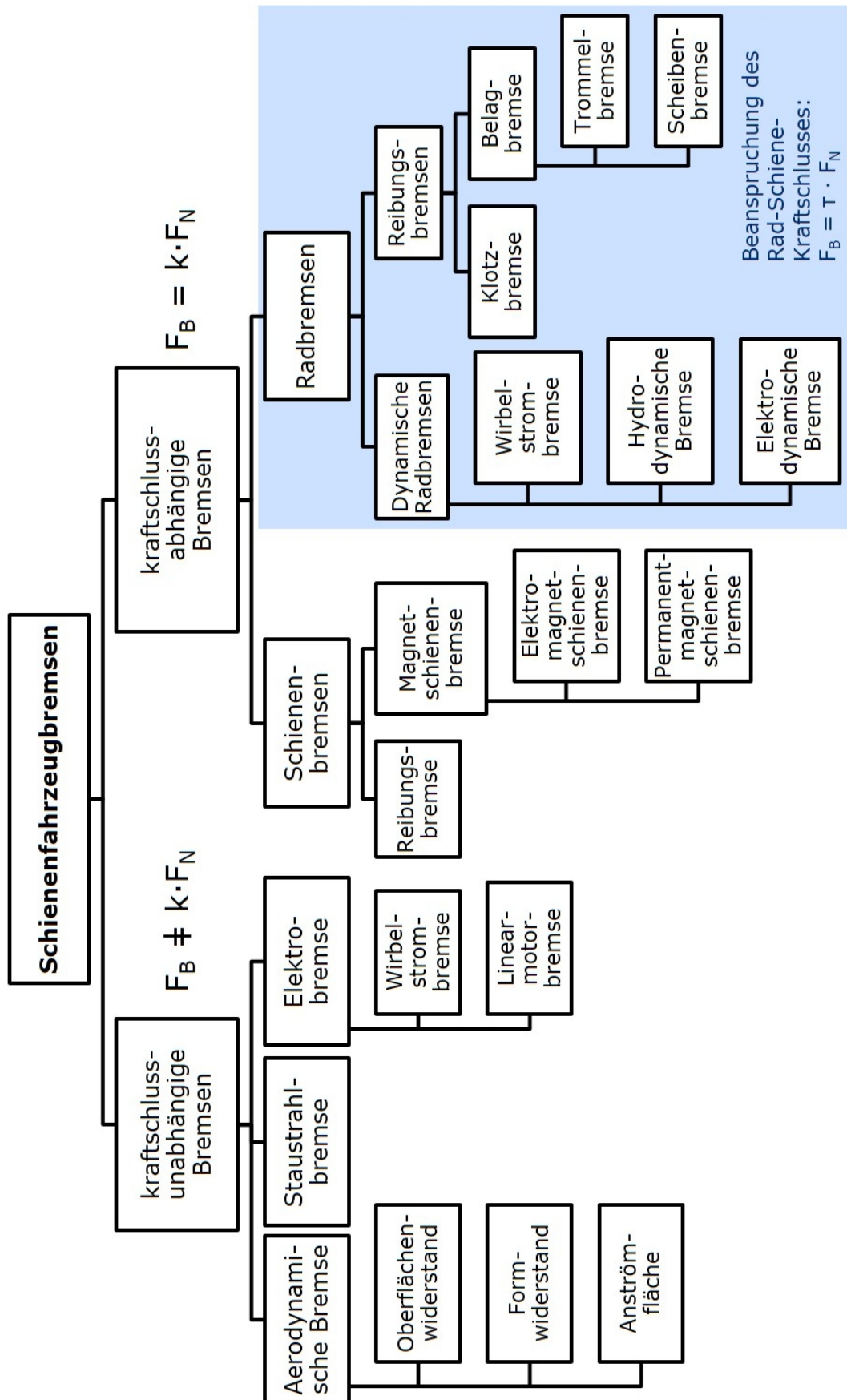
¹Gemeint ist der Kraftschluss zwischen Rad und Schiene.

2 KATEGORISIERUNG DER BREMSEN

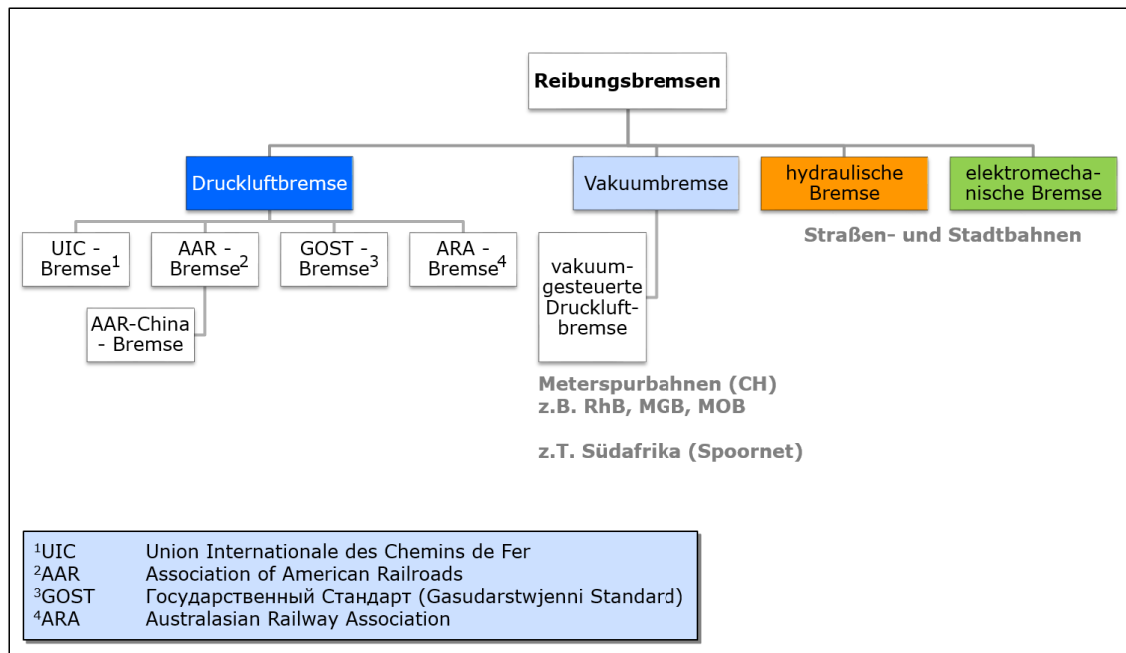
Einteilung nach wirtschaftlichen Gesichtspunkten



Einteilung nach Wirkprinzipien



Bauarten der Reibungsbremsen



Ausgewählte Unterschiede internationaler Druckluftbremssysteme

UIC	AAR	GOST
mehrlösiges Steuer-ventil	einlösiges Steuerventil	umstellbares Steuer-ventil
HL-Druckabsenkung stellungs- <i>oder</i> zeit-abhängig (Führerbems-ventil)	HL-Druckabsenkung stellungsabhängig (Führerbemsventil)	HL-Druckabsenkung zeitabhängig (Führer-bremsventil)
Federspeicher als Park-bremse präferiert	Handbremsen als Park-bremse präferiert	Federspeicher oder Handbremsen als Parkbremse
Klotzbremse auf Güter-wagen beschränkt	Klotzbremse dominant	Klotzbremse dominant
Leitungen: Hauptluft- + Hauptluftbehälter- + Steuerleitung ep	Leitungen: Hauptluft- + Hauptluftbehälter- + Löse- + direkte Brems- und Löseleitung	Leitungen: Hauptluft- + Hauptluftbehälter- + Löse- + direkte Brems- und Löseleitung (optional) + Bremszy-linder-Ausgleichsleitung (optional)

3 FAHRDYNAMISCHE GRUNDLAGEN

3.1 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 3.4) modelliert werden.

3.2 FAHRDYNAMISCHE GRUNDGLEICHUNG

Die Fahrdynamische Grundgleichung bilanziert die folgenden fahrdynamisch relevanten Kräfte (siehe auch Abb. 3.1):

- 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 3.1) bezeichnet.

$$0 = -\xi m\ddot{x} + F_T - \sum F_W - \sum F_B \quad (3.1)$$

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

$$\ddot{x} = \frac{F_T - \sum F_W - \sum F_B}{\xi m} \quad (3.2)$$

Gleichung 3.2 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.

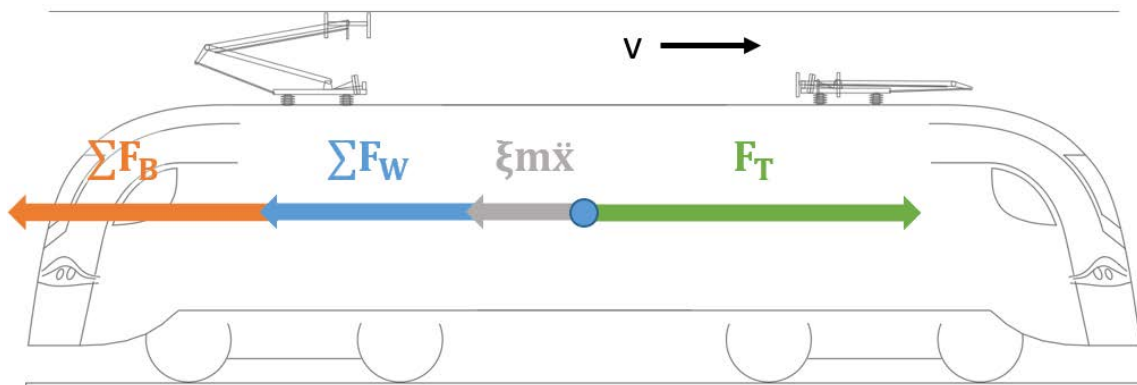


Abbildung 3.1: Fahrdynamisch relevante (Längs-)Kräfte für den allgemeinen Fahrzustand

3.3 MASSENFaktor

Der in dem fahrdynamischen Grundgesetz (Gleichung 3.1) 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 $E_{\text{kin,trans}}$ als auch kinetische Energie der Rotation $E_{\text{kin,rot}}$ 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 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:

$$m_e = \xi m \quad (3.3)$$

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

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

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

Für den fahrdynamischen Massenfaktor ergibt sich damit folgende Definition:

$$\xi = 1 + \frac{E_{\text{kin,rot}}}{E_{\text{kin,trans}}} = 1 + \frac{J_{\text{ges}}}{mr_R^2}. \quad (3.4)$$

Der fahrdynamische Massenfaktor kann damit gemäß Gleichung 3.4 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. Bremscheiben) 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 Triebfahrzeugen (m_T bzw. ξ_T) und Wagen (m_W , ξ_W) mit Hilfe eines gewichteten Mittels für den gesamten Fahrzeugverband ξ_Z zusammenzufassen:

$$\xi_Z = \frac{\sum (\xi_T m_T) + \sum (\xi_W m_W)}{\sum (m_T + m_W)}. \quad (3.5)$$

3.4 FAHRWIDERSTANDSKRÄFTE

3.4.1 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.

3.4.2 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:

$$F_{WF} = A + B \frac{v}{100} + C \left(\frac{v + \Delta v}{100} \right)^2 \quad (3.6)$$

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 3.6 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:

$$F_{WFW} = m_W \cdot g \cdot f_{WFW} = m_W \cdot g \left[\alpha + \beta \frac{v}{100} + \gamma \left(\frac{v}{100} \right)^2 \right] \quad (3.7)$$

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 3.2.

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.

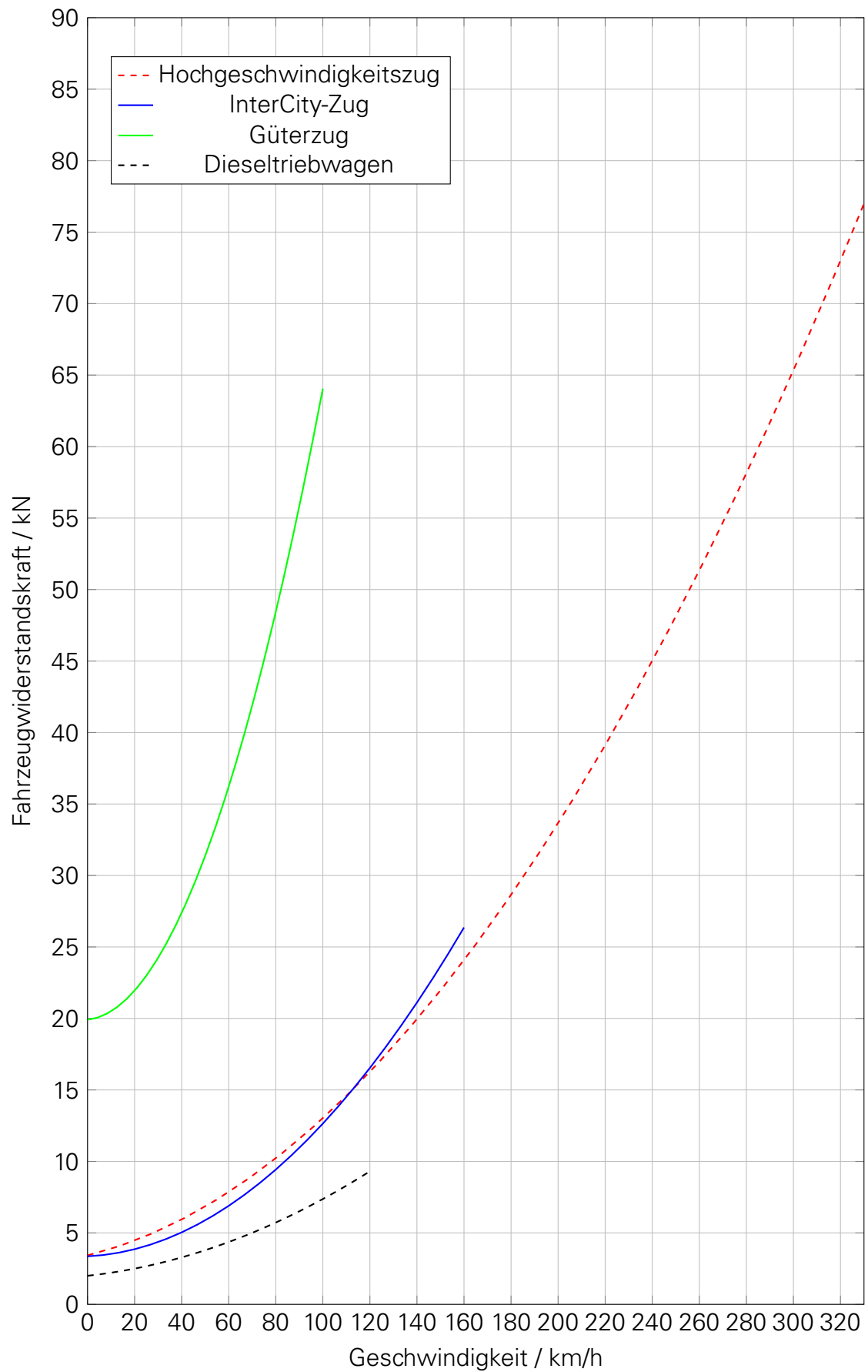


Abbildung 3.2: Fahrzeugwiderstandskräfte ausgewählter Fahrzeuge und Züge

3.4.3 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:

$$F_{WS} \approx mgi. \quad (3.8)$$

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 3.3). 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 $\Delta l_{z,j}$ 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:

$$i_e = \frac{\sum (\Delta l_{z,j} \cdot i_j)}{l_z}. \quad (3.9)$$

Im Falle der Modellierung als inhomogenes Massenband werden nicht die Zuglängenabschnitte sondern die Zugmassenanteile $\Delta m_{z,j}$ in den jeweiligen Steigungen

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

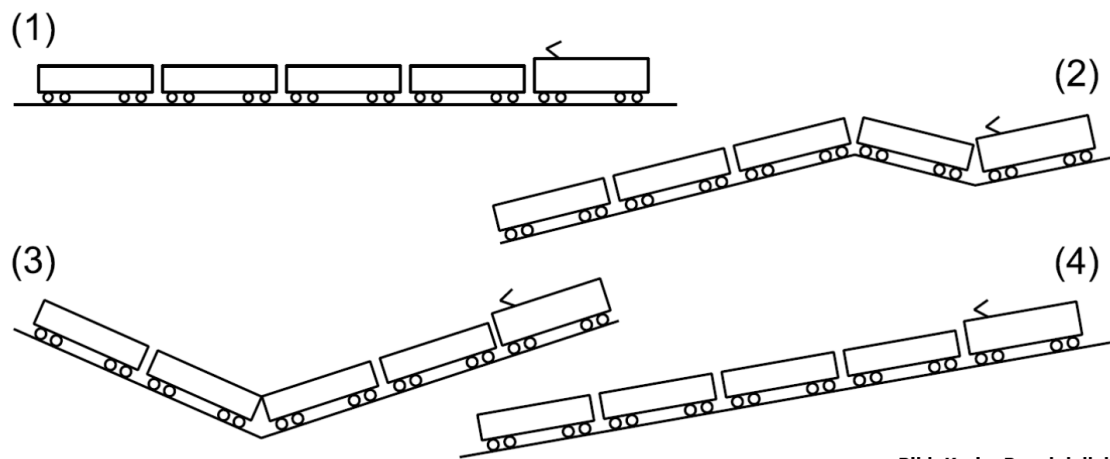


Bild: Karim Benabdellah

Abbildung 3.3: Problematik der „effektiven Längsneigung“

betrachtet. Dies stellt den anspruchsvollsten und aufwändigsten Modellierungsansatz für die effektive Neigung dar. Es gilt dabei folgender Zusammenhang:

$$i_e = \frac{\sum (\Delta m_{z,j} \cdot l_j)}{l_z}. \quad (3.10)$$

3.5 FAHRDYNAMIK DER BREMSUNG

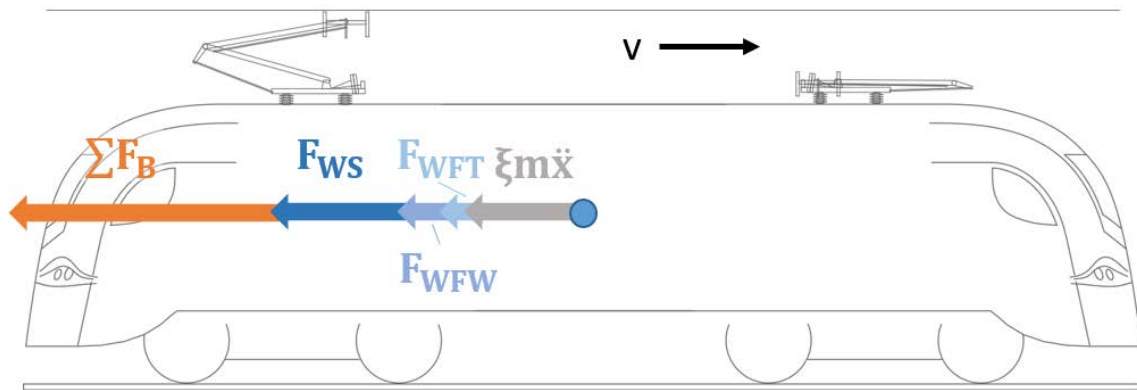
3.5.1 Anpassung der Fahrdynamischen Grundgleichung

Bei der Betrachtung von Bremsvorgängen vereinfacht sich die fahrdynamische Grundgleichung gemäß Abbildung 3.5.1 zu:

$$0 = -\xi m \ddot{x} - F_{WFT} - F_{WFW} - F_{WS} - \sum F_B \quad (3.11)$$

Für die Momentanbeschleunigung während der Bremsung gilt daher:

$$\ddot{x} = -\frac{F_{WFT} + F_{WFW} + F_{WS} + \sum F_B}{\xi m} \quad (3.12)$$



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

$$\ddot{x} = -\frac{\sum F_{WF}}{\xi m} - \frac{F_{WS}}{\xi m} - \frac{\sum F_B}{\xi m} = -a_{WF} - \frac{i}{\xi} g - a_B. \quad (3.13)$$

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.

Der zweite Beschleunigungsanteil in Gleichung 3.13 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 3.13 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:

$$a_{B,\max} = -\frac{g}{\xi} \tau. \quad (3.14)$$

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 3.14 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:

$$a_{B,\max} = -\frac{g}{\xi} \cdot \frac{z_{R,B}}{z_R} \tau. \quad (3.15)$$

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 $a_{B,SBr}$ 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:

$$a_{B,\max} = -\frac{g}{\xi} \cdot \frac{z_{R,B}}{z_R} \tau - a_{B,SBr}. \quad (3.16)$$

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.

3.5.2 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,

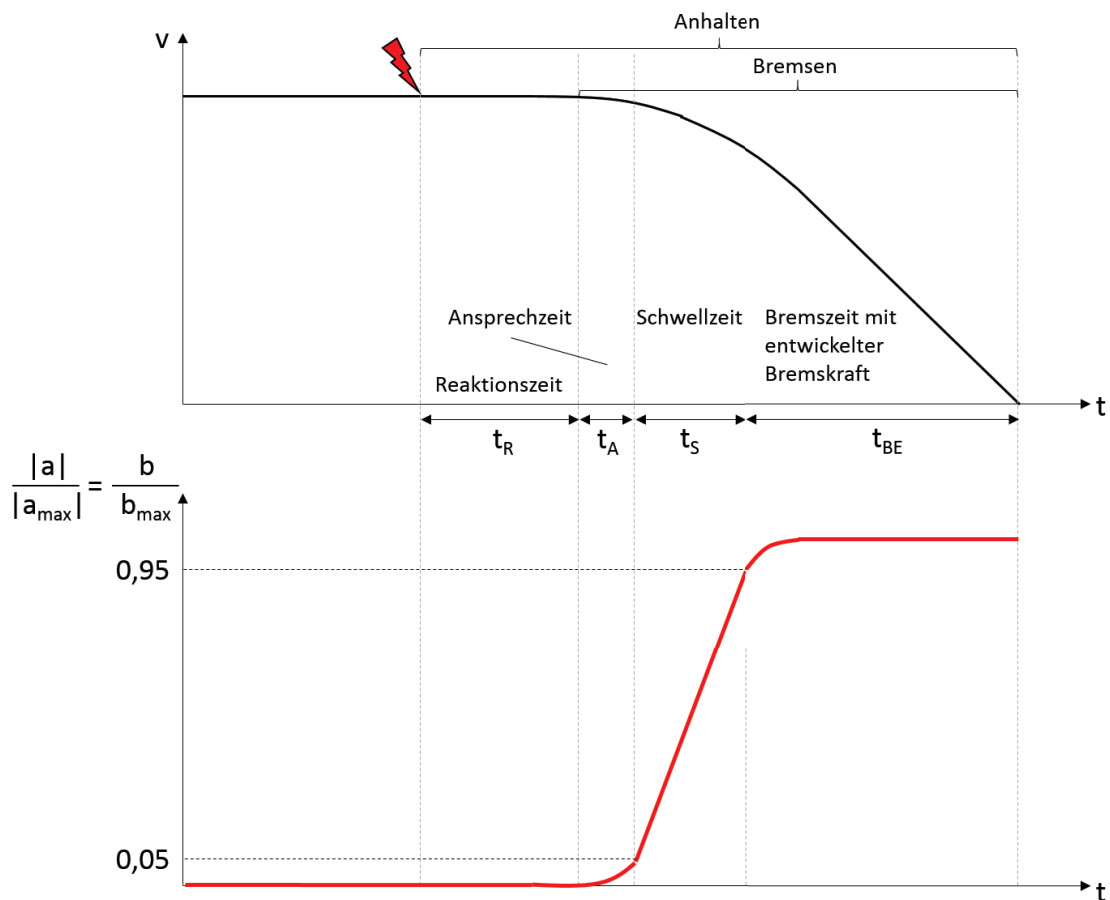


Abbildung 3.4: Zeitlicher Ablauf einer Schnellbremsung (schematisch)

bis die Druckluft in die Bremszylinder geströmt ist und dort die zum Bremsen erforderliche Anpresskraft erzeugt.

Die Abbildung 3.4 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.

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.

Ansprechzeit

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

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 autoplausibel.

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

3.5.3 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 3.5 enthält eine Darstellung der elektrodynamisch generierbaren Bremskräfte in Abhängigkeit der Geschwindigkeit für verschiedene Elektrolokomotiven. Bei Fahrzeugen mit Drehstromantriebstechnik (in Abbildung 3.5: 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 3.5) bei

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.

