

Vorlesung

Bremstechnik des Hochgeschwindigkeitsverkehr

Pkt 5 Scheibenbremse (Kompendium von Pkt 5.7-5.8)
Teil 3

Dr. Dieter Jaenichen

Dresden, Dezember 2020

5. Scheibenbremse

Teil 1

5.1 Vor- und Nachteile der Scheibenbremse gegenüber Klotzbremsen

5.2 Konstruktiver Aufbau der Scheibenbremse

5.3 Gesamtsystem mit den Anforderungen

5.4 Bremsscheiben-Bauarten

Teil 2

5.5 Betätigungseinrichtungen

5.6 Bremsbeläge und ihre Reibwerte

Teil 3

5.7 Dimensionierung der Scheibenbremse

5.8 Bremsbelag-Verschleiß

5.7 Dimensionierung der Scheibenbremse

Kraftangriffspunkt am Belag
(Abstand zwischen Achsmitte und
der Kräfteinleitung)

Rechteckiges Ausschnitt

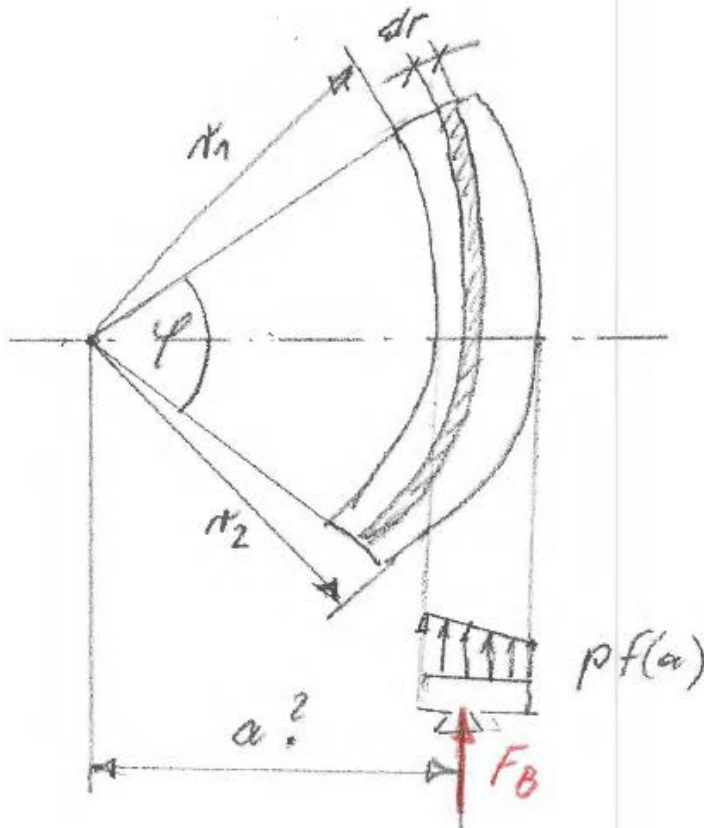
- liegt nicht in der Mitte des Belages
- Ursache Zunahme der Gleitgeschwindigkeit
 $v = \omega \cdot r \quad v = f(r)$
- ungleichmäßiger Verschleiß



- Kraftangriffspunkt außerhalb der Mitte
- Annahme gleichmäßiger Verschleiß
 $p \cdot v \sim \text{const}$
 v - Gleitgeschw. p - Belagdruck

5.7 Dimensionierung der Scheibenbremse

Bestimmung Kraftangriffspunkt a



Kräftegleichgewicht

$$F_B = \int_{r_1}^{r_2} p \cdot r \cdot dr \cdot \varphi$$

Momentengleichgewicht

$$F_B \cdot a = \int_{r_1}^{r_2} p \cdot r^2 \cdot dr \cdot \varphi \cdot \frac{\sin \varphi/2}{\varphi/2}$$