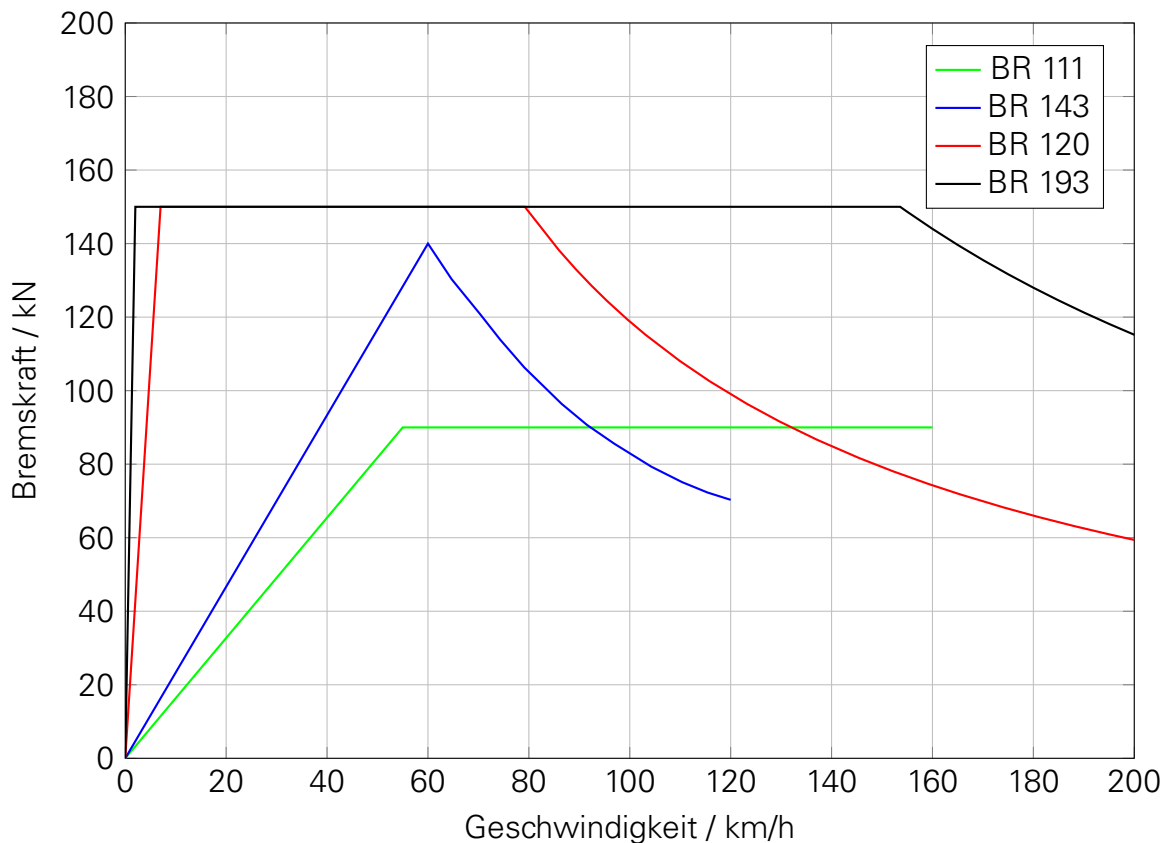


Abbildung 3.5: Bremskraft-Geschwindigkeits-Verläufe der elektrodynamischen Bremsen verschiedener Elektrolokomotiven

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 3.5) 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 3.6 zeigt. Vielmehr ist die elektrodynamische Bremsen 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.

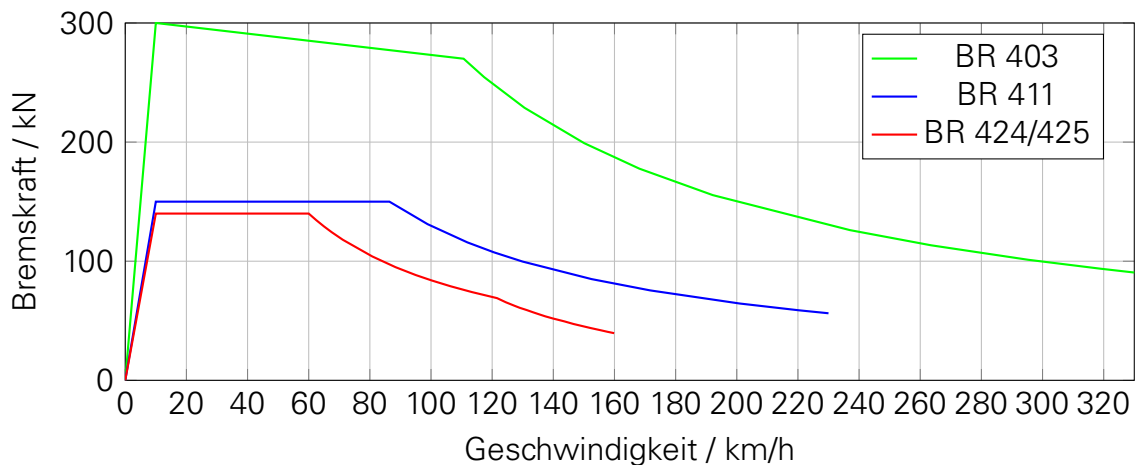


Abbildung 3.6: Bremskraft-Geschwindigkeits-Verläufe der elektrodynamischen Bremsen verschiedener Elektrotriebzüge

Hydrodynamische Bremsen

Abbildung 3.7 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.

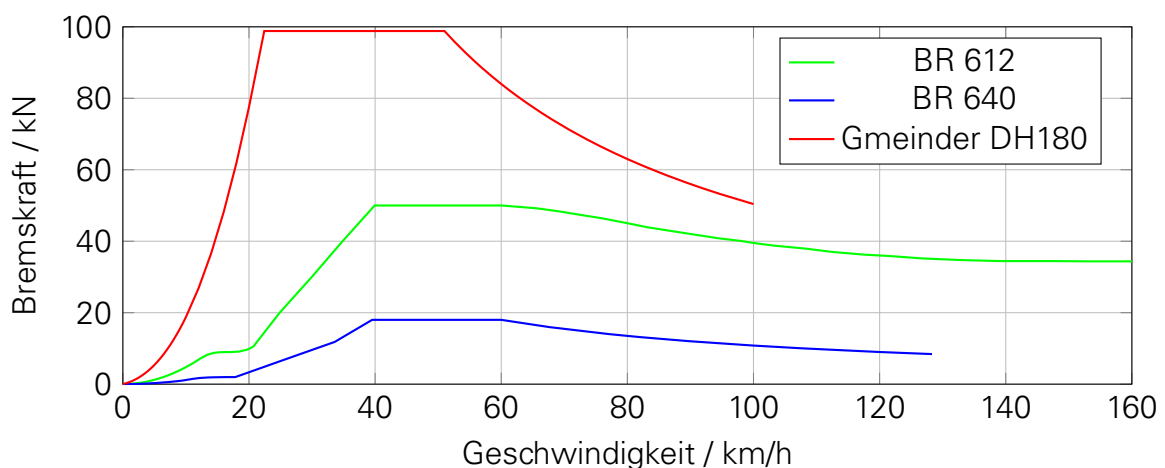


Abbildung 3.7: Bremskraft-Geschwindigkeits-Verläufe der hydrodynamischen Bremsen verschiedener Dieseltriebfahrzeuge

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 3.8 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 ($120 < v_0 \leq 160 \text{ km/h}$) 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 3.8 nicht dargestellt).

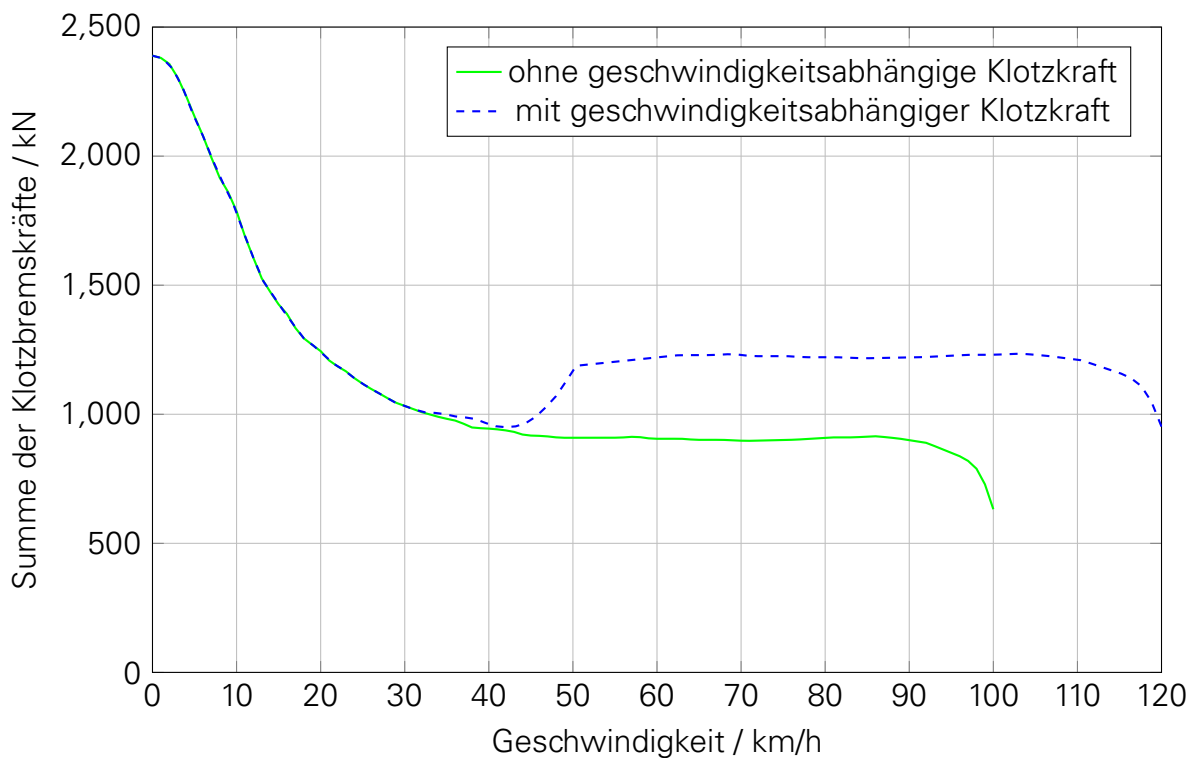


Abbildung 3.8: Bremskraft-Geschwindigkeits-Verlauf für Klotzbremsen mit Grauguss-Bremssohlen (exemplarischer Verlauf)

3.6 BERECHNUNGSBEISPIELE

Aufgabe 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 Aufgabe 1

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

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

- 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

- 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

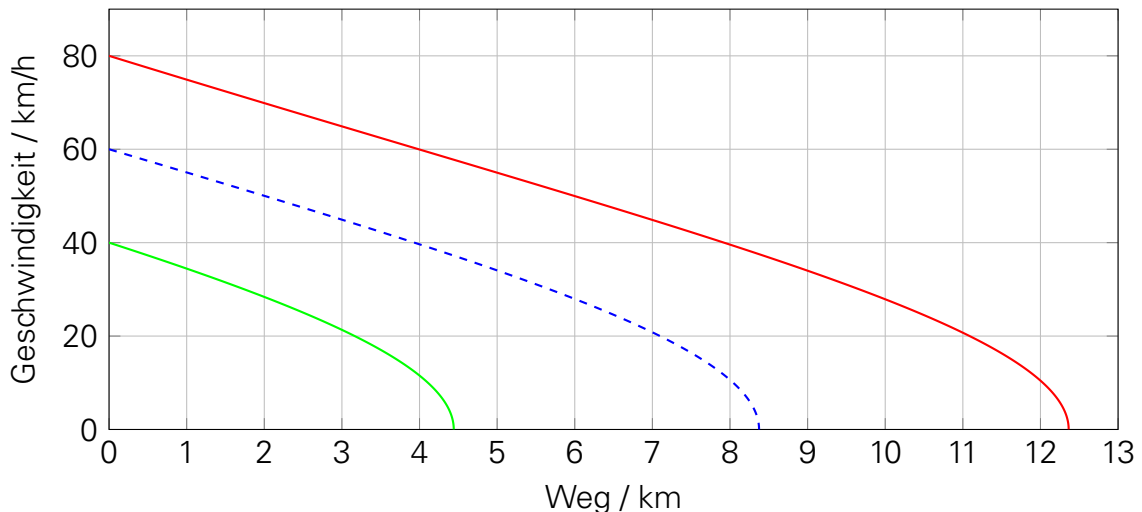


Abbildung 3.9: Simulationsergebnisse zum Auslauf des Beispielzuges

- 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:

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

- Bestimmung der mittleren Sollverzögerung für 900 m Bremsweg⁸:

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

Die erforderlichen mittleren Mindestverzögerungen liegen deutlich unter der maximal über der mittels Ausnutzung des Kraftschlusses zwischen Rad und Schiene erzielbaren Verzögerung (1,14 m/s²).

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

Aufgabe 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. Welcher Bremsweg ergäbe 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 für Bremsaufbauzeiten von 10, 20 und 30 s zu ermitteln.

Berechnungen zu Aufgabe 2

1. Das Grenzgefälle ergibt sich aus der fahrdynamischen Grundgleichung:

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

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

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

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

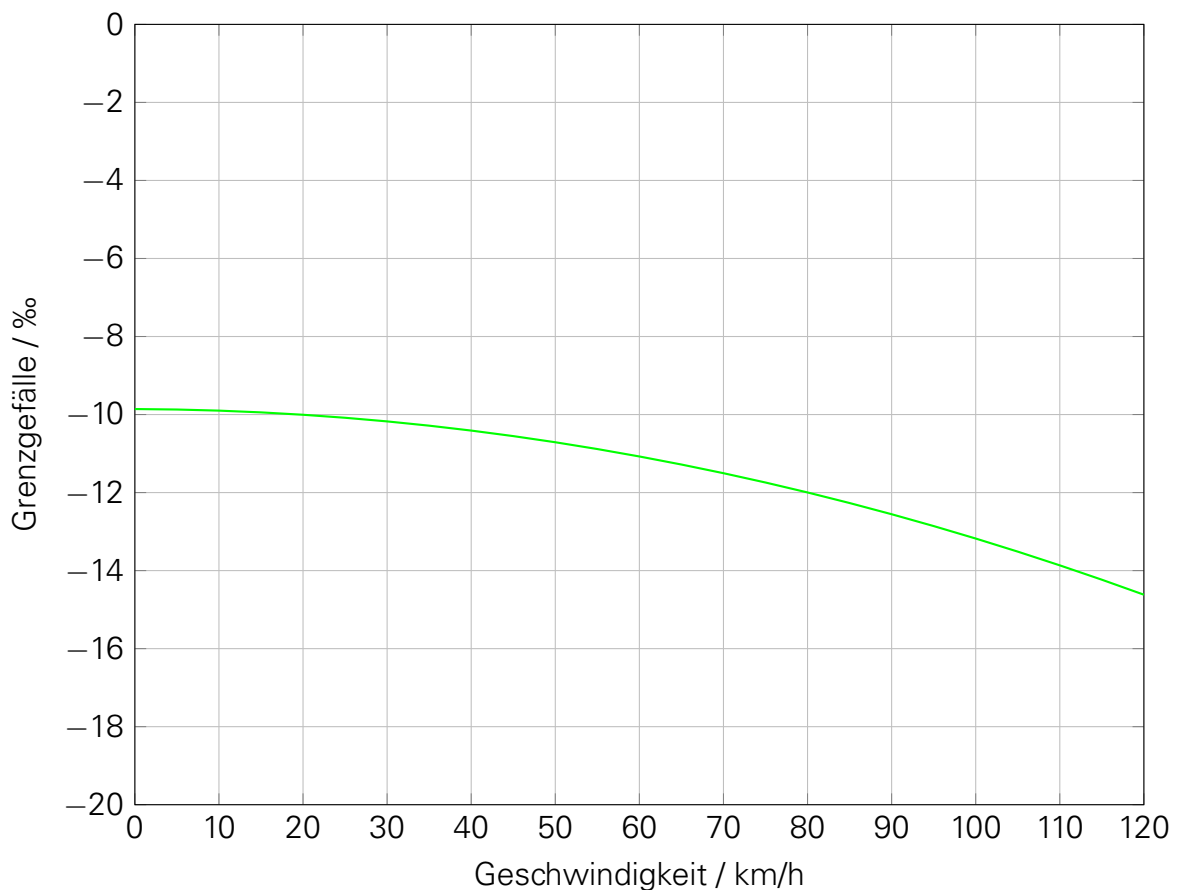


Abbildung 3.10: Grenzgefälle, ab dem für den betrachteten Zug im Falle bei Beharungsbremsungen die Druckluftbremse zusätzlich zur elektrodynamischen Bremse eingesetzt werden muss

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

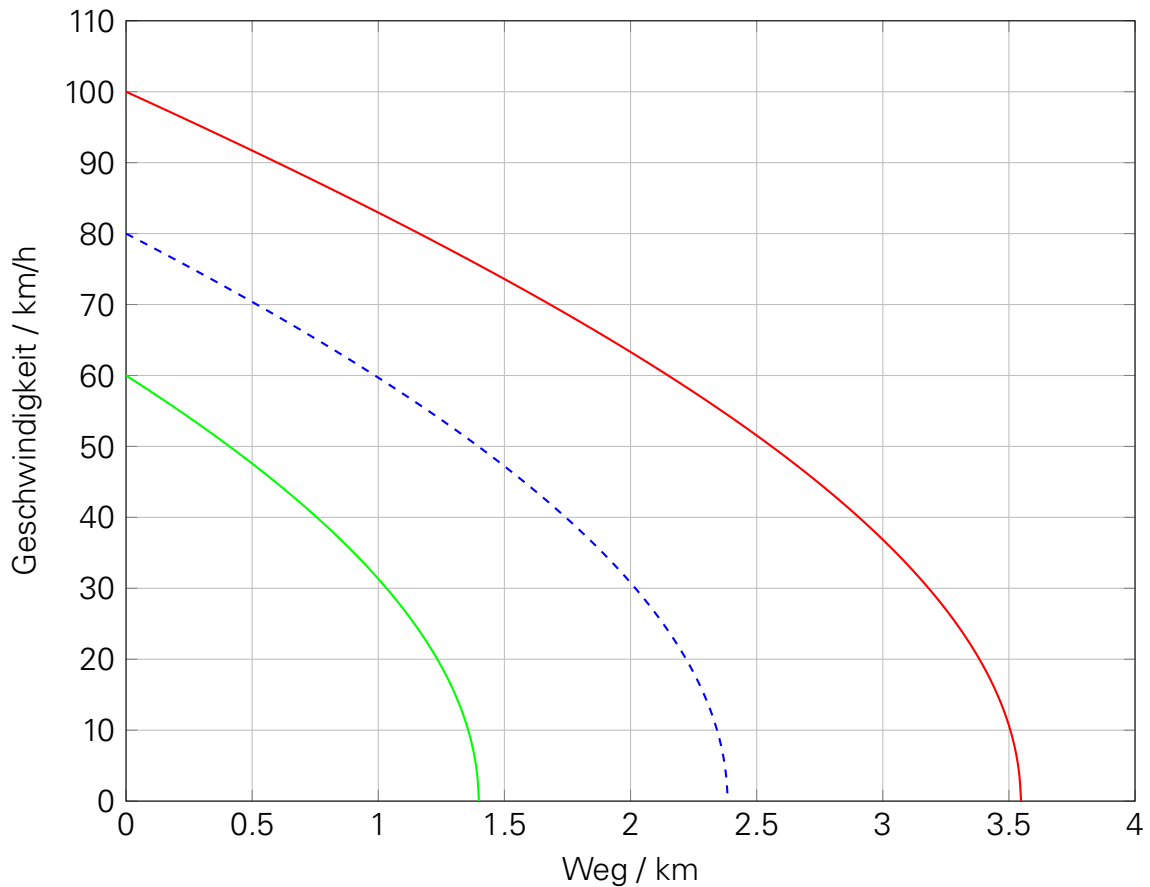


Abbildung 3.11: Simulationsergebnisse zur Abbremsung des Beispielzuges auf geradem, ebenem Gleis unter ausschließlicher Nutzung der elektrodynamischen Bremse

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).

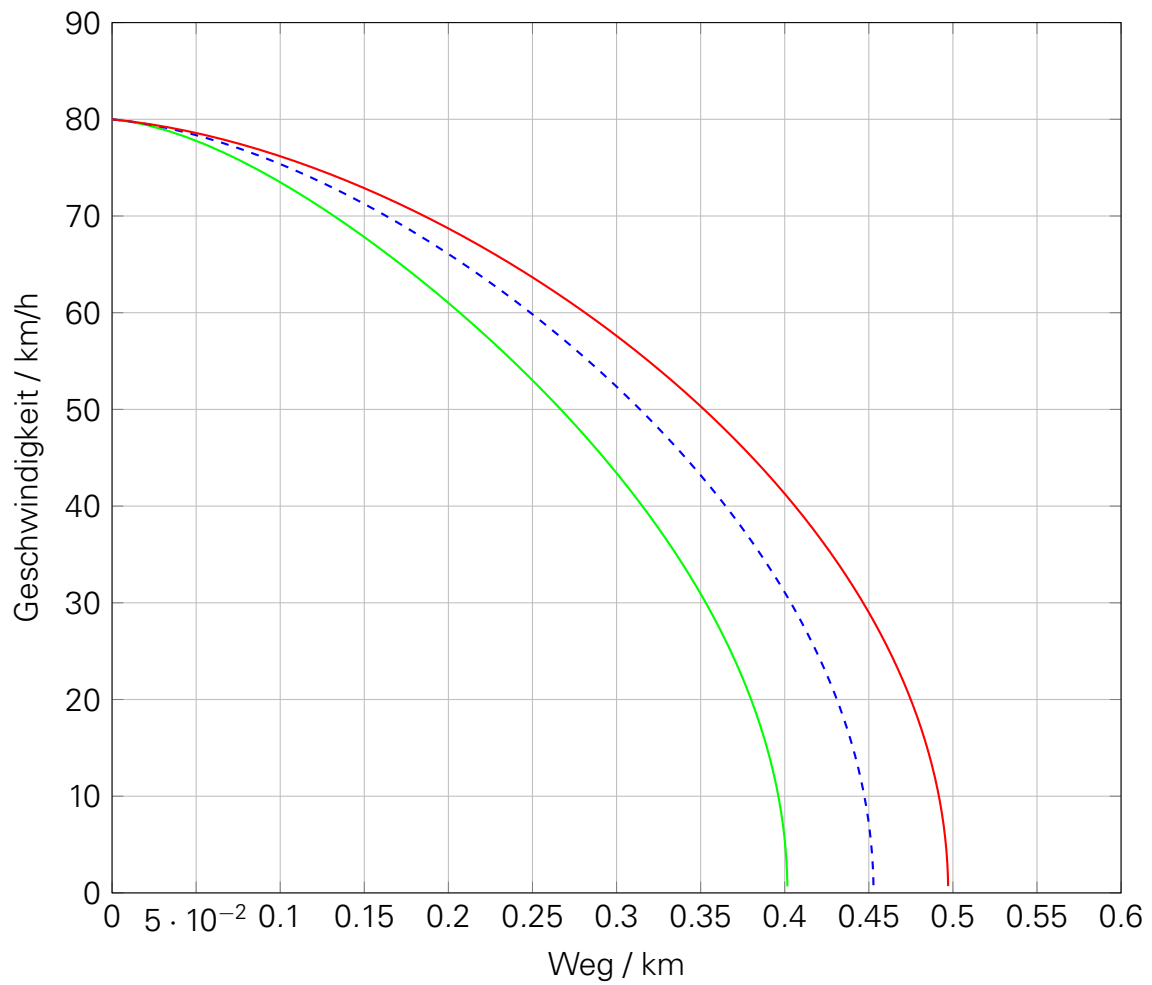


Abbildung 3.12: Simulationsergebnisse zur Variation der Bremsaufbauzeit im Falle des Beispielzuges

3.7 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:

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

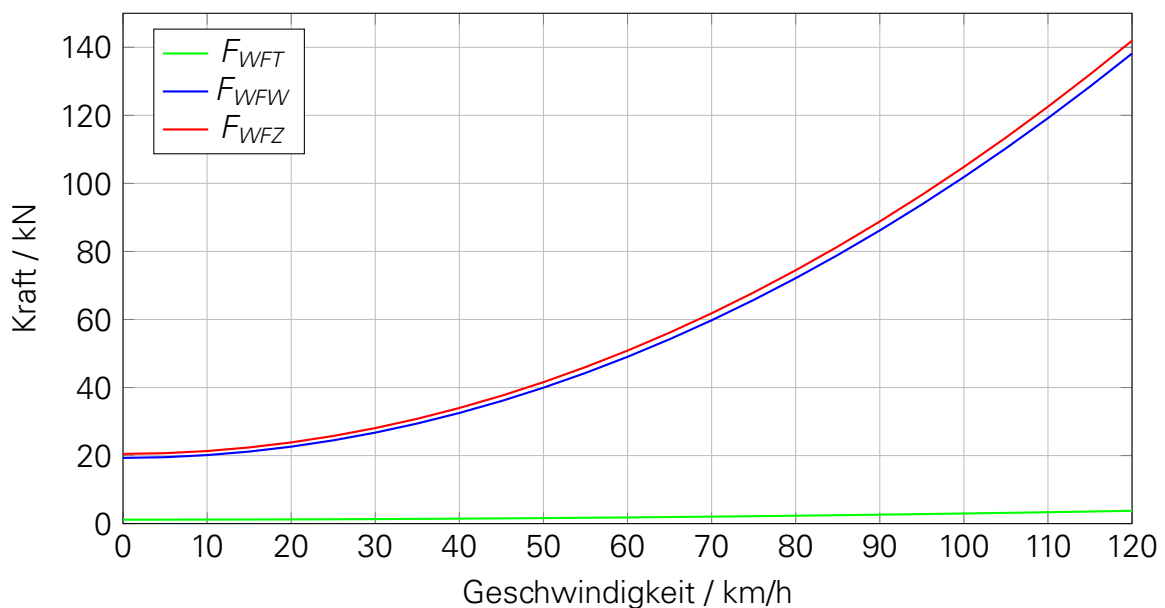


Abbildung 3.13: Verlauf der Fahrzeugwiderstandskräfte

Über die elektrodynamische Bremskraft ist bekannt, dass Sie im Geschwindigkeitsbereich von $v=5 \text{ km/h}$ bis zur Erreichung der maximalen elektrischen Bremsleistung auf max. 150 kN begrenzt wird und dass die maximale elektrische Bremsleistung $6,4 \text{ MW}$ 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. Wir 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:

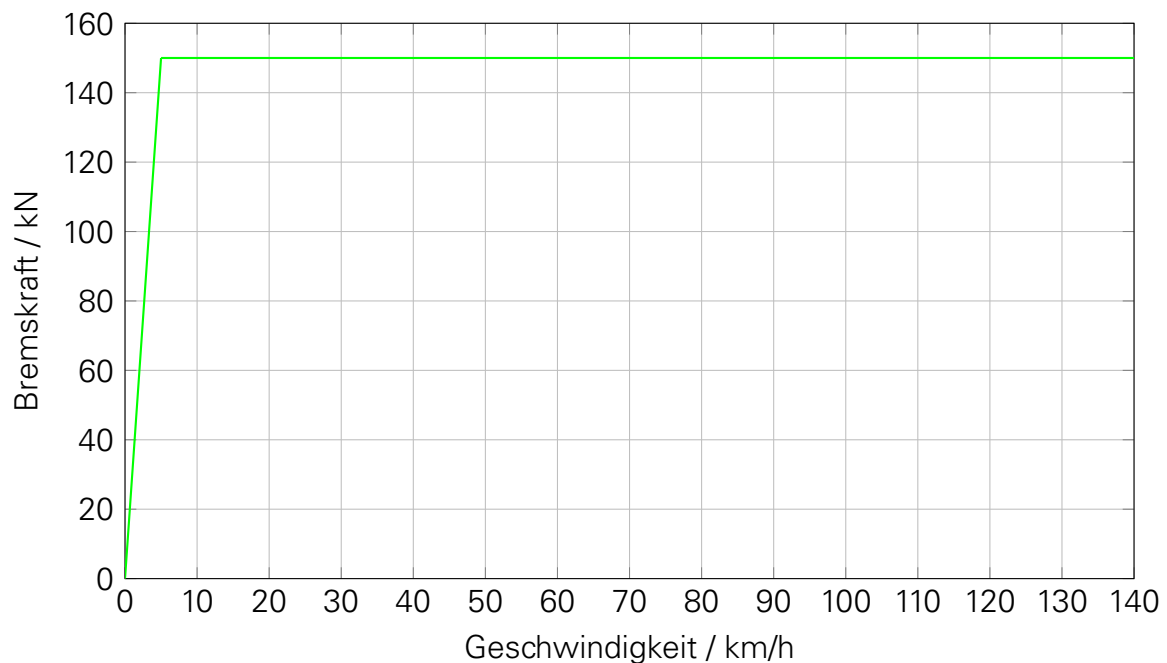


Abbildung 3.14: Verlauf der elektrodynamischen Bremskraft der Lokomotive

? 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:

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

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

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

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

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

Im Ergebnis erhält man eine Beschleunigungsfunktion⁹ $a(v)$ (dargestellt in Abbildung 3.15), mit deren Hilfe sich der Auslaufweg ermitteln lässt.

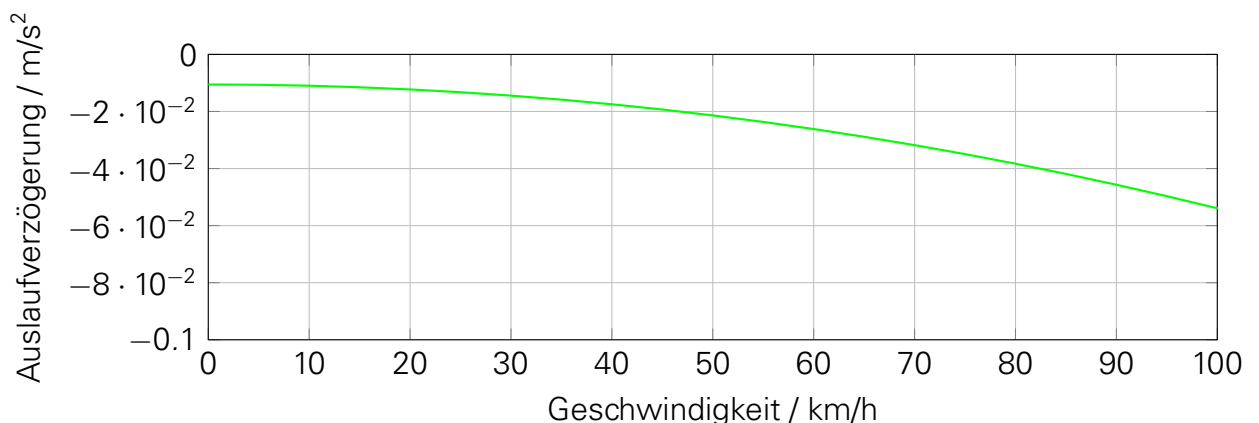


Abbildung 3.15: Auslauf-Beschleunigung des betrachteten Güterzuges

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

Die Berechnung des während einer ungleichmäßig beschleunigten Bewegung mit geschwindigkeitsabhängiger Beschleunigung zurückgelegten Weges ist möglich in dem das folgende Integral¹⁰ gelöst wird:

$$s = \int \frac{v}{a(v)} dv. \quad (3.17)$$

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

$$s = \int_0^{100} \frac{v}{-0,010537 - 4,337 \cdot 10^{-6} v^2} dv. \quad (3.18)$$

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:

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

Für den Auslaufweg gilt folgender Ansatz:

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

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 „Fahrodynamik“ oder „Bremsen“, jeweils Abschnitt „Ungleichmäßig beschleunigte Bewegung“

¹¹siehe Formelsammlung zur Vorlesung „Fahrodynamik“ 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 3.16 zu entnehmen.

Das Modell enthält als wesentliche Elemente eine Komponente, die die Träg-

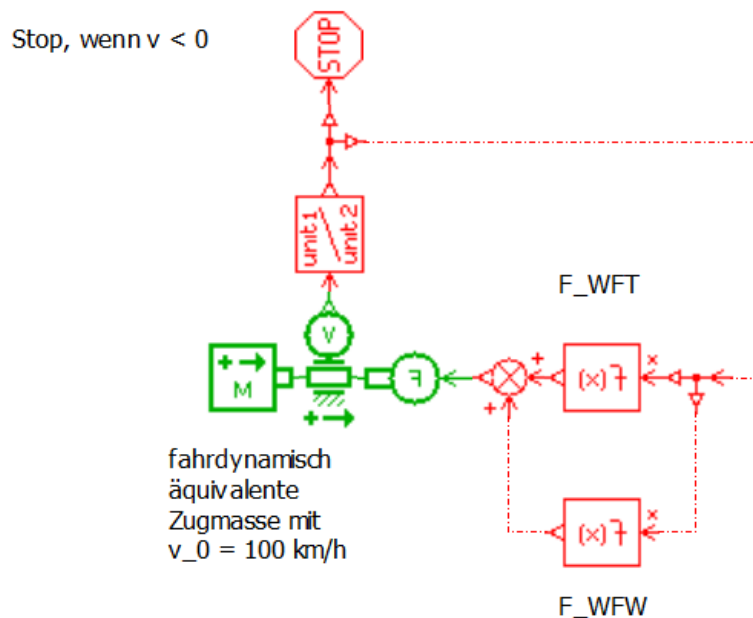


Abbildung 3.16: AMESim-Modell zu Frage 1

heit des Zuges abbildet, sowie eine Komponente, mit der sich 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 3.17 visualisierten Ergebnisse. Der ermittelte Weg (14522 m) liegt sehr nahe an der mit Hilfe der Lösungsmethode 1 ermittelten Distanz (Abweichung: < 1 %).

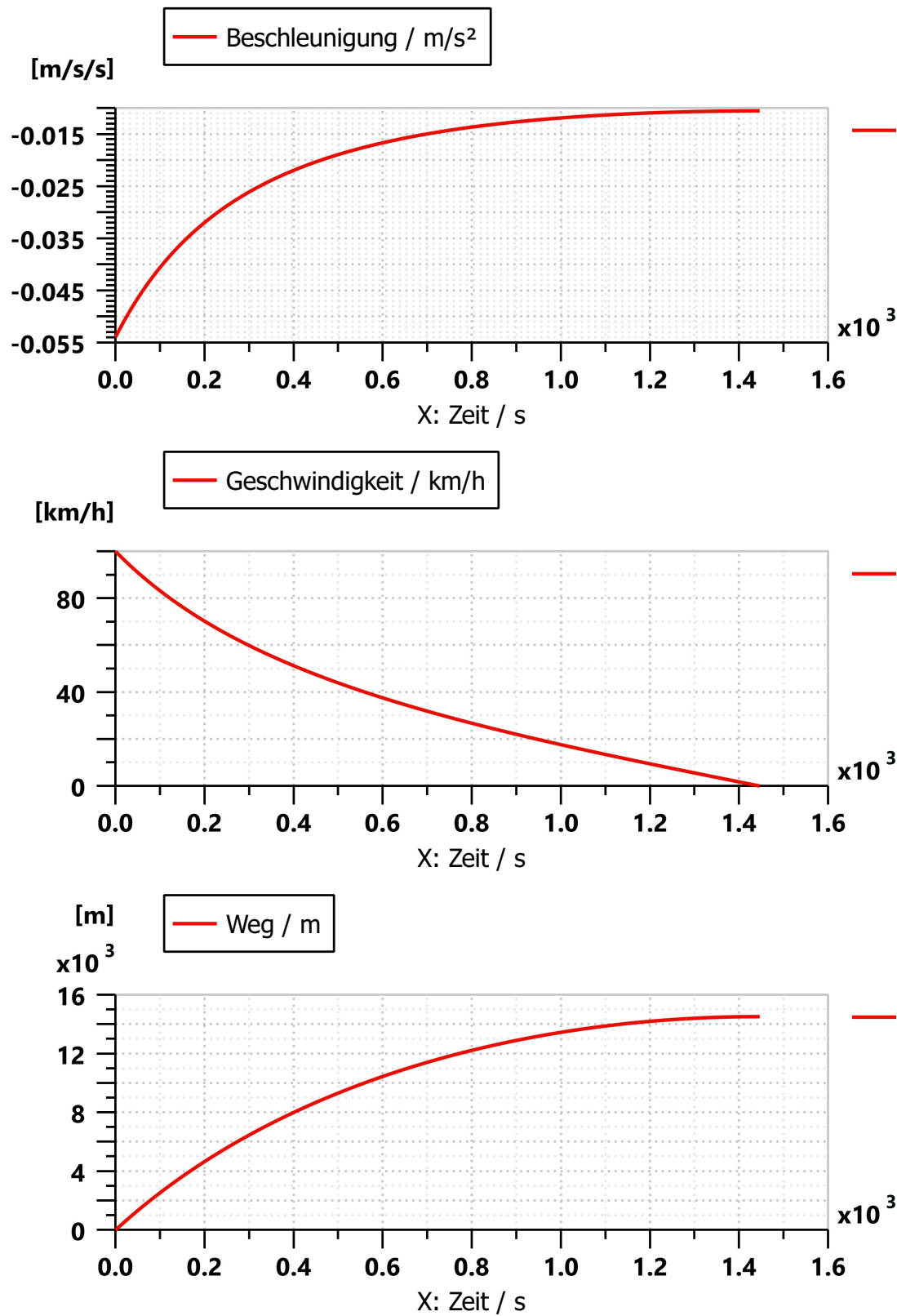


Abbildung 3.17: Simulationsergebnisse (AMESim) zu Frage 1

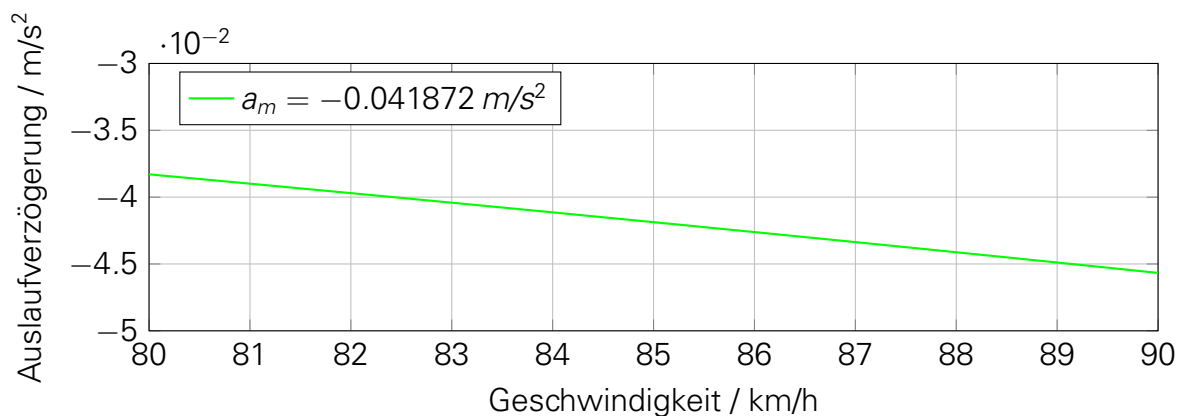
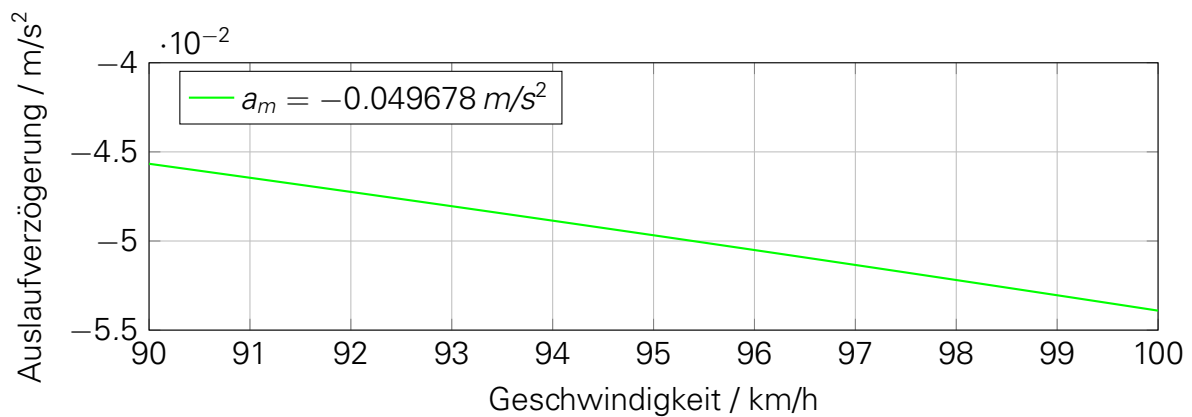
Lösungsmethode 3: Näherungslösung

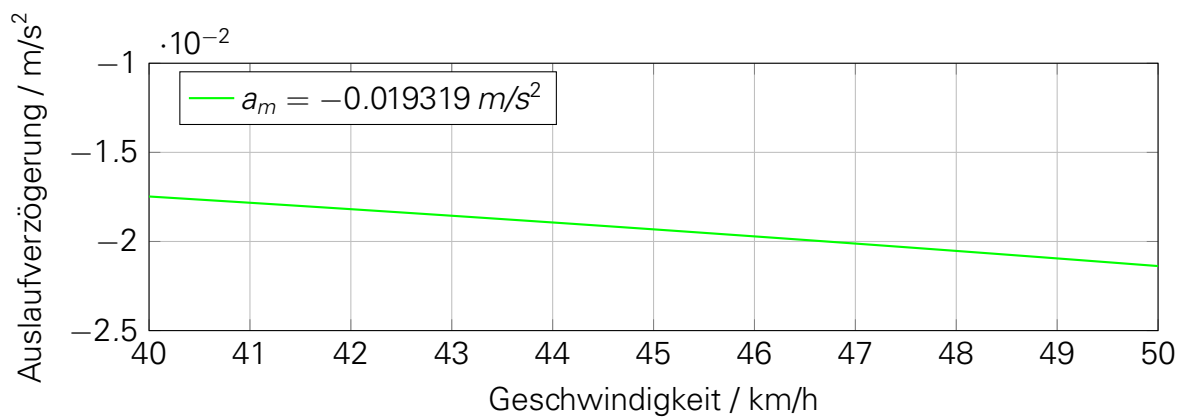
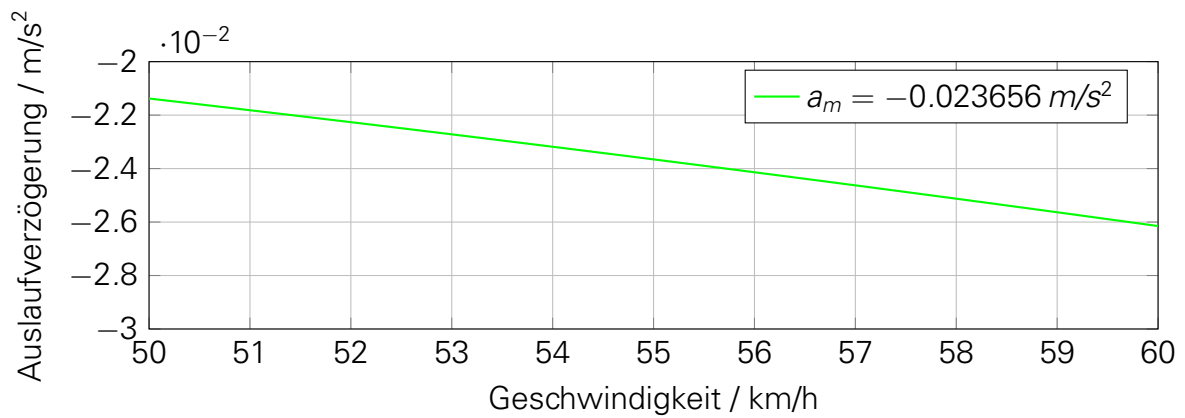
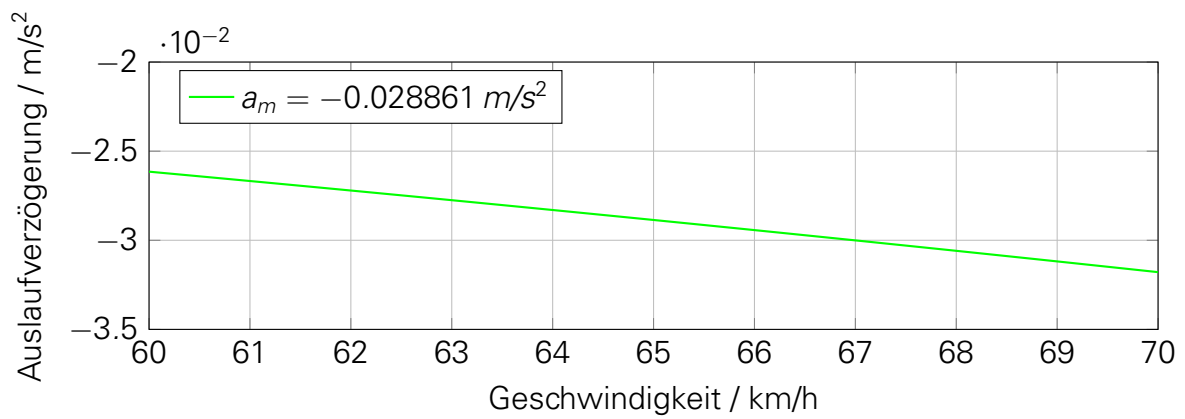
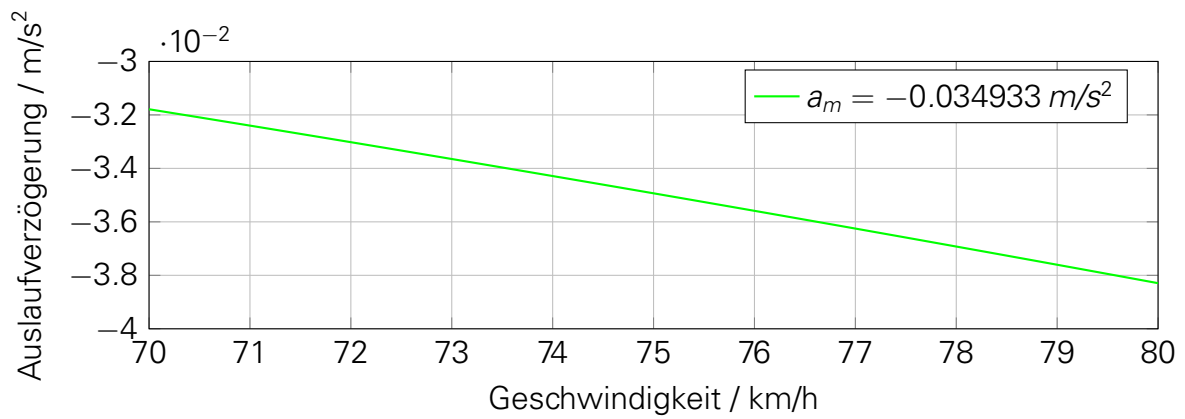
Sollte kein Simulationsprogramm zur Verfügung stehen und der Integrationsansatz nicht bekannt sein, gäbe es theoretisch noch die Möglichkeit, eine Näherungslösung zu berechnen. Dabei wird das Geschwindigkeitsintervall des Fahrzeugauslaufes in kleinere Intervalle zerlegt und dann die in den Intervallen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

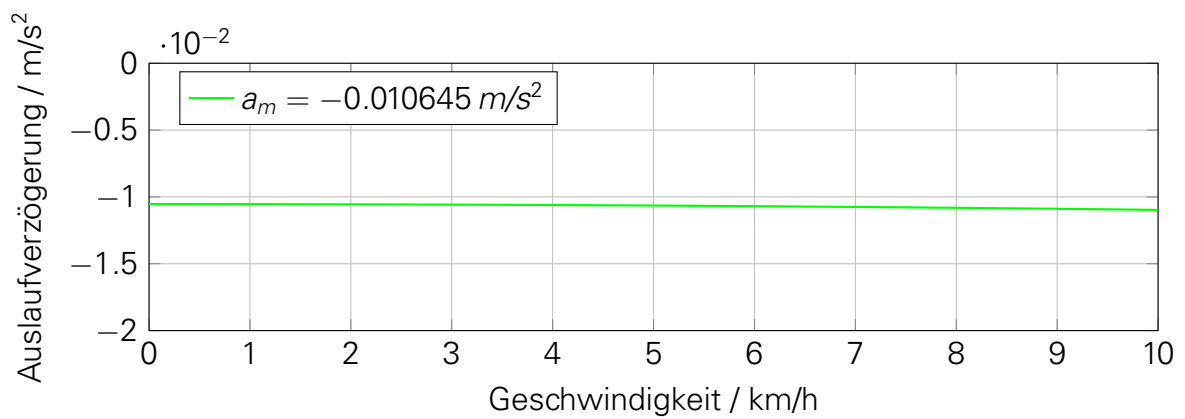
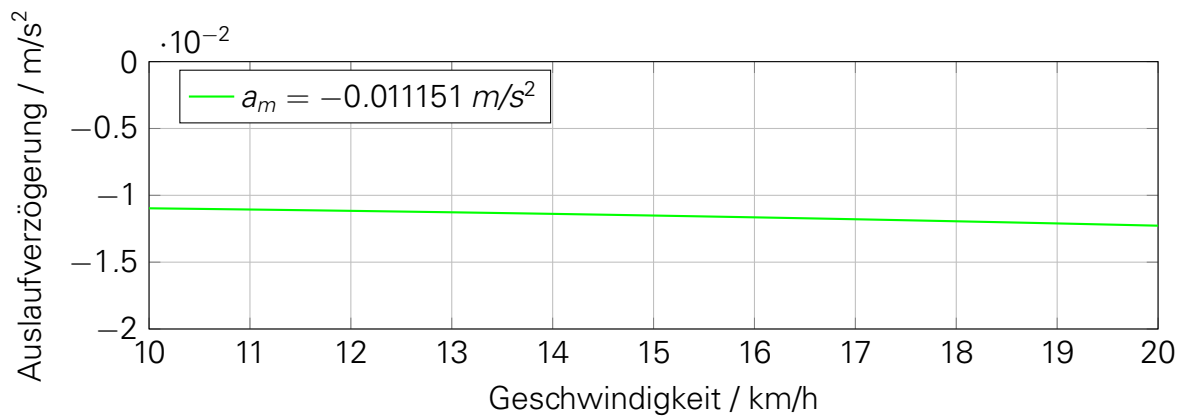
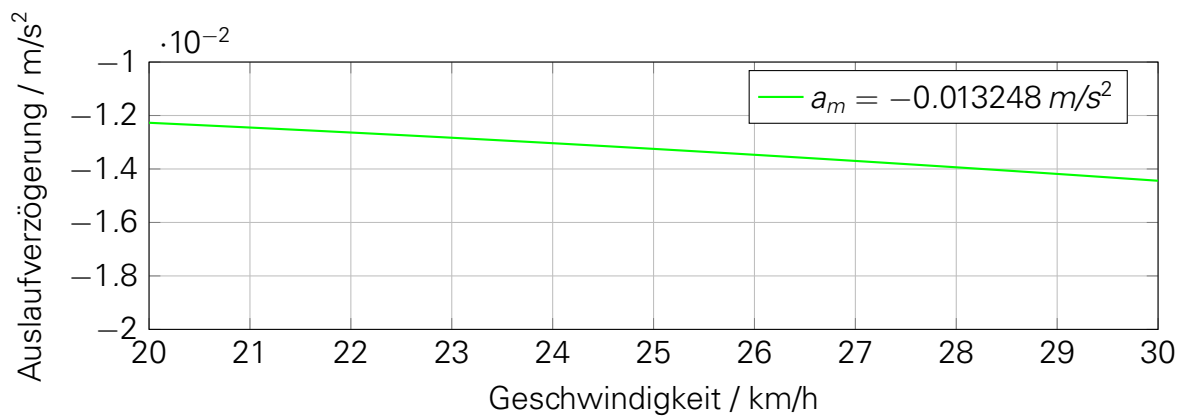
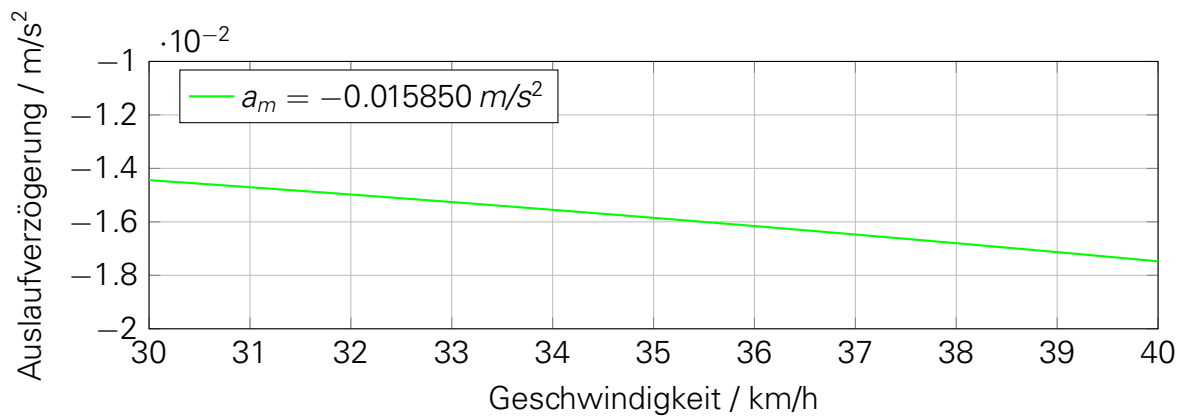
Auf dieser Grundlage lässt sich dann intervallweise mit der einfachen Gleichung für die über dem Weg gemittelte Verzögerung der Bremsweg bestimmen:

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

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







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 ($\Delta v < 2 \text{ km/h}$) 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 „Fahrtechnik“, 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 3.14), 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 3.18), mit deren Hilfe sich der Bremsweg im Intervall von 100 bis 5 km/h ermitteln lässt.

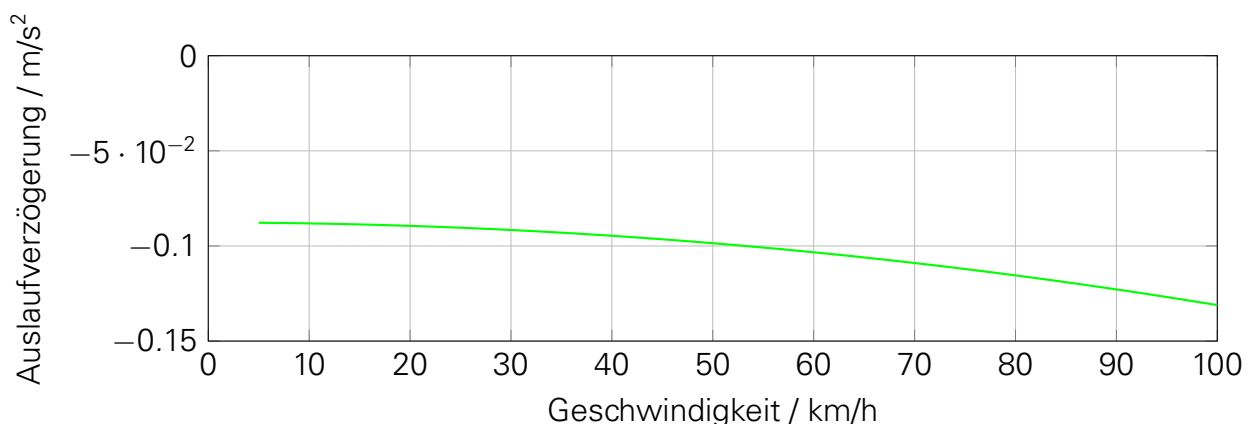


Abbildung 3.18: Verzögerungsverlauf des elektrodynamisch gebremsten Güterzuges im Geschwindigkeitsintervall von 100 bis 5 km/h

Um den angepassten Integrationsalgorithmus nach Jentsch (siehe Seite 49) anzuwenden, muss die ermittelte Beschleunigungsgleichung hinsichtlich der Einheit von a angepasst werden ($m/s^2 \rightarrow km/h^2$):

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

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:

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

Im Ergebnis erhält man eine Beschleunigungsfunktion $a(v)$ (dargestellt in Abbildung 3.19), mit deren Hilfe sich der Bremsweg im Intervall von 5 bis 0 km/h ermitteln lässt.

Um den angepassten Integrationsalgorithmus nach Jentsch (siehe Seite 49) anzuwenden, muss die ermittelte Beschleunigungsgleichung hinsichtlich der Einheit von a angepasst werden ($m/s^2 \rightarrow km/h^2$):

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

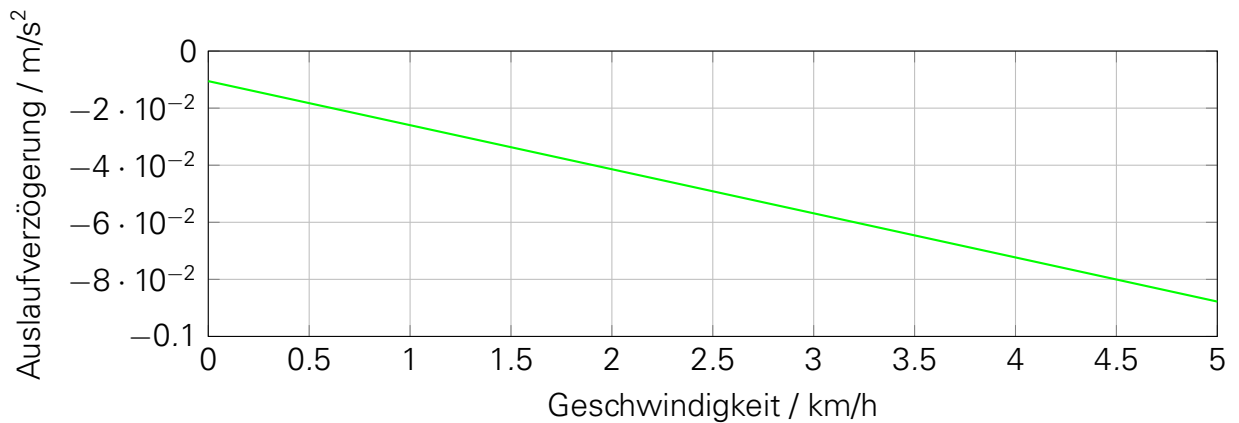


Abbildung 3.19: Verzögerungsverlauf des elektrodynamisch gebremsten Güterzuges im Geschwindigkeitsintervall von 5 bis 0 km/h

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 $v=100 \text{ km/h}$ 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 3.20).

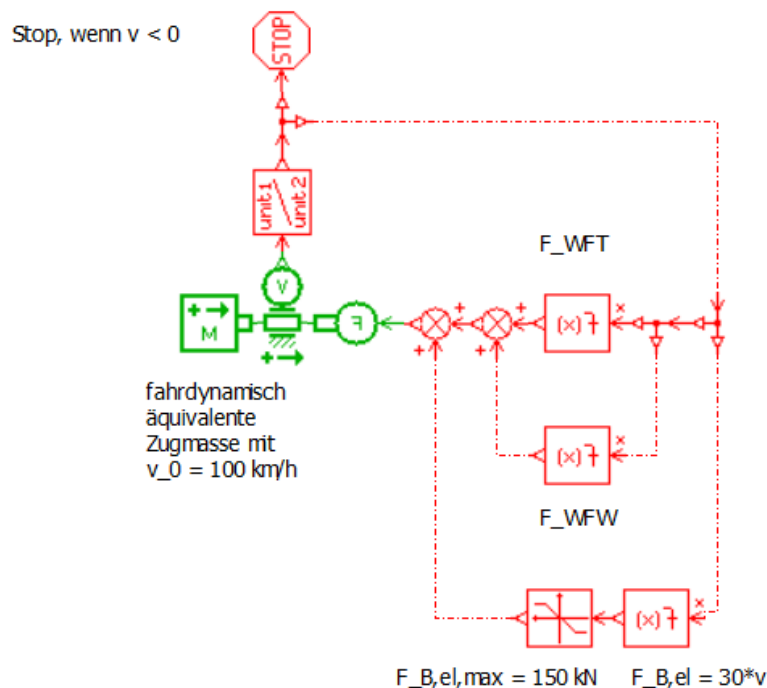


Abbildung 3.20: Erweitertes AMESim-Modell zur Ermittlung des Bremsweges unter ausschließlicher Nutzung der elektrodynamischen Bremse des Triebfahrzeuges

Die Simulation ergibt einen Bremsweg von insgesamt 3582 m. Die Abweichung zu dem mittels angepasstem Integrationsverfahren nach Jentsch

ermittelten Bremse 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 3.21.

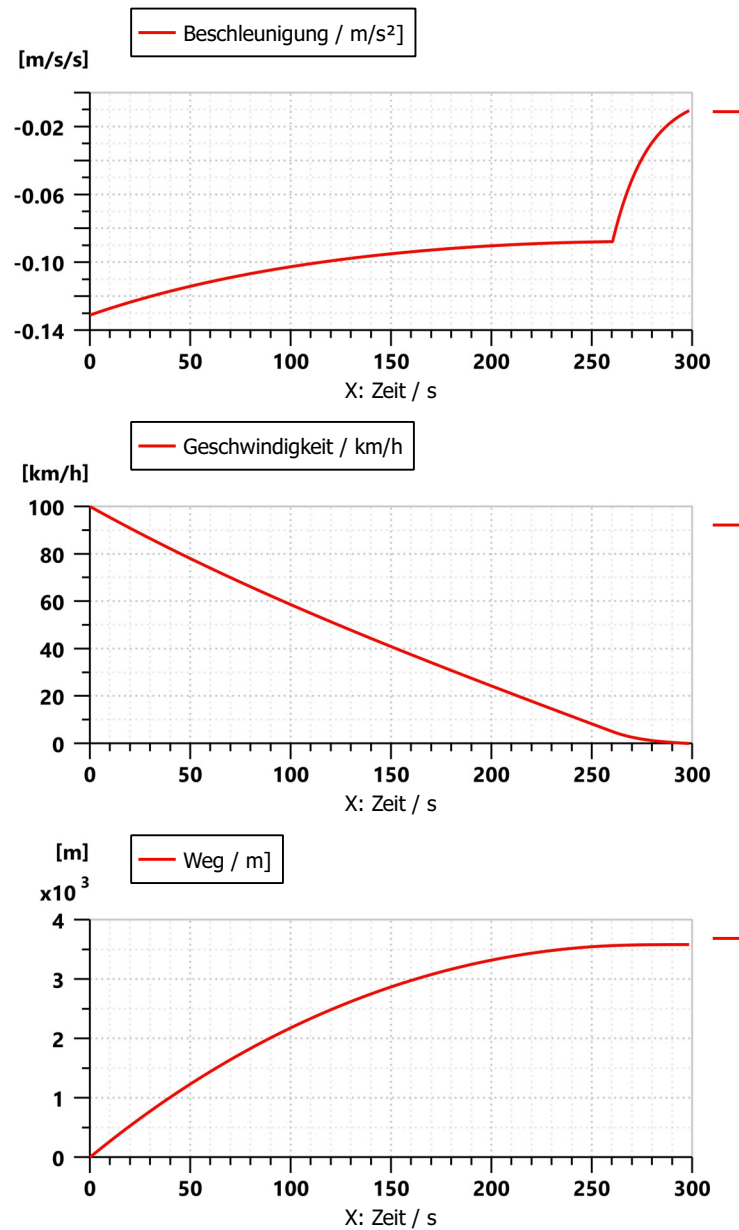


Abbildung 3.21: Simulationsergebnisse (AMESim) zur Ermittlung des Bremsweges unter ausschließlicher Nutzung der elektrodynamischen Bremse des Triebfahrzeuges

? 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 Sekunden 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 3.22 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. So lässt sich die Bremsaufbauzeit¹³, während der vereinfacht ein linearer Anstieg der Bremskraft angenommen wird, auf einfache Art und Weise berücksichtigen.

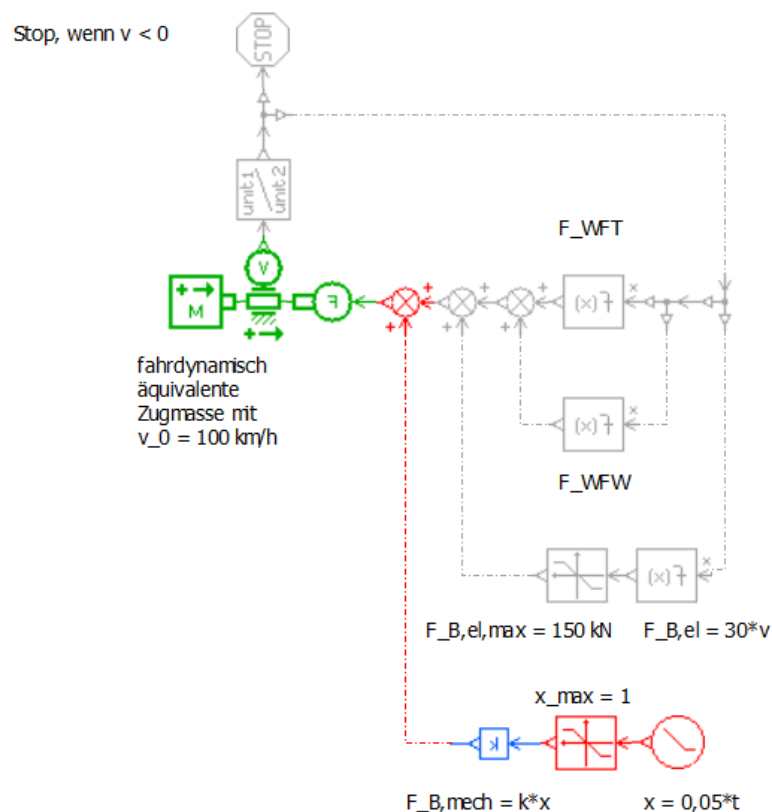


Abbildung 3.22: modifiziertes AMESim-Modell

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.

Über eine Variation des Proportionalitätsfaktors k (blaues Element in Abbildung 3.22) 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 von den mechanischen Radbremsen aufgebracht werden müssten. Abbildung 3.23 illustriert die Simulationsergebnisse.

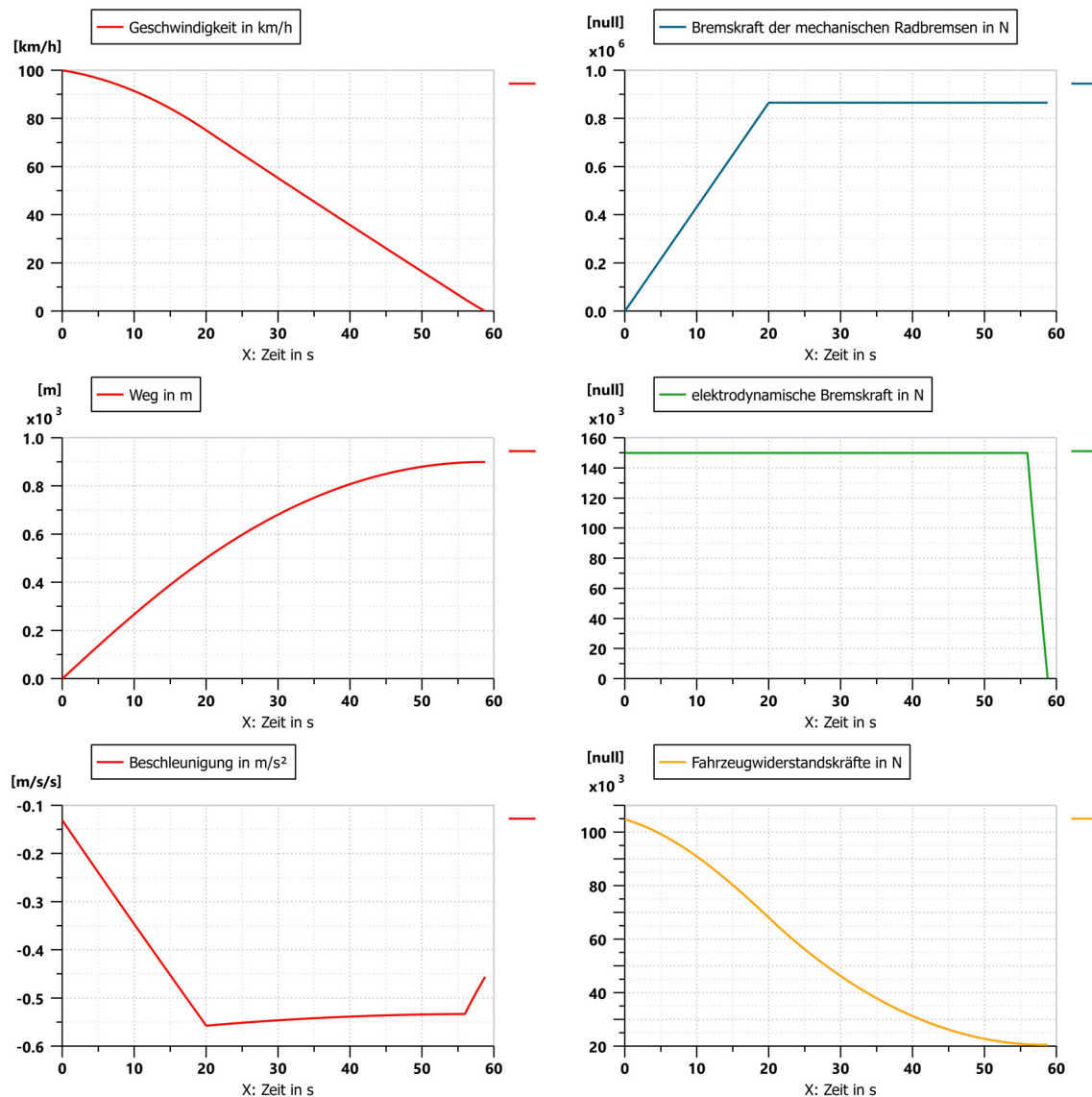


Abbildung 3.23: Ergebnisse (AMESim) zu Frage 4

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 durchgeführt 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 3.24 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,el_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 3.24: Ermittlung des Bremsweges mit Hilfe von MS-Excel (Zeitschrittverfahren)

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 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 3.25 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. brems-technisch zulässige Geschwindigkeiten erhöht werden können.

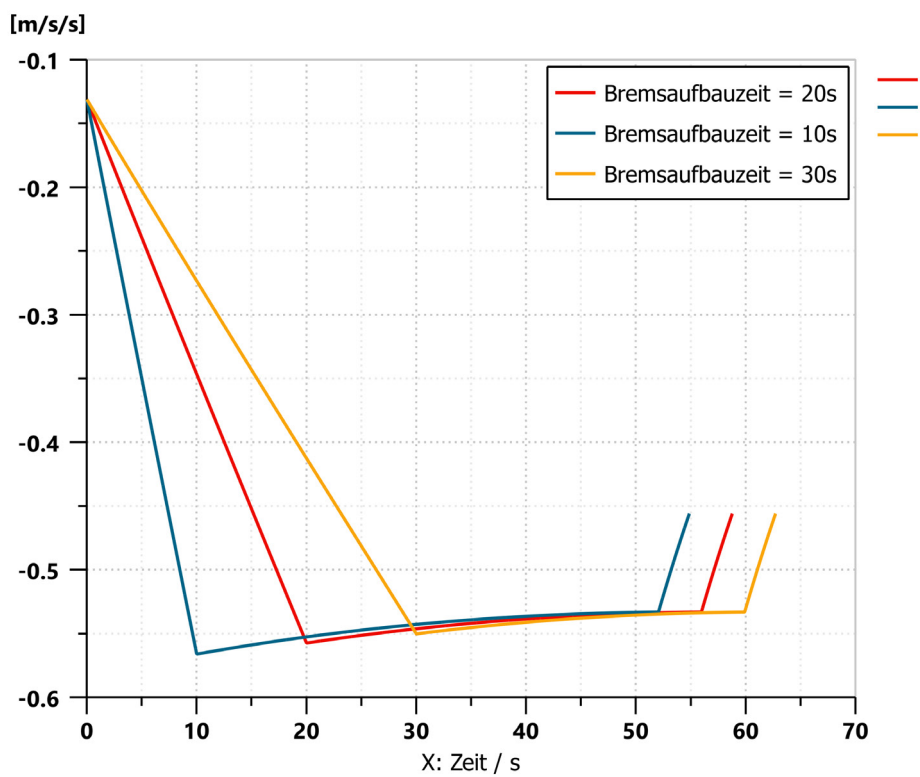
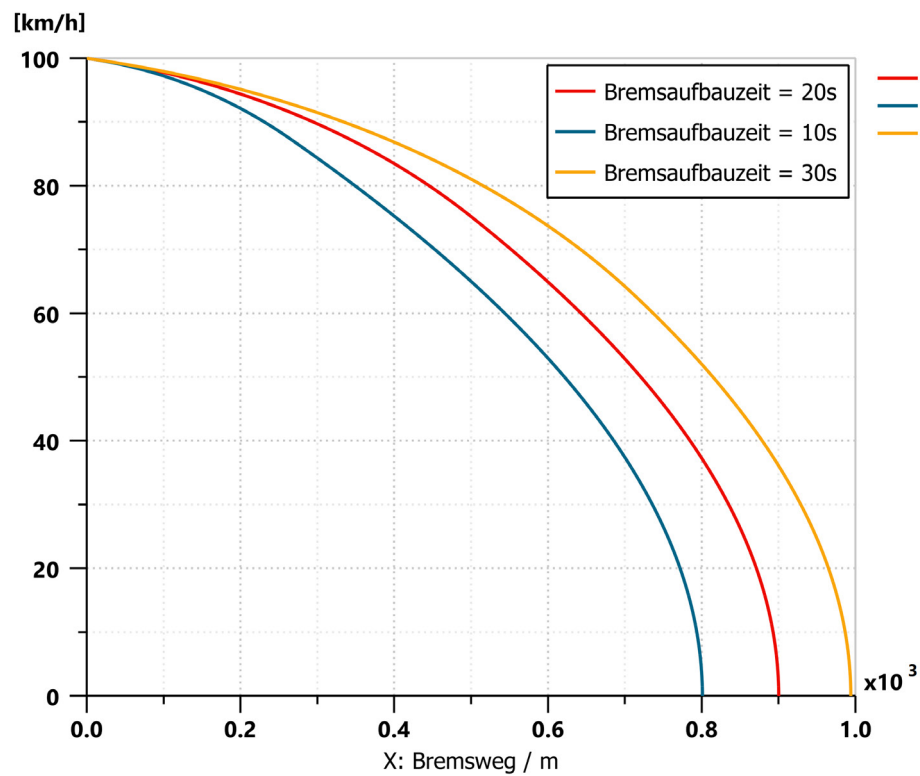


Abbildung 3.25: Veränderung des Bremsweges bei Verlängerung oder Verkürzung der Bremsaufbauzeit um 10 Sekunden (Ergebnisse der Simulation mit AMESim)

4 BREMSMECHANIK

4.1 BREMSARBEIT UND BREMSLEISTUNG

Im folgenden sind einige fahrdynamische Grunddaten verschiedener Fahrzeuge bzw. Zugkonfigurationen gegeben. Auf Basis dieser Daten werden in der anschließenden Tabelle die näherungsweise berechneten Werte für die Bremsarbeit sowie die Bremsleistung in unterschiedlichen Betriebssituationen einander gegenübergestellt.

Zug 1: Baureihe 612



Radsatzfolge: 2'B'+B'2'

Fahrzeugwiderstand: $F_{WFT} = 1,58 + 1,03 \frac{v}{100} + 2,90 \left(\frac{v + 15}{100} \right)^2$

fahrdynamischer Massenfaktor: $\xi = 1,06$

Masse (voll besetzt): $m = 116 \text{ t}$

Höchstgeschwindigkeit: $v_{\max} = 160 \text{ km/h}$

Zug 2: Schnellzug mit Elektrolok



Radsatzfolge: B'B'+6(2'2')

Fahrzeugwiderstand: $F_{WFZ} = 2,54 + 3,34 \frac{v}{100} + 5,72 \left(\frac{v}{100} \right)^2$

fahrdynamischer Massenfaktor: $\xi = 1,1$

Zugmasse (voll besetzt): $m = 360 \text{ t}$

Höchstgeschwindigkeit: $v_{\max} = 160 \text{ km/h}$

Zug 3: Hochgeschwindigkeitszug ICE 3



Radsatzfolge: Bo'Bo'+2'2'+Bo'Bo'+2'2'+2'2'+Bo'Bo'+2'2'+Bo'Bo'

Fahrzeugwiderstand: $F_{WFZ} = 3,30 + 2,42 \frac{v}{100} + 5,52 \left(\frac{v+15}{100} \right)^2$

fahrdynamischer Massenfaktor: $\xi = 1,04$

Zugmasse (voll besetzt): $m = 465 \text{ t}$

Höchstgeschwindigkeit: $v_{\max} = 330 \text{ km/h}$

Zug 4: Güterganzzug mit Ellok



Radsatzfolge: Bo'Bo'+20(2'2')

Fahrzeugwiderstand: $F_{WFZ} = 22,5 + 0,8 \frac{v}{100} + 40,8 \left(\frac{v}{100} \right)^2$

fahrdynamischer Massenfaktor: $\xi = 1,03$

Zugmasse: $m = 1844 \text{ t}$

Höchstgeschwindigkeit: $v_{\max} = 100 \text{ km/h}$

Füllen Sie die Lücken ggf. unter Zuhilfenahme der Formelsammlung aus!

			BR 612	IC-Zug	ICE 3	Güterzug
Grundverzögerung bei 100 km/h	m/s^2			0,0293	0,0269	0,0330
kinetische Energie bei $v_{\max}$	kWh	33,7		108,6		203,5
Bremsarbeit aus $v_0=80 \text{ km/h}$	kWh	8,4			33,2	130,3
Bremsarbeit aus $v_0=160 \text{ km/h}$	kWh	33,7		108,6		$(v_0 > v_{\max})$
Bremsleistung bei $b_B=1,0 \text{ m/s}^2$ und $v=80 \text{ km/h}$	kW	2732			10747	42207
Radbremsleistung bei $b_B=1,0 \text{ m/s}^2$ und $v=80 \text{ km/h}$	kW			157	168	503
Bremsleistung bei $b_B=1,0 \text{ m/s}^2$ und $v=160 \text{ km/h}$	kW			17600	21493	$(v > v_{\max})$

		BR 612	IC-Zug	ICE 3	Güterzug
Dauerbremsarbeit je km in $i=-10\text{‰}$ bei $v=100\text{ km/h}$	kWh		6,59	9,05	32,44
Dauerbremsarbeit je km in $i=-20\text{‰}$ bei $v=100\text{ km/h}$	kWh	4,53		21,73	82,69
Dauerbremslei- stung in $i=-10\text{‰}$ bei $v=100\text{ km/h}$	kW	137	659		3244
Dauerbremslei- stung in $i=-20\text{‰}$ bei $v=100\text{ km/h}$	kW	453	1640	2173	
Raddauerbrems- leistung in $i=-20\text{‰}$ bei $v=100\text{ km/h}$	kW	28	29	34	

Bremsleistung Pkw vs. ICE 1



Fahrzeugmasse je Bremsscheibe	400 kg	4000 kg
Bremsausgangsgeschwindigkeit	200 km/h	250 km/h
kinetische Energie je Bremsscheibe	0,171 kWh	2,679 kWh
Verhältnis		15
Bremszeit (Schnellbremsung)	14 s	70 s
Verhältnis		5
ØBremsleistung je Bremsscheibe	44,0 kW	137,8 kW
Verhältnis		3
Bremsbelagfläche	50 cm ²	800 cm ²
Bremsarbeit/Belagfläche	3,43 Wh/cm ²	3,35 Wh/cm ²
maximale Gleitgeschwindigkeit	128 m/s	129 m/s
Belagdruck	265 N/cm ²	27 N/cm ²

4.2 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 4.2 und 4.3 bzw. Abbildung 4.4 auf. Die maximale Kraftschlussausnutzung für den Wagen betrage $\tau=0,11$.

Tabelle 4.2: 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 4.3: 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

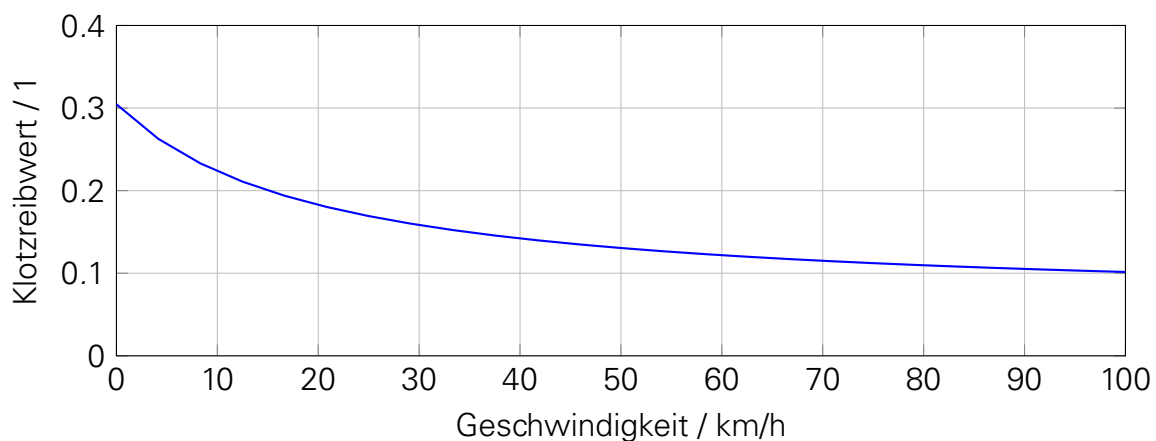


Abbildung 4.1: Verlauf des Klotzreibwertes über der Geschwindigkeit

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?

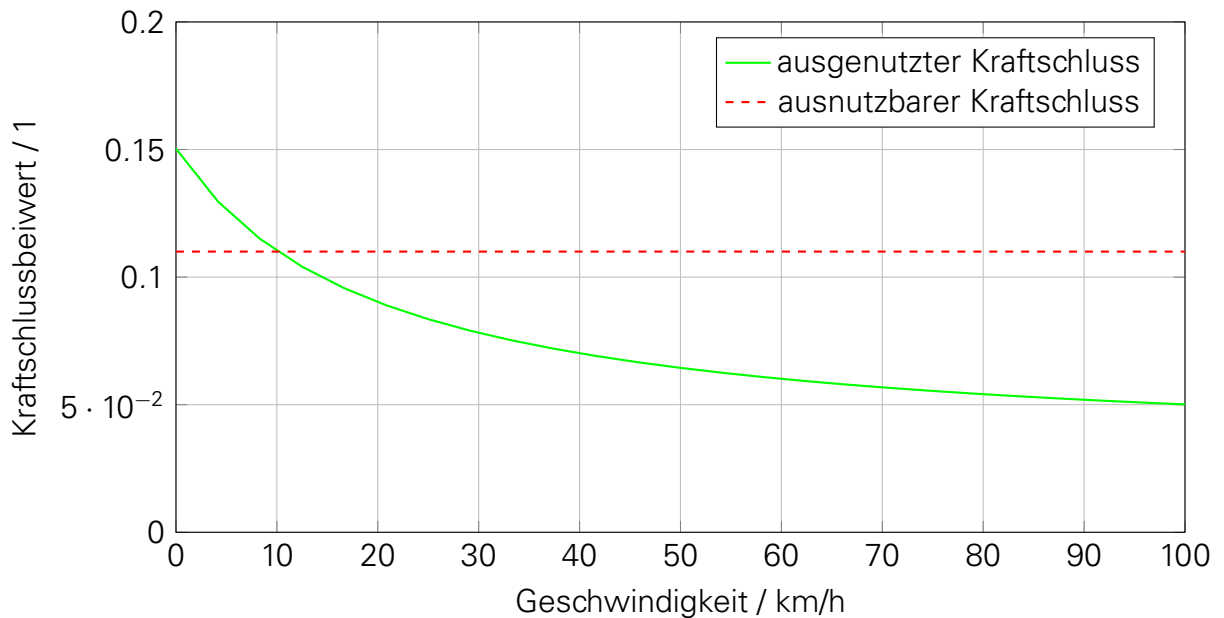


Abbildung 4.2: Ausnutzung des Kraftschlusses bei geschwindigkeitsinvarianter Klotzkraft

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

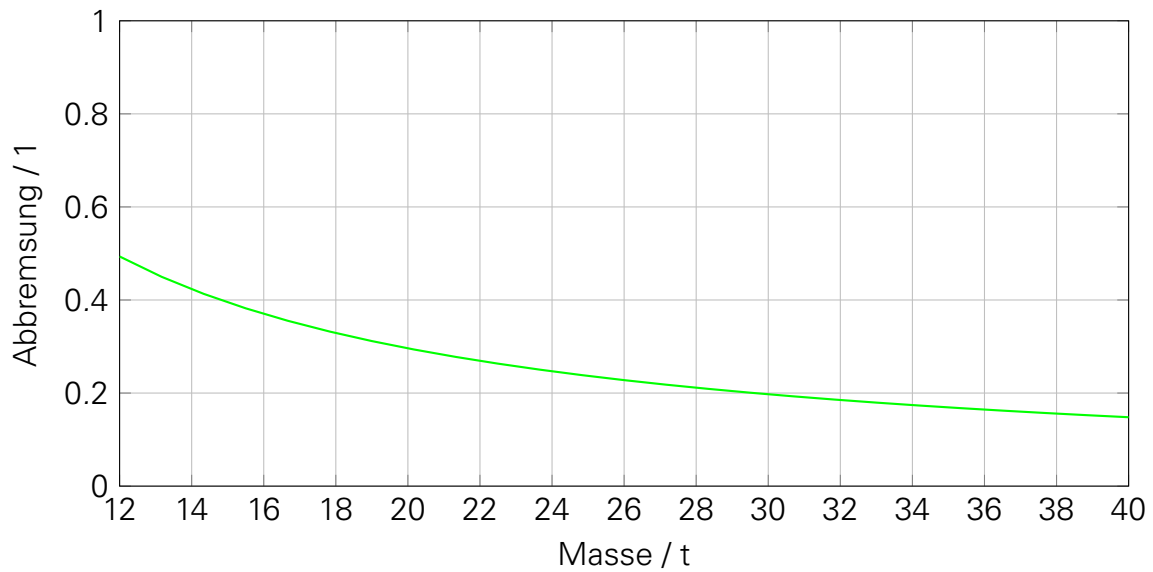


Abbildung 4.3: Abbremmung bei wagenmasseninvarianter Klotzkraft

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

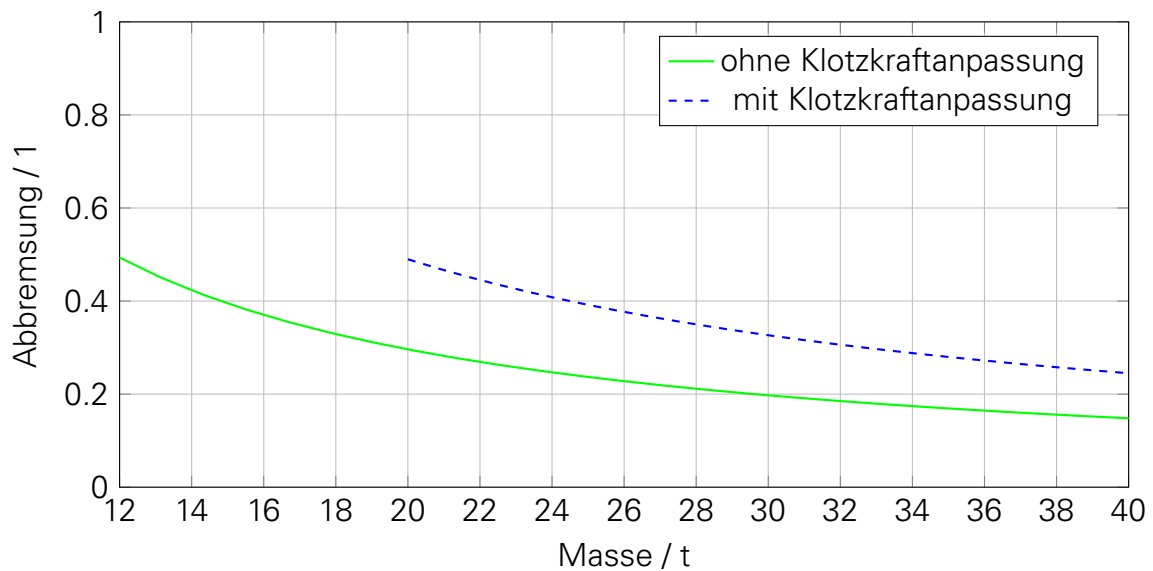


Abbildung 4.4: Vergleich der Abbremmung bei wagenmasseninvarianter und zwei-stufig anpassbarer Klotzkraft

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

$$\kappa_{\text{leer}} = \kappa_{\text{beladen}} = 0,49$$

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

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?

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

5 MECHANISCHE BREMSAUSRÜSTUNG

5.1 ÜBERBLICK

Unter „Mechanische Bremsausrüstung“ werden im Folgenden alle mechanischen Bauteile der Klotzbremsausrüstung zusammengefasst, die der Erzeugung, Weiterleitung und Übersetzung der Bremskraft dienen. Die Bremsmechanik umfasst daher den Bremszylinder als Schnittstelle zwischen der Bremspneumatik (siehe Kapitel 7) 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. Aus Kostengründen wird bei vielen Güterwagen jedoch ein zentraler Bremszylinder zur Abbremsung aller Radsätze eingesetzt, sodass ein umfangreiches Bremsgestänge installiert werden muss.

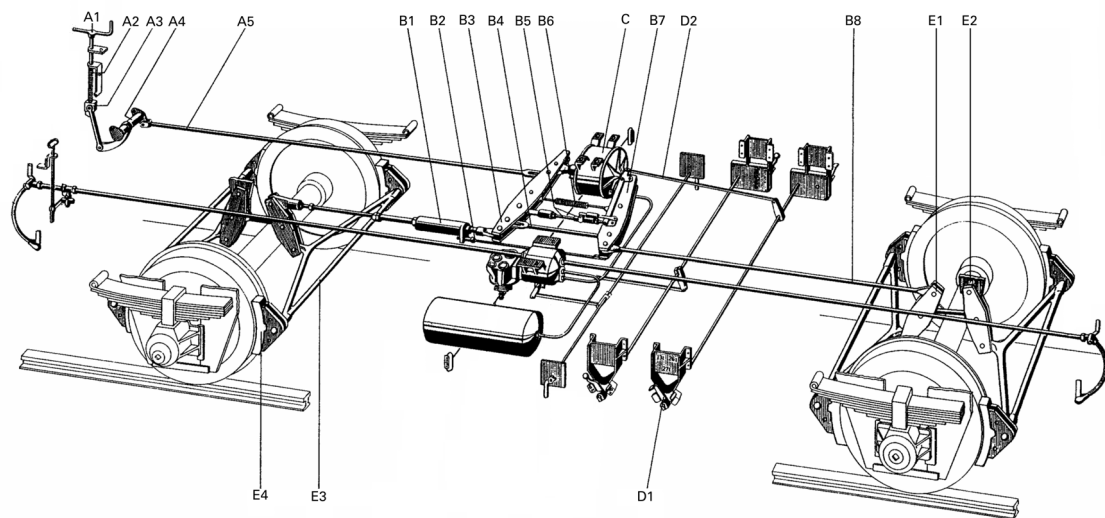


(a) Bremsgestänge (Ausschnitt)



(b) Kompaktbremse

Abbildung 5.1: Verschiedene Ausprägungen der mechanischen Bremsausrüstung



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
Radsatzbremsgetänge	E1	Vertikalbremshebel
	E2	Festpunkt(hebel)
	E3	Bremsdreieck (z.T. auch: Bremstraverse)
	E4	Bremsklotz mit Hängeseisen (nicht abgebildet)

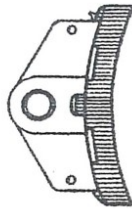
5.2 BREMSKLOTZ

Die Bremsklötze sind in der Regel über Hängeeisen, das der Aufnahme der vertikalen Kräfte dient, 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.

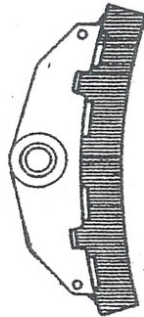
Es wird grundsätzlich zwischen vier Bauarten von Bremsklötzen unterschieden (siehe unten stehende Abbildungen). Bremsklötze werden heute immer geteilt ausgeführt, um die Bremssohlen nach dem Aufbrauchen des Verschleißvorrates austauschen zu können, ohne gleich den gesamten Bremsklotz ersetzen zu müssen. Die früher gebräuchliche Bauart „B“ ist deshalb heute obsolet.



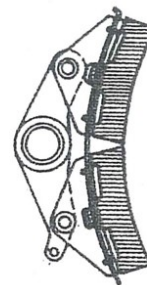
Typ: B



Bg
Bremsklotz geteilt



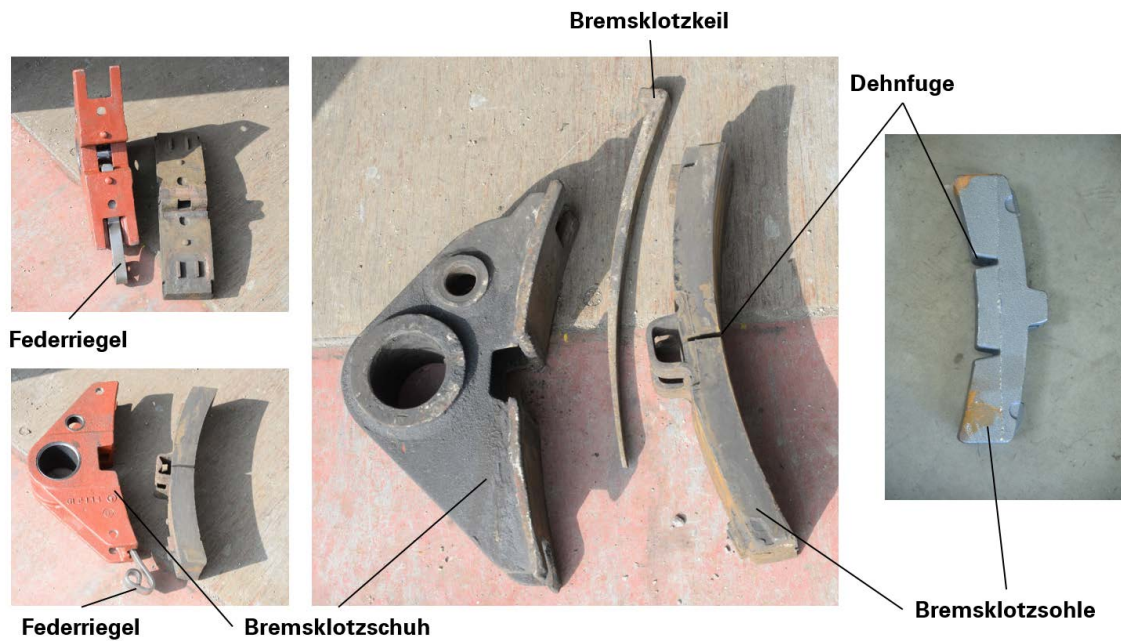
Bgu
Bremsklotz geteilt
mit unterteilter Sohle



Bdg
Bremsklotz doppelt geteilt

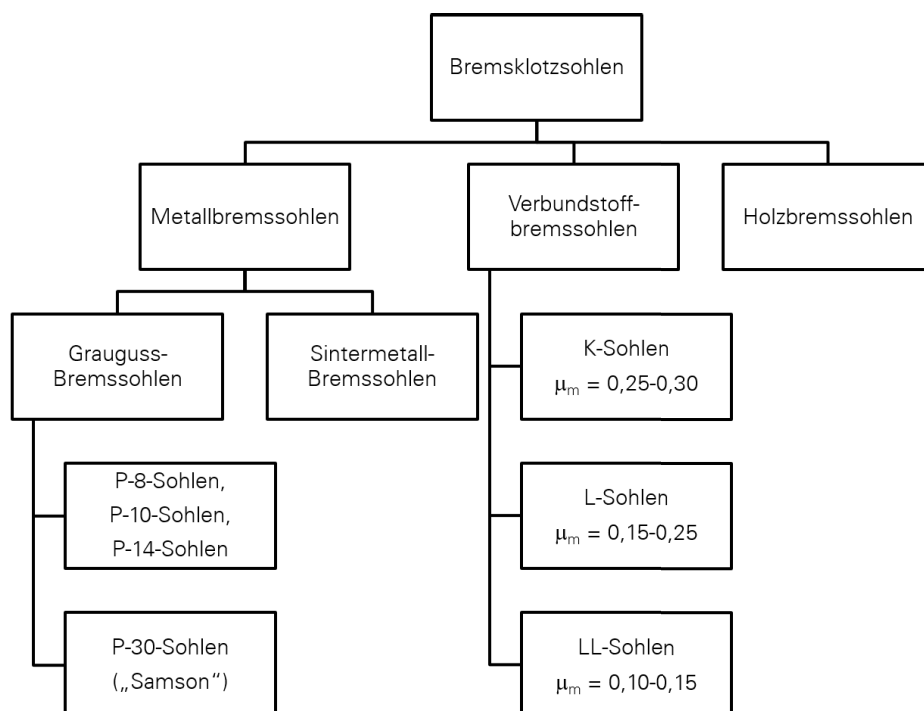
Den grundsätzlichen Aufbau eines geteilten Bremsklotzes zeigt die folgende Abbildung. Die Sicherung der Bremssohle kann entweder über einen Keil (kraftschlüssige Sicherung) oder über einen Federriegel (kraft- und formschlüssige Sicherung) erfolgen. Bremsklotzschuh und Bremsklotzsohlen sind geometrisch 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.



5.3 BREMSOHLN

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:

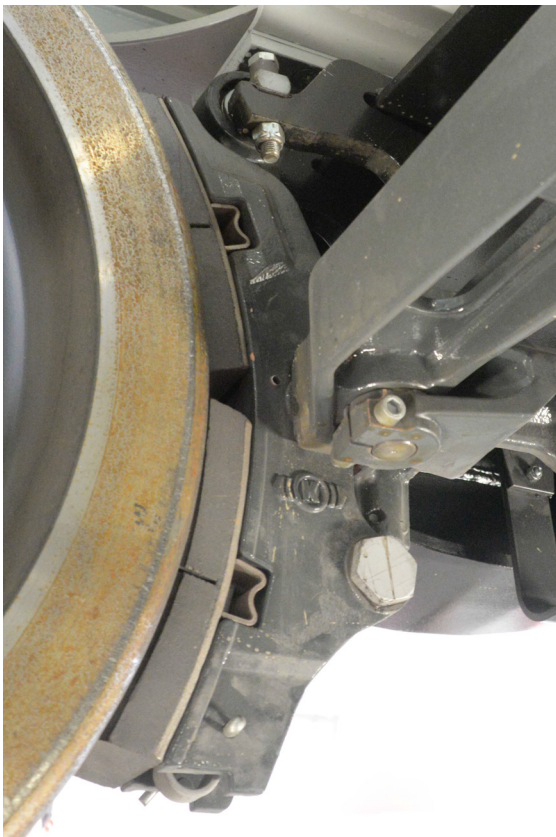




(a) Bauart B (ungeteilter Bremsklotz)



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



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



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

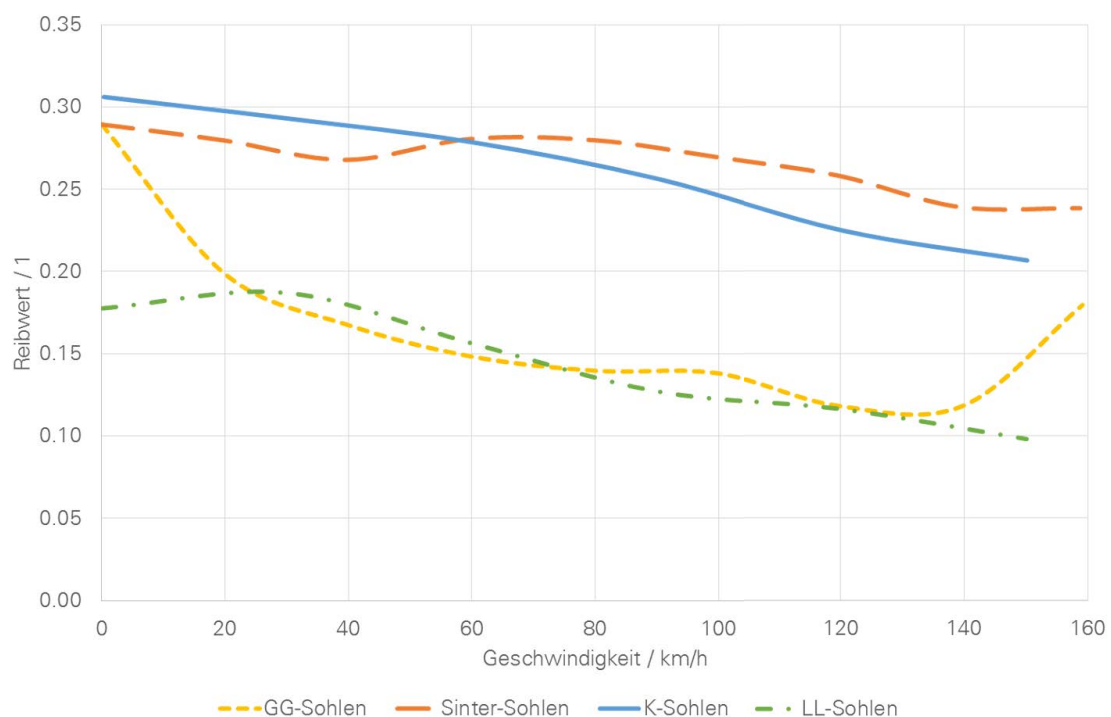
Abbildung 5.2: Bremsklotzarten

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

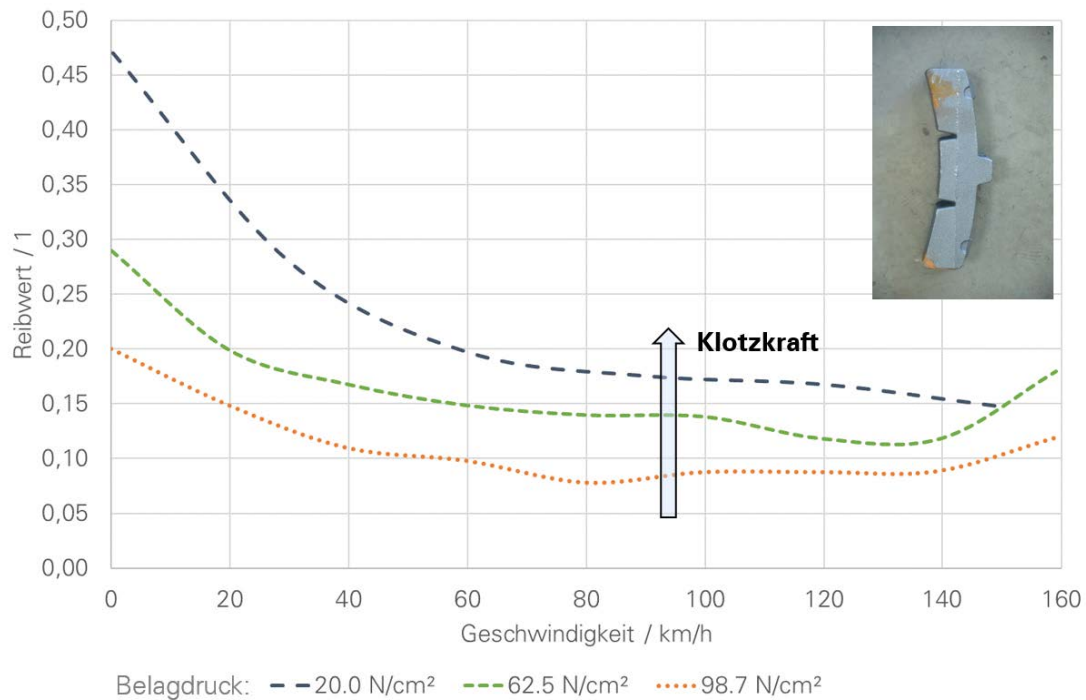
Bei klotzgebremsten Fahrzeugen kommt hinzu, dass die an Prüfständen gemessenen Reibwertkurven nur begrenzt aussagefähig sind, da dort der Rad-Schiene-Kontakt meistens nicht simuliert werden kann. Die Überrollung der Laufflächen führt jedoch in der Realität zu einer Neukonditionierung der Kontaktfläche zwischen Radlaufläche 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 Radlauflächen 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 Radlauflächen (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 Aufrauhung und Polygonisierung der Räder → führt zu lautem Rollgeräusch

Grauguss-Sohlen (Fortsetzung)

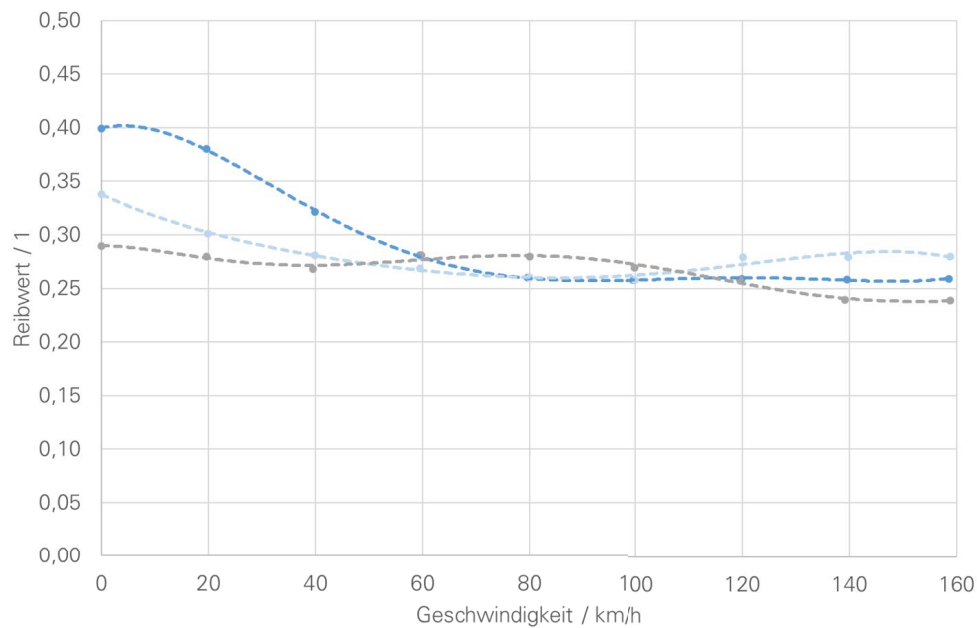
Vorteile

-  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 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

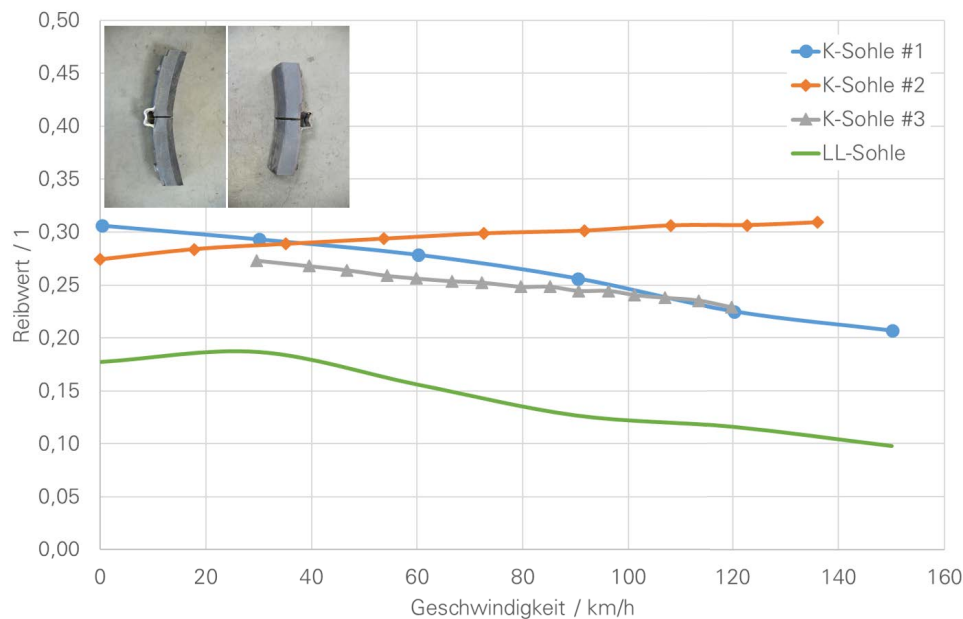
Vorteile

-  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, Hilfsstoffe
- 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 (fabrikatabhängig) 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 Lauffläschenschäden (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 (höhe Anpresskräfte als bei Grauguss-Sohlen nötig)

5.4 KRAFTSCHLUSS RAD-SCHIENE

5.4.1 Grundsätzliche Erwägungen zur Begrenzung der Kraftschlussausnutzung

Schutzziel 1: Gewährleistung betrieblich sicherer Bremswege

- Bremswege sollen im Regelfall ohne Nutzung der Gleitschutteinrichtung erreicht werden können
- Gleitschutz soll im Falle ungewöhnlich schlechter Kraftschlussbedingungen Einhaltung der durch Signalabstand vorgegebenen Bremswege ermöglichen
- Begrenzung des ausgenutzten Kraftschlusses, damit unter den praktisch auftretenden Kraftschlussbedingungen eine Bremswegverlängerung über den Gefahrenpunkt (Hauptsignal+Durchrutschweg) hinaus unwahrscheinlich ist

Schutzziel 2: Sichere Handhabung der Bremse

- Bremsverzögerung/Bremsverhalten soll für Triebfahrzeugführer möglichst berechenbar sein, Fahrzeug soll also möglichst unabhängig von Schienenzustand „immer gleich gut“ bremsen

Schutzziel 3: Vermeidung von hohem Verschleiß und Radsatzschäden

- hohe Ausnutzung verschleißfreier Bremsen ermöglichen
- Entstehung von Flachstellen verhindern
- Entstehung von Werkstoffschädigung durch Überhitzung vermeiden

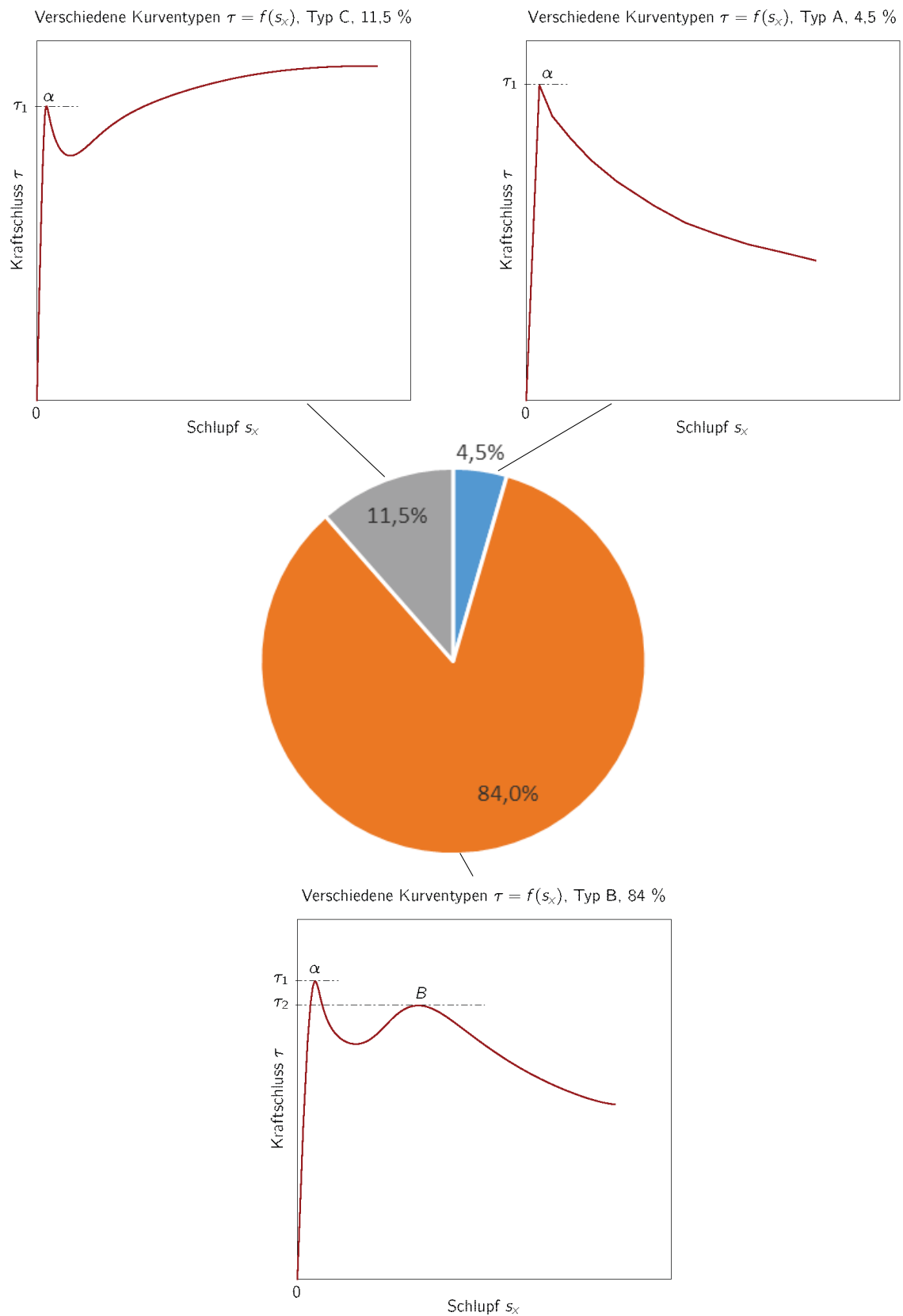
5.4.2 Festlegungen zum ausnutzbaren Kraftschluss zwischen Rad und Schiene beim Bremsen

- Zugverbände allgemein: $\tau_{\max}=0,15$ (TSI LOC & PAS)¹
- Triebzüge und Fahrzeugverbände mit weniger als 8 Radsätzen: $\tau_{\max}=0,13$
- Fahrzeuge, die in festen, unveränderlichen Zugkonfigurationen betrieben werden und mindestens 20 Radsätze aufweisen: $\tau_{\max}=0,17$
- dynamische Bremsen (nur bei Betriebsbremsungen): $\tau_{\max}=0,20$ bei automatischer Einbindung in die Betriebsbremse, kein Grenzwert bei Ansteuerung über separates Bedienelement (d. h. keine Kopplung mit Zugbremse (Blending))
- im Geschwindigkeitsbereich <30 km/h ist eine größere Kraftschlussausnutzung zulässig, sofern diese ausschließlich auf die Reibwertcharakteristik der mechanischen Rad(satz)bremsen zurückzuführen ist
- Güterwagen mit Scheibenbremsen oder Klotzbremsen mit Verbundstoffsohlen, jedoch ohne Gleitschutzausrüstung: $\tau_{\max}=0,11$ (gemäß TSI Güterwagen)²
- Güterwagen mit Klotzbremsen, jedoch ohne Verbundstoffsohlen und ohne Gleitschutz: $\tau_{\max}=0,12$
- Feststellbremsen allgemein: $\tau_{\max}=0,12$

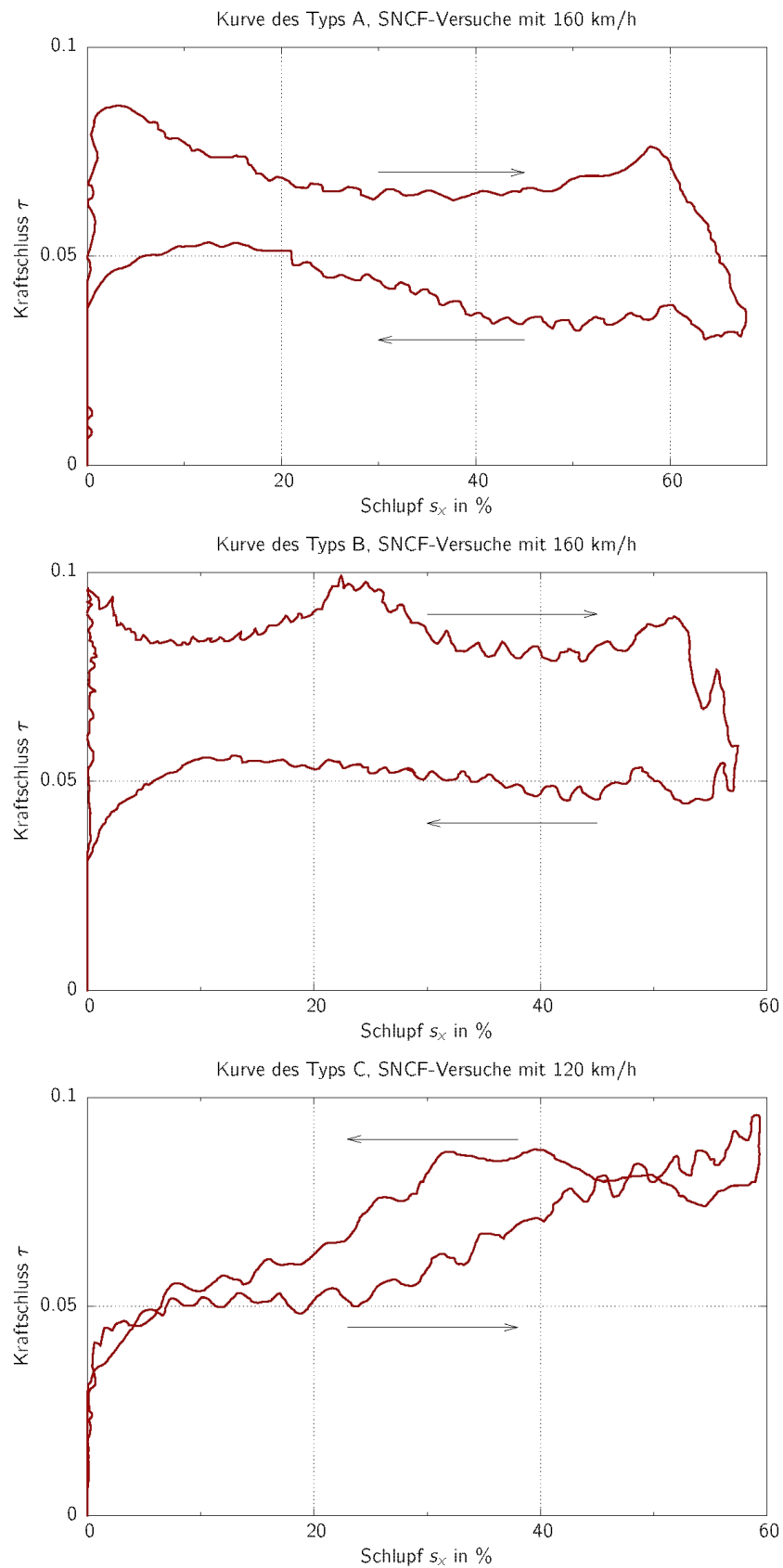
¹Technische Spezifikation für die Interoperabilität des Teilsystems „Fahrzeuge - Lokomotiven und Personenwagen“ des Eisenbahnsystems in der Europäischen Union vom 18. November 2014 (ABl.L 356/228 vom 12.12.2014 und Berichtigung ABl.L 10/45 vom 16.01.2015)

²Technische 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)

5.4.3 Kraftschluss-Messungen der DB



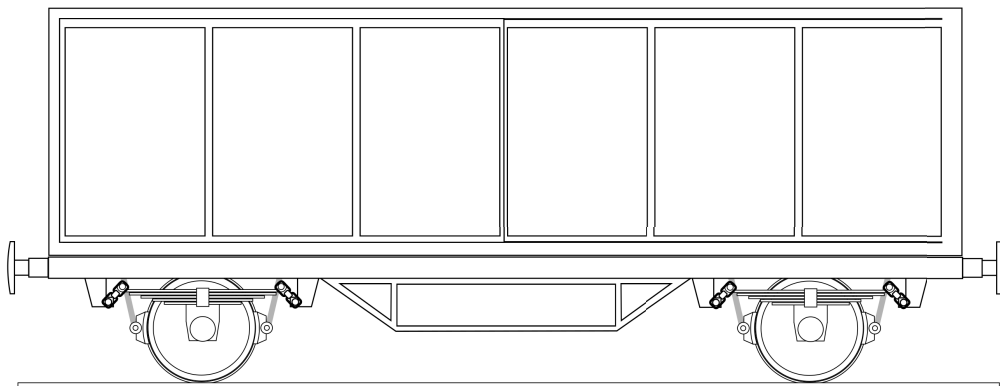
5.4.4 Messungen der SNCF



6 BREMSBERECHNUNG

6.1 BREMSBERECHNUNG FÜR EINEN ZWEIACHSIGEN GÜTERWAGEN

Im folgenden soll die Berechnung der mechanischen Radbremse (Klotzbremse) 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
lautechnische 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:

$$b_{m,\text{erf}} = \frac{v_0^2}{2(s_{B,\text{soll}} - v_0 t_U)} = \frac{27,7778^2 \text{ m/s}}{2(630 \text{ m} - 27,7778 \text{ m/s} \cdot 2 \text{ s})} = 0,672 \text{ m/s}^2 \quad (6.1)$$

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

$$b_{m,\text{max}} = g\tau_{\text{max}} = 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot 0,11 = 1,08 \text{ m/s}^2 \quad (6.2)$$

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:

$$0 = -m\ddot{\xi} - F_B \quad (6.3)$$

$$F_{B,\text{erf}} = -m\ddot{\xi} \quad (6.4)$$

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

$$\xi_{\text{bel}} = 1 + (\xi_{\text{leer}} - 1) \cdot \frac{m_{\text{leer}}}{m_{\text{bel}}} = 1 + (1,08 - 1) \cdot \frac{16,5 \text{ t}}{40,0 \text{ t}} = 1,033 \quad (6.5)$$

Somit ergibt sich für die erforderliche mittlere Bremskraft:

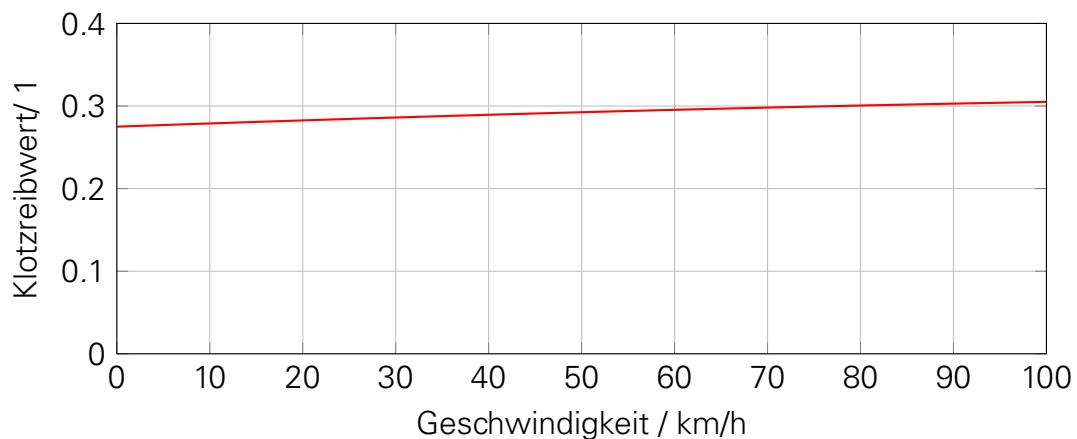
$$F_{B,\text{erf}} = -40 \text{ t} \cdot 0,672 \text{ m/s}^2 \cdot 1,033 = -27,8 \text{ kN} \approx 28 \text{ kN} \quad (6.6)$$

Bestimmung der erforderlichen Klotzkräfte

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

$$F_{B, \text{erf}} = \sum F_{K, \text{erf}} \cdot \mu_K \quad (6.7)$$

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:

$$\sum F_{K, \text{erf}} = \frac{F_{B, \text{erf}}}{\mu_K} = \frac{28 \text{ kN}}{0,29} = 97 \text{ kN} \quad (6.8)$$

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.

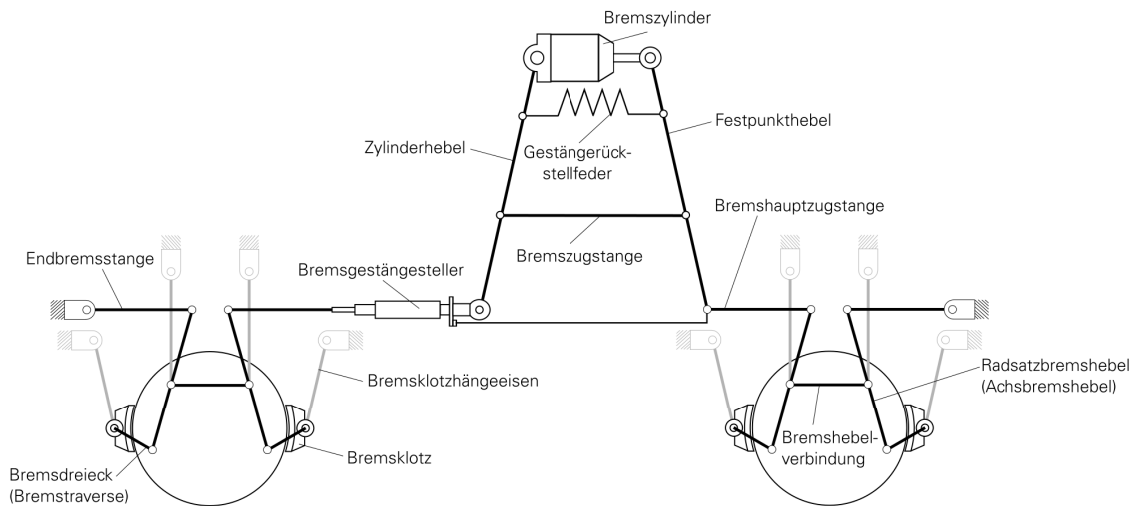


Abbildung 6.1: Standard-Bremsgestängeanordnung für einen Güterwagen mit zwei Radsätzen

Ermittlung der erforderlichen Bremsgestängeübersetzung

Der betrachtete Güterwagen verfügt über ein Mittlenbremsgestänge mit zentralem Bremszylinder, wie in Abbildung 6.1 gezeigt. Üblicherweise beträgt das Übersetzungsverhältnis der Radsatzbremshebel 1 ($q_1 = q_2$ - siehe Abbildung 6.2). Das Gesamtübersetzungsverhältnis des Bremsgestänges ist somit nur noch von der Hebelteilung von Zylinder- bzw. Festpunkthebel abhängig. Gemäß Abbildung 6.2 ergibt sich somit für die Gesamtübersetzung des Bremsgestänges i_{ges} :

$$i_{\text{ges}} = 4 \frac{k}{l} \quad (6.9)$$

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

$$\sum F_K = (F_C \cdot i_{\text{ges}} - F_F \cdot i_F - F_{GS} \cdot i_{GS}) \eta_{\text{dyn}} \quad (6.10)$$

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 6.10 zu:

$$\sum F_K = [(F_C - F_F) i_{\text{ges}} - 4 F_{GS}] \eta_{\text{dyn}} \quad (6.11)$$

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

$$F_C = p_C \cdot A_C = p_C \cdot \frac{\pi}{4} d_C^2 \quad (6.12)$$

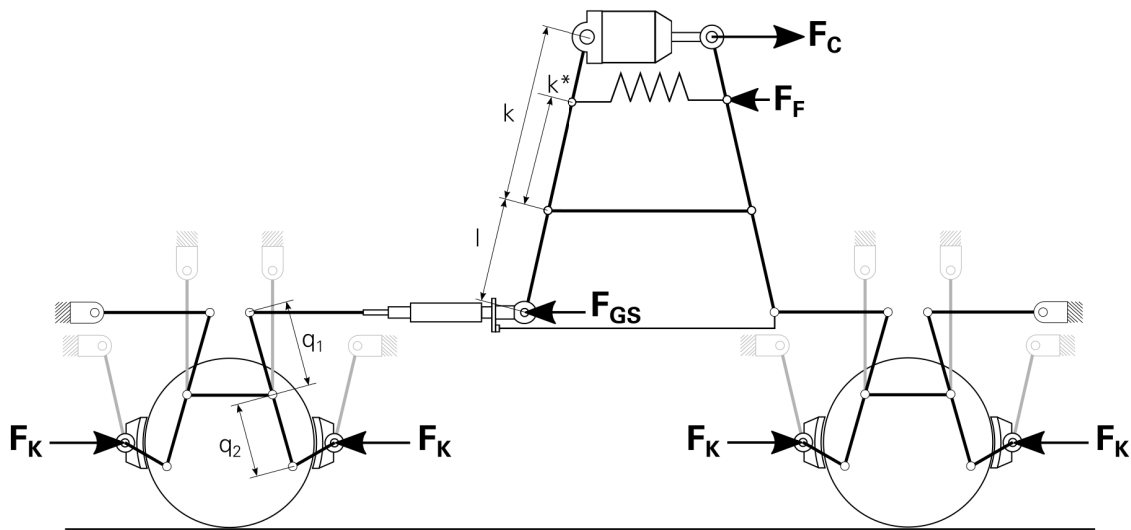


Abbildung 6.2: Bremsgestänge des betrachteten Güterwagens mit angetragenen Hebelmaßen und Kräften

Unter Berücksichtigung der Gleichungen 6.9 und 6.12 ergibt sich somit für die Berechnung der Kolbenkräfte folgender Zusammenhang:

$$\sum F_K = \left[\underbrace{\left(p_C \cdot \frac{\pi}{4} d_C^2 - F_F \right)}_{=F_{C,eff}} 4 \frac{k}{l} - 4 F_{GS} \right] \eta_{dyn} \quad (6.13)$$

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 6.1 enthält die wichtigsten Daten der Bremszylinder-Bauart BG. Mit Kenntnis der verschiedenen effektiven Bremszylinderkräfte lässt sich die Gleichung 6.13 wie folgt nach dem Übersetzungsverhältnis k/l umstellen:

$$\frac{k}{l} = \frac{\frac{\sum F_K}{\eta_{dyn}} + 4 F_{GS}}{4 F_{C,eff}} \quad (6.14)$$

Unter der Annahme eines dynamischen Gestängewirkungsgrades η_{dyn} von 0,83 ergeben sich für die drei kleinsten in Tabelle 6.1 aufgeführten Bremszylinder jeweils die folgenden Übersetzungsverhältnisse:

- 6-Zoll-Bremszylinder:

$$\frac{k}{l} = \frac{\frac{97 \text{ kN}}{0,83} + 8,0 \text{ kN}}{4 \cdot 6,115 \text{ kN}} = 5,105 \quad (6.15)$$

Tabelle 6.1: 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

- 8-Zoll-Bremszylinder:

$$\frac{k}{l} = \frac{\frac{97 \text{ kN}}{0,83} + 8,0 \text{ kN}}{4 \cdot 11,551 \text{ kN}} = 2,703 \quad (6.16)$$

- 10-Zoll-Bremszylinder:

$$\frac{k}{l} = \frac{\frac{97 \text{ kN}}{0,83} + 8,0 \text{ kN}}{4 \cdot 18,007 \text{ kN}} = 1,734 \quad (6.17)$$

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

$$\frac{k}{l} = \frac{700 - l}{l} \quad (6.18)$$

Folglich erhält man für die unterschiedlichen Zylindergrößen die in der Tabelle 6.2 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 6.2: Mögliche Parameter des Bremsgestänges für das Beispielfahrzeug

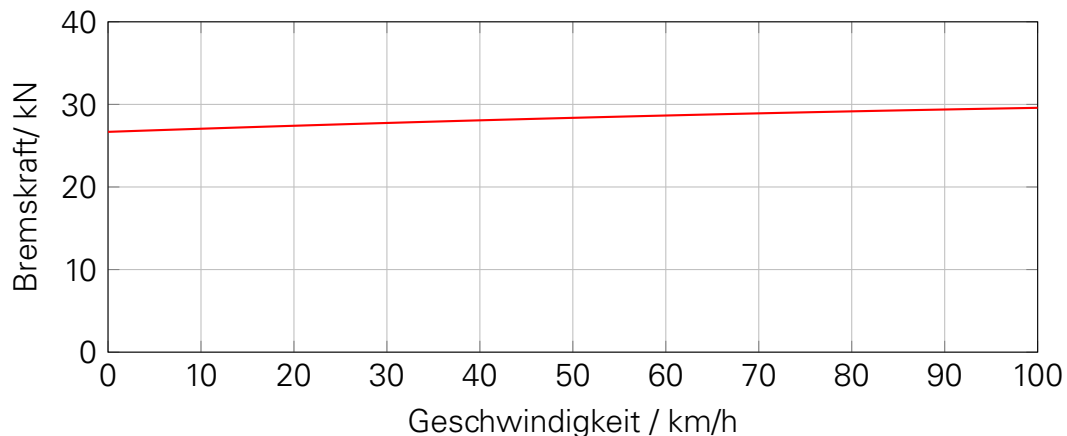
Bremszylindergröße	Maß k	Maß l	Verhältnis k/l	i_{ges}
6 Zoll	585 mm	115 mm	5,105	20,420
8 Zoll	511 mm	189 mm	2,703	10,812
10 Zoll	444 mm	256 mm	1,734	6,936

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:

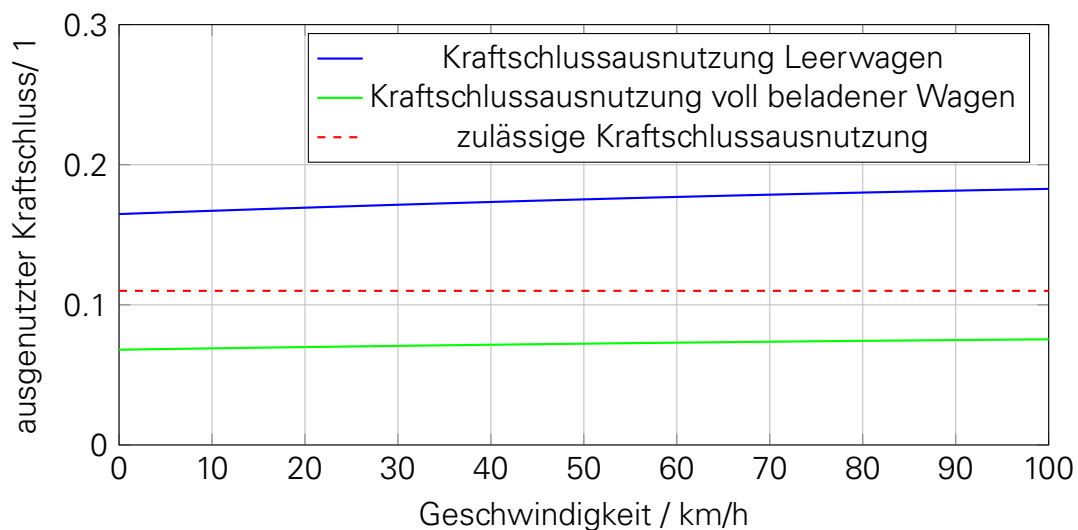
$$\sum F_K = (F_{C,eff} i_{ges} - F_{GS}) \eta_{dyn} = (11,551 \text{ kN} \cdot 10,812 - 8,0 \text{ kN}) \cdot 0,83 = 97 \text{ kN} \quad (6.19)$$

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:

$$\tau_{eff} = \frac{F_B}{m_{leer} \cdot g} = \frac{F_B}{16,5 \text{ t} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2} \quad (6.20)$$



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.

Für 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:

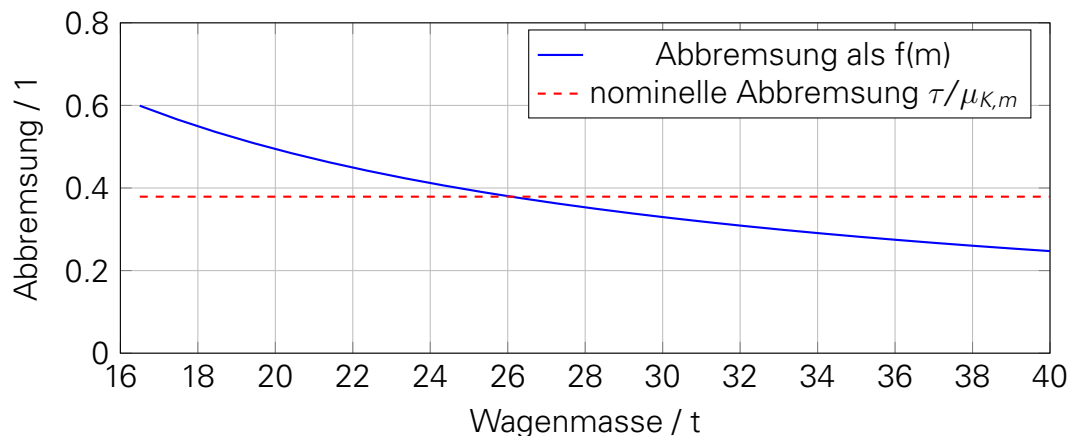
$$\kappa = \frac{\tau}{\mu_K} = \frac{\sum F_K}{mg} \quad (6.21)$$

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 6.21 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:

$$m_{\text{krit}} = \frac{\sum F_K}{\kappa g} = \frac{97 \text{ kN}}{0,379 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2} = 26,1 \text{ t} \approx 26 \text{ t} \quad (6.22)$$

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

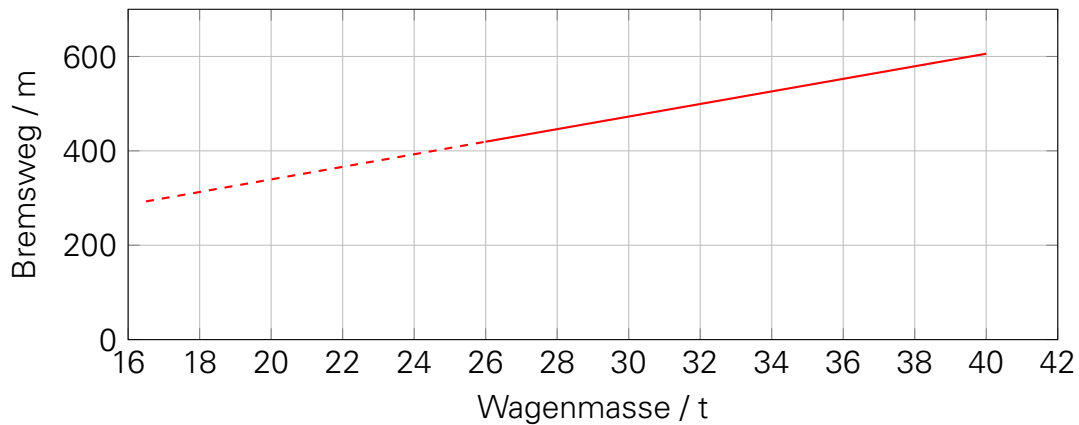


Bremswegberechnung

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 Lastabbremmung nur hypothetisch für das überbremste Fahrzeug angeben ($s_{B,min} \approx 293$ m). Sie sind im Sinne der Vorschriftenwerke nicht gültig und werden deshalb in dem untenstehenden Diagramm nur als gestrichelte Linie dargestellt.



Auslegung einer kontinuierlichen Lastabbremmung

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 Lastabbremmung erfolgen, die zum Ziel hat, die Abbremmung über der Wagenmasse konstant zu halten.

Ausgehend von der Abbremmung des voll beladenen Fahrzeuges (bei der - siehe oben - die Anforderung hinsichtlich des einzuhaltenden Bremsweges erfüllt wird) ergibt sich mit Gleichung 6.21:

$$\kappa = \frac{\sum F_K}{mg} = \frac{97 \text{ kN}}{9,81 \text{ m/s}^2 \cdot 40 \text{ t}} = 0,247 \quad (6.23)$$

Nach der genannten Gleichung 6.21 gilt weiterhin:

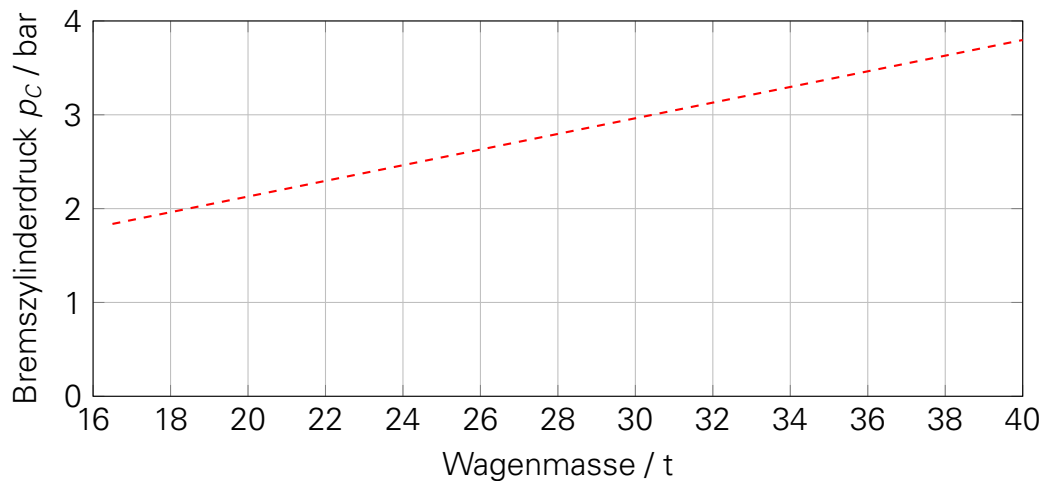
$$\sum F_K = \kappa mg = 0,247 \cdot 9,81 \cdot m = 2,423 \cdot m \quad (6.24)$$

Mit Gleichung 6.13 ergibt sich nun für den Bremszylinderdruck folgender Zusammenhang:

$$p_C = \frac{\left(\frac{\sum F_K}{\eta_{\text{dyn}}} + 4F_{GS} \right) \cdot \frac{1}{i_{\text{ges}}} + F_F}{\frac{\pi}{4} \cdot d_C^2} \quad (6.25)$$

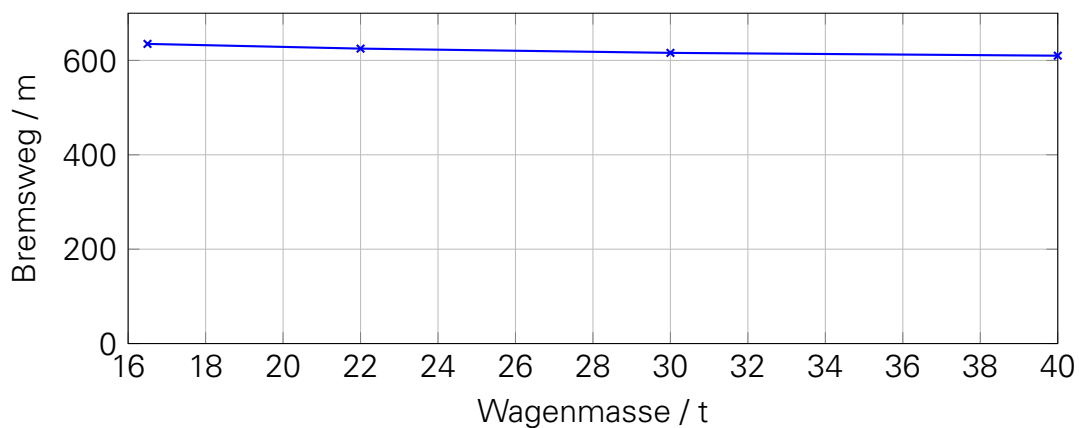
Werden in vorstehende Gleichung alle durch die bisher durchgeführte Bremsauslegung festgelegten Werte eingesetzt, ergibt sich folgender Zusammenhang:

$$p_c = \frac{\left(\frac{2,423 \cdot m}{0,83} + 8\right) \cdot \frac{1}{10,812} + 0,75 \text{ kN}}{\frac{\pi}{4} \cdot 0,203^2 \text{ m}^2} = \frac{(2,919 \cdot m + 8) \cdot \frac{1}{10,812} + 0,75 \text{ kN}}{0,032365 \text{ m}^2} \quad (6.26)$$



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



7 BREMSBEWERTUNG

7.1 GRUNDSÄTZE

- Das UIC-Merkblatt 544-1 regelt die Bremsbewertung von Schienenfahrzeugen.
- Die Bremsbewertung von Einzelwagen und Zügen mit einer Bremsausgangsgeschwindigkeit von maximal 200 km/h ist über die Ermittlung von Brems Hundertstel/ 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: 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)



- 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).

7.2 BEISPIEL: BREMSBEWERTUNG EINES GÜTERWAGENS MIT PNEUMATISCHER LASTABBREMSUNG

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



Abbildung 7.1: 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 8.1 und 8.2 dokumentierten Messwerte aufgenommen.

Tabelle 7.1: 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 7.2: 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:

$$S_{j,korr} = \frac{3,933 \cdot \xi \cdot v_{j,nom}^2}{3,933 \cdot \xi \cdot v_{j,mess}^2 - i'_m \cdot S_{j,mess}} \cdot S_{j,mess} \quad (7.1)$$

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

$$S_{j,korr} = \frac{v_{j,nom}^2}{v_{j,mess}^2} \cdot S_{j,mess} \quad (7.2)$$

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	
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	
leeres Fahrzeug				
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 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:

$$\frac{\text{Standardabweichung der Versuchsreihe } \sigma_n}{\text{Mittelwert der Versuchsreihe } \bar{s}} \leq 3 \% \quad (7.3)$$

- Kriterium 2:

$$|\text{Extremwert } s_e - \text{Mittelwert } \bar{s}| \leq 1,95 \cdot \sigma_n \quad (7.4)$$

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

$$\bar{s} =$$

$$\sigma_n =$$

$$\frac{\sigma_n}{\bar{s}} =$$

$$|s_e - \bar{s}| =$$

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

$$\bar{s} =$$

$$\sigma_n =$$

$$\frac{\sigma_n}{\bar{s}} =$$

$$|s_e - \bar{s}| =$$

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

$$\bar{s} =$$

$$\sigma_n =$$

$$\frac{\sigma_n}{\bar{s}} =$$

$$|s_e - \bar{s}| =$$

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

$$\bar{s} =$$

$$\sigma_n =$$

$$\frac{\sigma_n}{\bar{s}} =$$

$$|s_e - \bar{s}| =$$

Fazit:

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:

$$F_{B,m,korr} = F_{B,m,mess} \cdot \frac{\eta_{dyn}}{\eta_{dyn,Mess}} \cdot \frac{p_{C,nom} - p_{Feder}}{p_{C,Mess} - p_{Feder}} \quad (7.5)$$

$$\bar{s}_{B,korr} = t_e \cdot v_{nom} + \frac{F_{B,Mess} + F_{WF,m}}{F_{B,m,korr} + F_{WF,m}} \cdot (\bar{s}_B - v_{nom} \cdot t_e) \quad (7.6)$$

$$\bar{s}_{B,korr,2} = \left(2 - \frac{t_{S,mess}}{2} \right) \cdot v_{nom} + \bar{s}_{B,korr} \quad (7.7)$$

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
$p_{C,nom}$	bar	Bremszylindernennndruck

$p_{C,mess}$	bar	gemessener Bremszylinderdruck
p_{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
$p_{C,nom}$	1,50 bar	3,80 bar
$p_{C,mess}$	1,51 bar	3,82 bar
p_{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

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

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

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

=

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

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

=

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

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

$$F_{B,m,korr} =$$

$$\bar{s}_{B,korr}(100 \text{ km/h}) =$$

$$=$$

$$\bar{s}_{B,korr,2}(100 \text{ km/h}) =$$

$$\bar{s}_{B,korr}(120 \text{ km/h}) =$$

$$=$$

$$\bar{s}_{B,korr,2}(120 \text{ km/h}) =$$

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:

$$\lambda = \frac{52840}{\bar{s}_{B,korr,2}} - 10 \quad (7.8)$$

- Bremsausgangsgeschwindigkeit 120 km/h:

$$\lambda = \frac{83634}{\bar{s}_{B,korr,2}} - 19 \quad (7.9)$$

In Auswertung der vier durchgeführten Versuchsreihen ergibt sich:

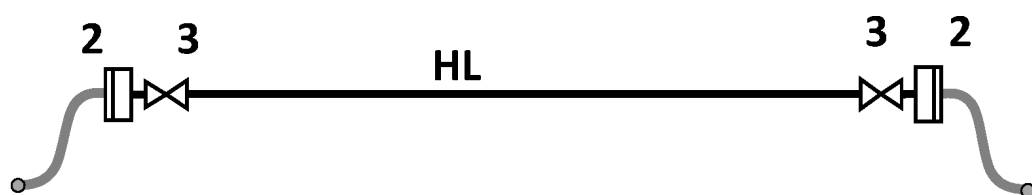
leeres Fahrzeug		voll beladenes Fahrzeug	
$v_0 = 100 \text{ km/h}$	$v_0 = 120 \text{ km/h}$	$v_0 = 100 \text{ km/h}$	$v_0 = 120 \text{ km/h}$
$\bar{s}_{B,korr,2} =$	$\bar{s}_{B,korr,2} =$	$\bar{s}_{B,korr,2} =$	$\bar{s}_{B,korr,2} =$
$\lambda =$	$\lambda =$	$\lambda =$	$\lambda =$
$B =$	$B =$	$B =$	$B =$

Anschrieb am Fahrzeug:

8 BREMSPNEUMATIK

Der 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**“:

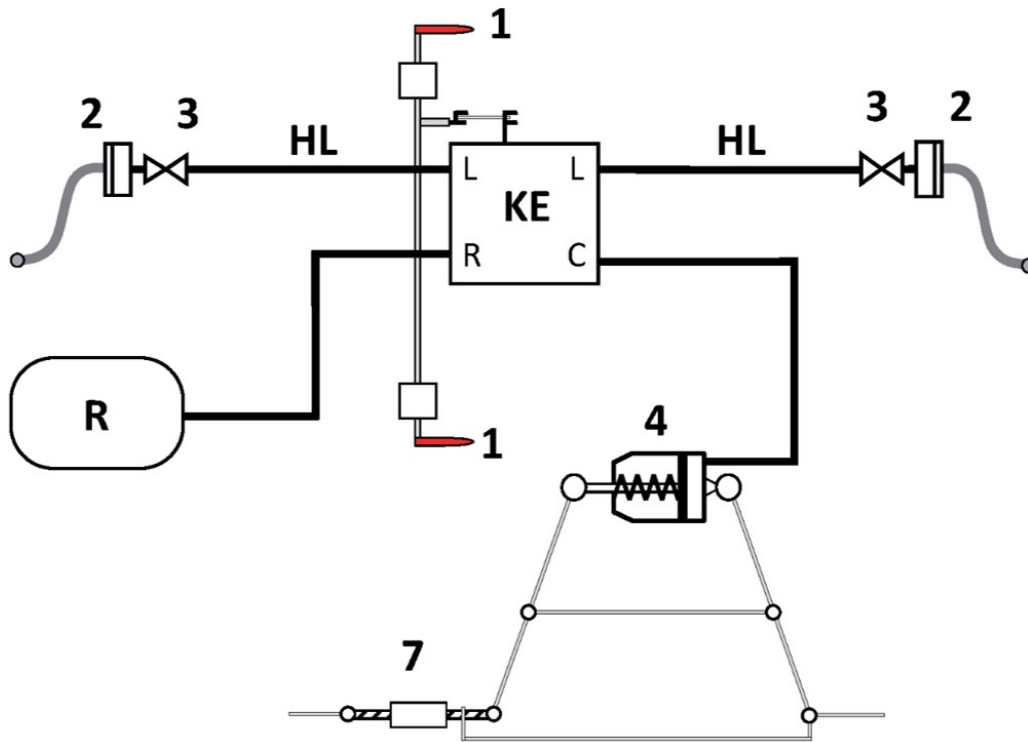
- 2 Bremskupplung
- 3 Luftabsperrhahn
- HL Hauptluftleitung



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 Bremshundertstel 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 |



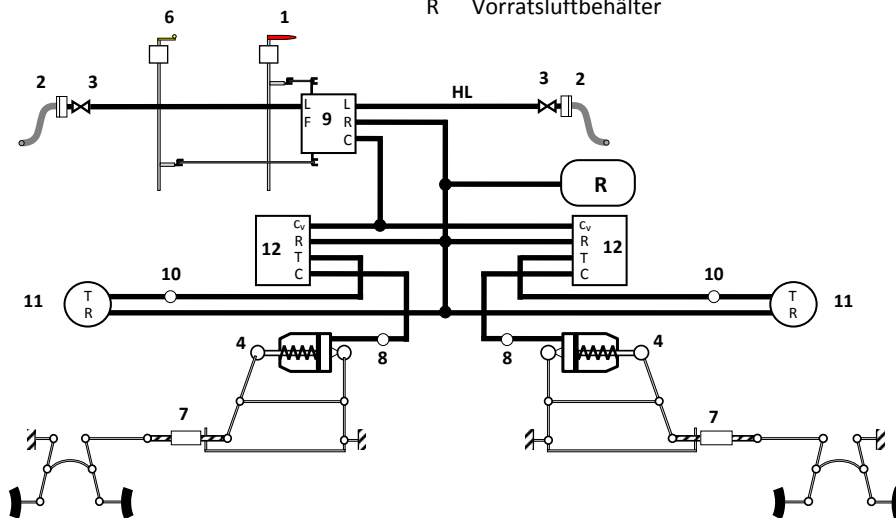
Es ist ersichtlich, dass ein Steuerventil sowie ein Vorrats- oder Hilfsluftbehälter dazugehören sowie mindestens ein Bremszylinder, der im einfachsten Fall über ein Mittenbremsgestänge die Anpresskräfte für sämtliche Bremsklötze erzeugt. Ein Gestängesteller gehört heute ebenso zur Standard-Bremsausrüstung 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 Bremskraftherzeugung 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 Bremsartwechselvorrichtung 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 Lastabbremung** 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 Luftabsperrrhahn | 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 hochaufgehängten 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 auf Triebfahrzeugen
- Rangierbremse bei einzeln fahrendem Triebfahrzeug
- Stillstandssicherung bei kurzen Halten

Charakteristika

- meist als Taster (zeitabhängiger Druckaufbau) mit rastierten Endstellungen (Bremsen/Lösen) und definierter Mittelstellung
- vielfältige Bauarten (siehe Abbildung oben)

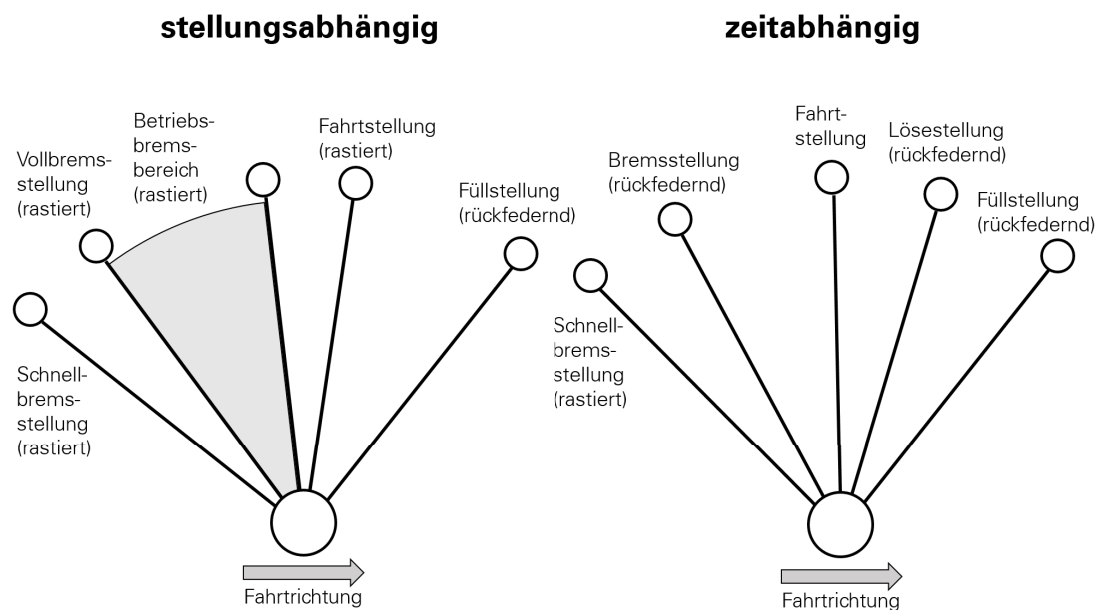
🔍 Führerbremsventil



Funktion(en)

- füllen/entleeren/absperren der Hauptluftleitung (HLL)
- Druckregelung in der HLL (Nachspeisung von Leckageverlusten)
- Schnellentleerung der HLL über rastierte Schnellbremsstellung

Charakteristika Es wird zwischen stellungs- und zeitabhängigen Ventilarten unterschieden:



Steuerventil

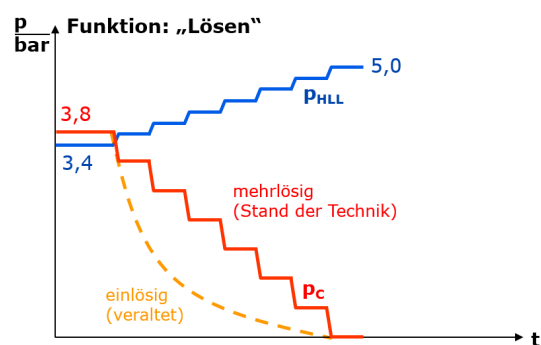
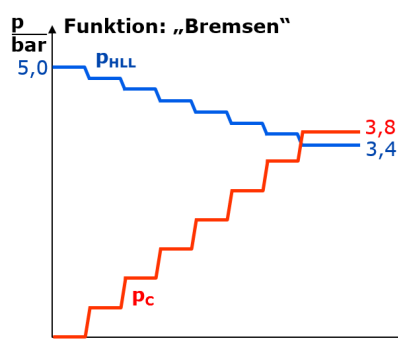


Funktion(en)

- „Übersetzung“ des Druckes in der Hauptluftleitung p_{HLL} in einen Bremszylinderdruck p_c oder Vorsteuerdruck (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 Erhöhung und Erniedrigung der Klotzkraft (Mehrlosigkeit)
- früher existierten einlösige Bauformen (vollständiger) Verlust der Bremswirkung bei Druckanstieg in der Hauptluftleitung



🔍 Relaisventil

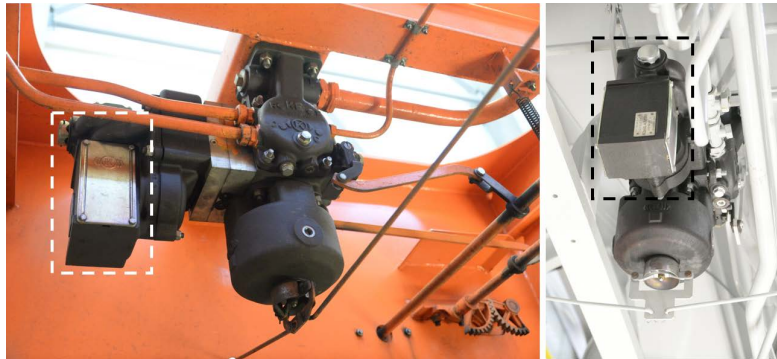
Funktion(en)

- 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 Druck*über*setzung 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.

9 BREMSANSCHRIFTEN AN EISENBAHNFahrzeugen

9.1 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)

The diagram shows a brake plate with various fields and labels. The labels point to specific parts of the plate:

- Bremsbauart**: Points to the top red section of the plate.
- vorhandene Bremsstellungen**: Points to the 'KE' and 'BPR' fields.
- zusätzliche Bremsausrüstung**: Points to the 'E-mZ' field.
- Hinweise zu den Radbremsen**: Points to the 'D' and 'EP' fields.
- Sondereinrichtungen**: Points to the 'Unt' and 'LD X' fields.
- Fahrzeugmasse (Gesamtmasse)**: Points to the '84 t' field.
- Bremsmassen für Kombination aus elektrodynamischer und Druckluftbremse**: Points to the 'R+E₁₆₀' field.
- Bremsmassen (nur Druckluftbremse)**: Points to the 'R', 'P', and 'G' fields.
- Bremsmasse der Federspeicherbremse (Feststellbremse)**: Points to the '35 t' field.

The brake plate itself contains the following information:

KE	BPR	E-mZ	D	EP	Unt	LD X	29.01.13
TB	0						
							84 t
							R+E ₁₆₀ 168 t
							R+E 143 t
							P+E 103 t
							R 120 t
							P 84 t
							G 70 t
							35 t

To the right of the diagram is a photograph of a red DB locomotive (number 101 033-9) in a train yard.

Schlüssel zu den Bezeichnungen der Bremsbauarten (mehrflö-sige 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 Lastabbremsung
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

9.2 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 (D) ep
 TB 0

KE Knorr-Einheitsbremse
 GPR Bremsarten G, P und R vorhanden
 E elektrodynamische Bremse
 mZ mit direkt wirkender Zusatzbremse
 (D) Scheibenbremse
 ep 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 Brems-
steuerung mit Einbindung in zug-
übergreifende Sicherheitsschleife
vorhanden

pn

Rückfallebene zur pneumatischen
Ansteuerung vorhanden

R

Bremsart R vorhanden

A

Automatische Lastabbremse

E

elektrodynamische Bremse

Mg

Magnetschienenbremse



Scheibenbremse



Notbremsüberbrückung



 KE-R-WB   



Hochleistungsbremse nach UIC

KE

Knorr-Einheitsbremse

R

Bremsart R vorhanden

WB

Wirbelstrombremse vorhanden



Scheibenbremse



Notbremsüberbrückung



elektropneumatische Bremse mit
vereinfachter Bremssteuerung
nach UIC 541-5



 Ch - R -   



Hochleistungsbremse nach UIC

Ch

Charmilles-Bremse

R

Bremsart R vorhanden



Scheibenbremse



elektropneumatische Bremse mit
vereinfachter Bremssteuerung
nach UIC 541-5



Notbremsüberbrückung mit Steu-
erungskabel nach UIC 558



SW-P-A-Mg-E (D)

SW SabWabco-Bremse
 P Bremsart P vorhanden
 A Automatische Lastabbremung
 Mg Magnetschienenbremse
 Scheibenbremse
 Notbremsüberbrückung
 E elektrodynamische Bremse
 (D) Scheibenbremse

Reisezugwagen



(R) KE-GPR-Mg (D) (D) ep

(R) Hochleistungsbremse nach UIC
 KE Knorr-Einheitsbremse
 GPR Bremsarten G, P und R vorhanden
 Mg Magnetschienenbremse vorhanden
 (D) Scheibenbremse
 (D) Notbremsüberbrückung mit Steuer-
 leitung nach UIC 558
 ep elektropneumatische Bremse mit
 Steuerungskabel nach UIC 558



(R) KE-PR-Mg-mZ (D) (D) ep

KE Knorr-Einheitsbremse
 PR Bremsarten P und R vorhanden
 Mg Magnetschienenbremse
 mZ mit direkt wirkender Zusatzbremse
 (D) Scheibenbremse
 (D) Notbremsüberbrückung mit Steuer-
 leitung nach UIC 558
 ep 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

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 unten stehende Abbildung). 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.

Insbesondere Fragen des Bremsbetriebs und der korrekten Bedienung der Bremsanlagen werden in den Richtlinien der Bahnverwaltungen behandelt.

Internationale Regelwerke	UIC ¹ -Kodex, AVV ² (ehem. RIV ³), RIC ⁴ , ...
Europäische Regelwerke	EN ⁵ , TSI ⁶ , ...
Nationale Regelwerke	EBO ⁷ , ESBO ⁸ , BOStrab ⁹ , AB-EBV ¹⁰ , Regelungen des EBA ¹¹ , ...
Regelwerke der EVU	Ril ¹² 408, Ril 465, Ril 915, ...
sonstige Regelwerke	Instandhaltungsanweisungen, Prüfvorschriften, u.a.

- 1 **U**nion **i**nternationale des **c**hemins de fer
- 2 **A**llgemeiner **V**ertrag über die **V**erwendung von Güterwagen
- 3 **R**egolamento **I**nternazionale **V**eicoli
- 4 **R**egolamento **I**nternazionale delle **C**arrozze
- 5 **E**uro-**N**orm
- 6 **T**echnische **S**pezifikation für die **I**nteroperabilität
- 7 **E**isenbahn-**B**au- und Betriebs**o**rdnung
- 8 **E**isenbahn-**B**au- und Betriebsordnung der **S**chmalspurbahnen
- 9 **S**traßen**b**ahn-**B**au- und Betriebs**o**rdnung
- 10 **A**usführungs**b**estimmungen zur **E**isen**b**ahn**v**erordnung (Schweiz)
- 11 Eisenbahn-Bundesamt
- 12 (Konzern-)R**i**chtl**i**nie

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 die UIC eingegliedert und wird seither inhaltlich von ihr 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 - Führerbremsventilanlage
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)

Nummer	Status	Titel
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
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

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.

Aufgabenstellungen immer die via Internet frei zugänglichen Originaldokumente² der **TSI WAG** bzw. **TSI Loc&Pas** verwendet werden sollen.

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 Brems-hundertstel (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.

...

^aÜbernahme der Kapitelnummern aus der TSI

²In der elektronischen Variante dieses Dokumentes ist bei den folgenden Abkürzungen der jeweilige Link hinterlegt

TSI Loc & Pas - Bestimmungen (Auszug, Teil 2)

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.
- (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 Energiequel-

le 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 brems technischer 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 Anhaltvorgängen und vorübergehendem Festhalten des Zuges;
- Feststellbremsung: Aufbringen einer Bremskraft, um den Zug (oder das Einzelfahrzeug) ohne fahrzeugseitige Energieversorgung dauerhaft in stationärer Position festzuhalten.

(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.

...

TSI Loc & Pas - Bestimmungen (Auszug, Teil 3)

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, Teil 4)

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 die 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 der 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, Teil 5)

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.

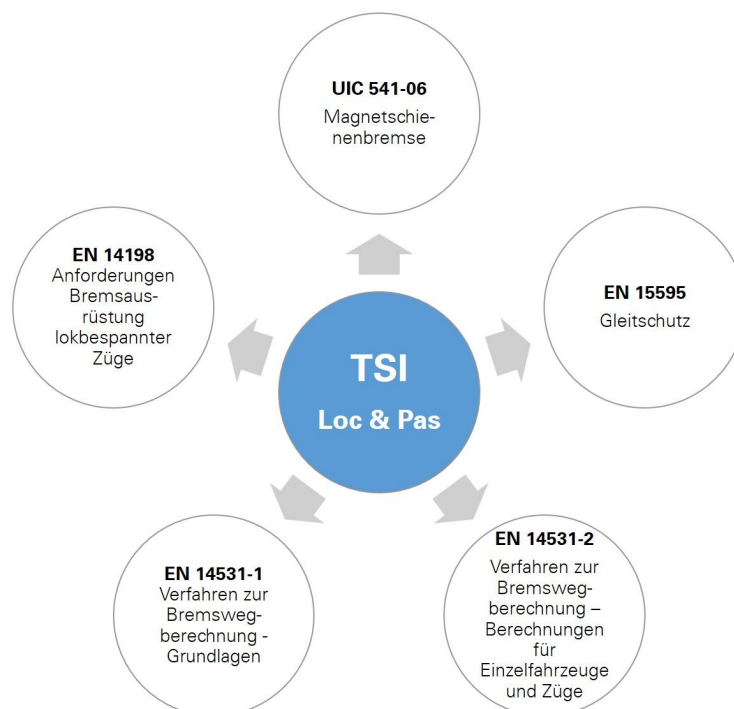
(2) Die Einheit muss mithilfe der Feststellbremsfunktion sowie - wenn die Feststellbremse die erforderliche Leistung nicht selbstständig erbringen kann - mit zusätzlichen Vorrichtungen (z. B. Radvorlegern) festgehalten werden können. Die erforderlichen zusätzlichen Vorrichtungen müssen im Zug vorhanden sein.

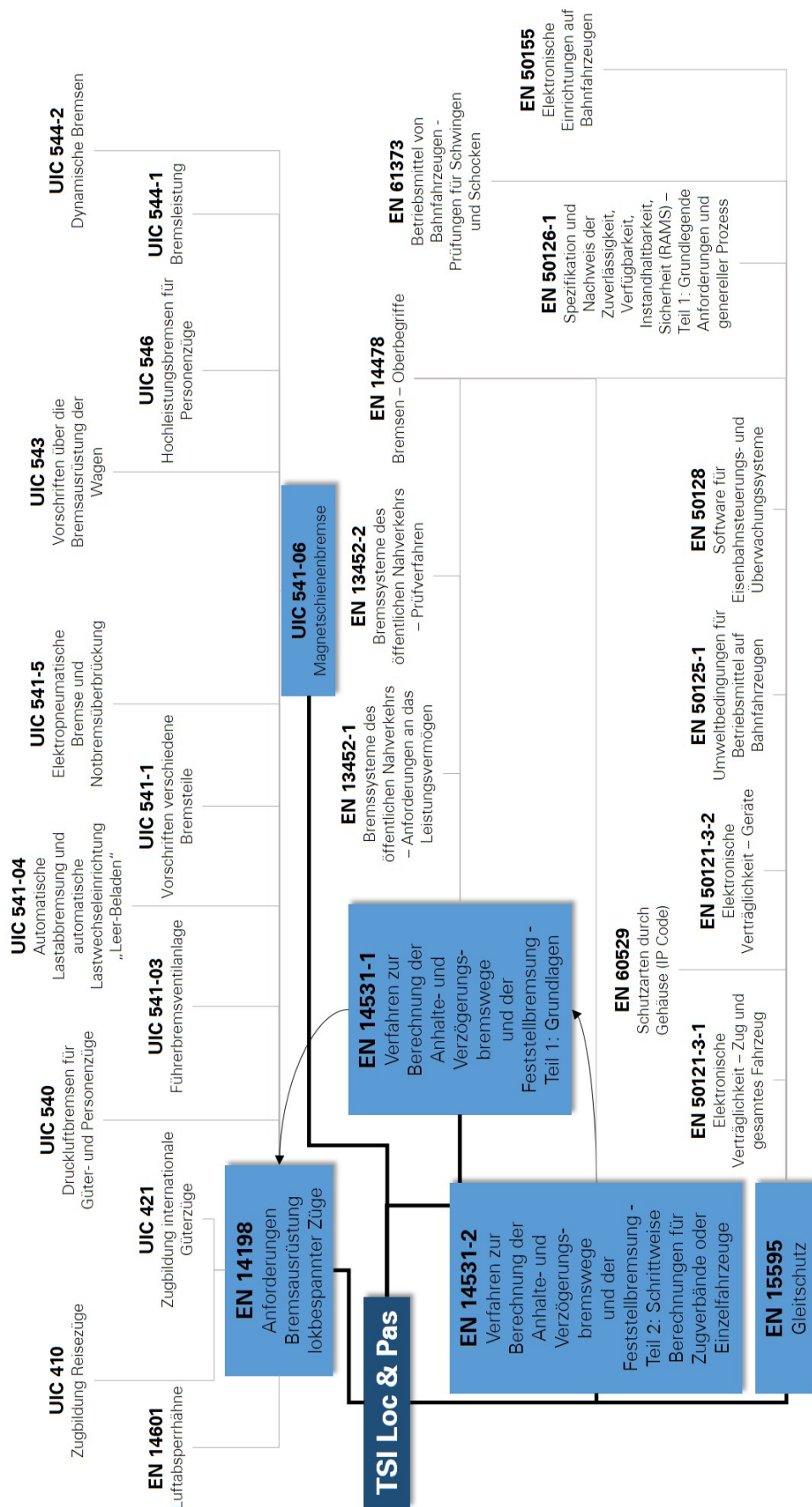
Berechnung:

(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

Normative Bezüge in der TSI Loc & Pas





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),
- absperierbar 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

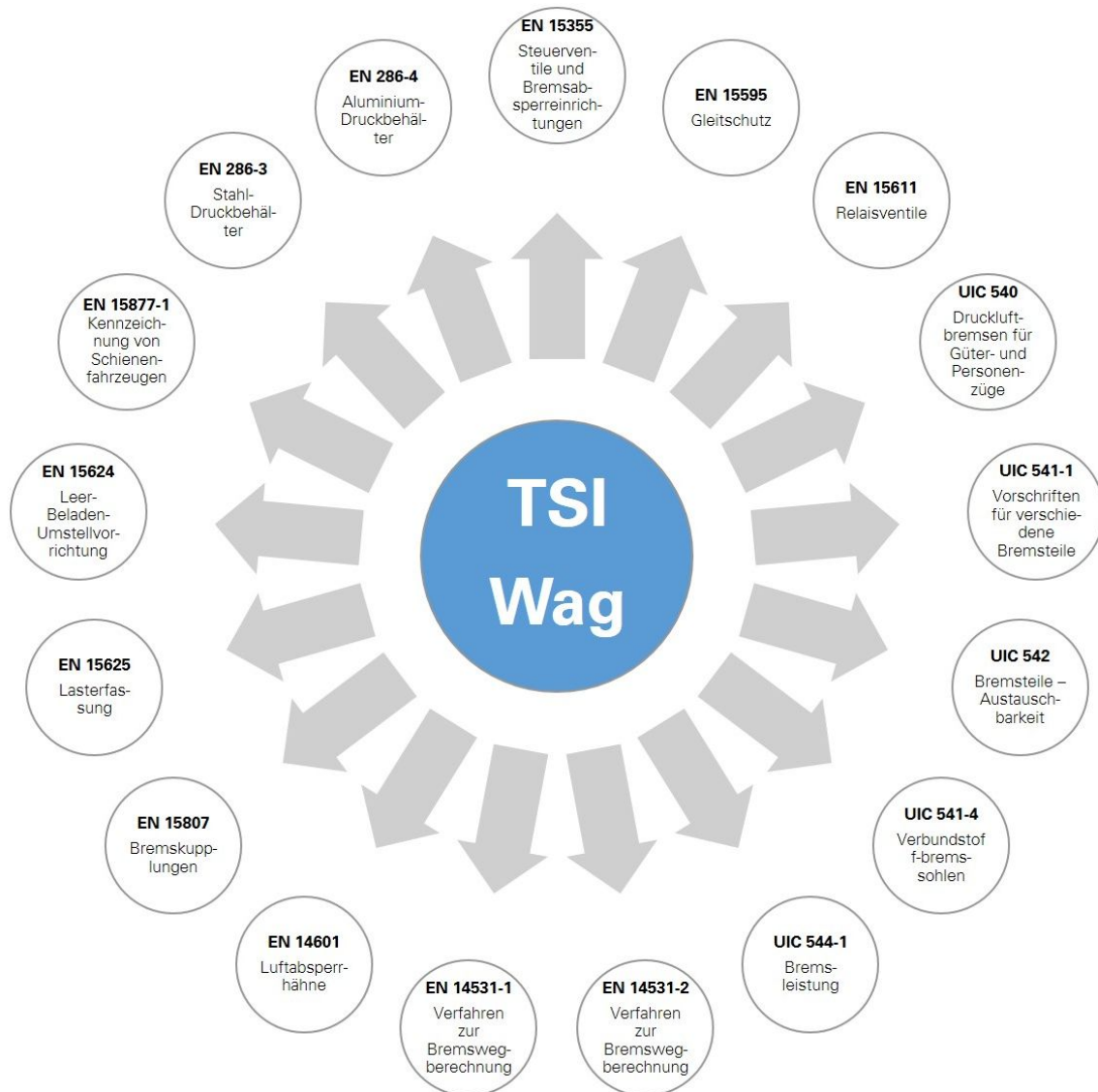
Die Bremsanlage muss eine Notbremsung vollziehen können, ohne dass sich dadurch die Bremskraft aufgrund von thermischen oder mechanischen Auswirkungen verringert.

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.

Normative Bezüge in der TSI Wag



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

Nummer	Titel
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 15220	Bremsanzeigevorrichtungen
DIN EN 15734-1	Bremssysteme für Hochgeschwindigkeitszüge - Teil 1: Anforderungen und Definitionen
DIN EN 15734-2	Bremssysteme für Hochgeschwindigkeitszüge - Teil 2: Prüfverfahren
DIN EN 15179	Anforderungen für die Bremsausrüstung von Reisezugwagen
DIN EN 15220-1	Bremsanzeigevorrichtungen - Teil 1: Pneumatische Bremsanzeiger
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

Nummer	Titel
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
<i>Normen in Überarbeitung (Entwurfsstadium)</i>	
prEN 14478	Bremsen - Oberbegriffe
prEN 14535-3	Bremsscheiben für Schienenfahrzeuge - Teil 3: Brems-scheiben, Leistung Bremsscheibe und der Reibpaarung, Klassifikation
prEN 15220	Bremsanzeigevorrichtungen
prEN 15663	Definition der Fahrzeugreferenzmassen
prEN 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.

...

§ 35 Bremsen der Züge

(1) Züge mit einer zulässigen Geschwindigkeit von mehr als 50 km/h müssen mit durchgehender Bremse gefahren werden.

(2) Die Bremsverhältnisse eines Zuges müssen sicherstellen, daß der Zug innerhalb des zulässigen Bremswegs zum Halten gebracht werden kann; sie werden mit Hilfe der Bremstafeln ermittelt.

(3) Die Bremstafeln werden genehmigt:

1. für Eisenbahnen des Bundes vom Bundesministerium für Verkehr und digitale Infrastruktur,
2. für die nichtbundeseigenen Eisenbahnen von der zuständigen Landesbehörde.

(4) Als größte Bremswege sind zulässig

1 000 m. | 700 m.

Für bestimmte Strecken können die in Absatz 3 genannten Behörden auch Bremswege zulassen, die über 1 000 m oder 700 m hinausgehen. Für Züge, die mit Zugbeeinflussung gemäß § 15 Abs. 3 geführt werden, gelten besondere Bremswege.

(5) Die Eisenbahnverwaltungen haben über das Bremsen auf Strecken mit einer Neigung von mehr als 40 ‰ besondere Vorschriften aufzustellen und den in Absatz 3 genannten Aufsichtsbehörden zur Genehmigung vorzulegen.

(6) Das letzte oder vorletzte Fahrzeug eines Zuges muß eine wirkende Bremse haben. Hat das letzte Fahrzeug keine wirkende Bremse, so soll es nicht mit Reisenden besetzt sein.

(7) Bevor ein mit durchgehender Bremse fahrender Zug den Anfangsbahnhof verläßt, ist eine Bremsprobe vorzunehmen. Die Bremsprobe ist zu wiederholen, so oft der Führerstand gewechselt oder der Zug ergänzt oder getrennt wird, es sei denn, daß Fahrzeuge nur am Schluß abgehängt werden. Für Züge, die während mehrerer Fahrten unverändert bleiben, sind Ausnahmen zulässig (§ 3 Abs. 1 Nr. 2).

...

§ 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.

...



§ 43 Sichern stillstehender Fahrzeuge

(1) Stillstehende Fahrzeuge sind gegen unbeabsichtigte Bewegung zu sichern, wenn es die Sicherheit erfordert.

(2) Triebfahrzeuge müssen beaufsichtigt werden, solange sie durch eigenen Kraftantrieb bewegungsfähig und gegen unbeabsichtigte Bewegung nicht besonders gesichert sind.

11 FREMDSPRACHIGE TERMINOLOGIE DES FACHGEBIETES SCHIENENFAHRZEUGBREMSSEN

11.1 ENGLISCHE TERMINOLOGIE

Deutsch	Englisch
A blasshahn	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 Lastabbremmung	automatic load-controlled braking
B eharrungsbremmung	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

Deutsch	Englisch
Bremsungsart	mode of braking
Bremsbauart	type of brake
Bremsbelag	brake pad
Bremse	brake
Bremsfunktionen	purposes of braking
Bremsgerätecontainer	brake cabinet
Bremsgeräteeinheit	brake compartment
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

Deutsch	Englisch
Druckluftversorgung	compressed air supply
Druckminderventil	pressure reducing valve
Druckumsetzer	pressure transducer
durchgehende, automatische (Zug-)Bremsen	automatic train brake
Dynamik	dynamics
dynamische Bremsen	dynamic brake
dynamische Bremsprüfung	dynamic brake test
dynamische Masse	dynamic mass
E inlösbarkeit	direct release
elektrische Zugsteuerleitung	train wire
elektrodynamische Bremsen	electro-dynamic brake
elektrohydraulische Bremseneinheit	electro-hydraulic unit
elektromechanische Bremseneinheit	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
F ahrgastnotbremsgriff	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
G eschwindigkeitssensor	speed sensor equipment
Gestängesteller	regulator
Getriebepbremse	gearlock
Gleitschutz	wheel slide protection equipment
	wheel slide protection system
Gleitschutzventil	wheel slide dump valve
H altebremsung	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

Deutsch	Englisch
Hilfsluftbehälter	auxiliary reservoir brake reservoir
Hubkolbenverdichter	reciprocating compressor
Hydraulikspeicher	hydraulic accumulator
hydrodynamische Bremse	hydro-dynamic brake
indirekte Bremse	indirect brake
K inematik	kinematics
Klotzbremse	tread brake
Klotzbremseinheit	tread brake unit
Kompressor/ Luftpresse/ 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
Kupplungshahn	coupling cock
L astabbremmung	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
M agnetschienenbremse	magnetic track brake
Manometer	manometer
maximale Betriebsbremsung / Vollbremsung	full service braking
Mehrlösigkeit	graduable release (BE) graduated release (AE)
Mitteldruckventil	average pressure valve averaging relay valve
Momentanverzögerung	instantaneous deceleration
N achsteller	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

Deutsch	Englisch
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
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

Deutsch	Englisch
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	weighing valve
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

12 FRAGENKATALOG ZUR PRÜFUNGSVORBEREITUNG

1. Welche Aufgaben übernimmt die Bremse bei Schienenfahrzeugen im Allgemeinen?
2. Nennen Sie mindestens fünf allgemeine Anforderungen, die an die Bremsysteme 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 „Hochabbremsung“ 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 Gleitschutteinrichtung.
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?