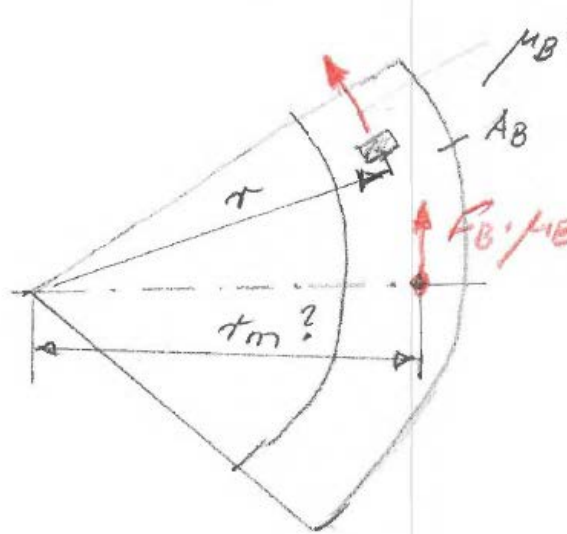
Gleissetzen

Ergebnis

$$a = \frac{\sin \varphi/2}{\varphi} (r_1 + r_2)$$

5.7 Dimensionierung der Scheibenbremse

Bestimmung Bremsradius r_m
(Bremswirkungsradius)



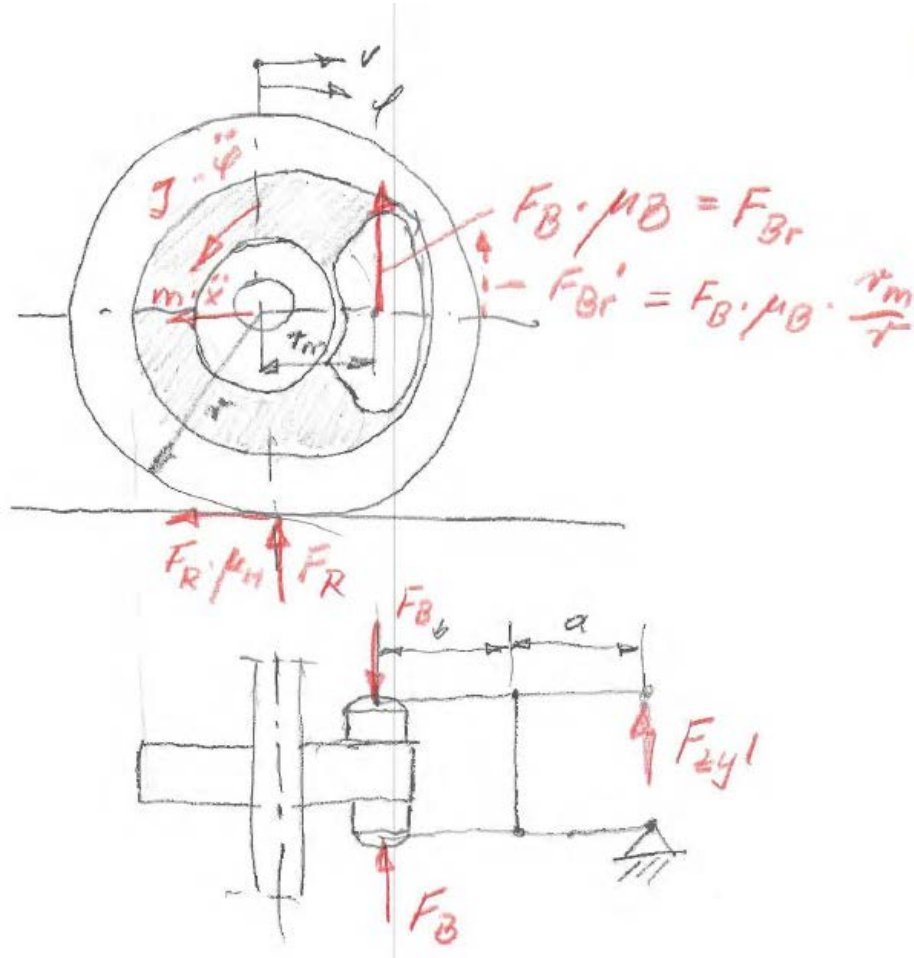
Rechteckiges Ausschnitt
 Kreissektor
 $\sum M = 0$
 $\mu_B \cdot F_B \cdot r_m = \int r \cdot \mu_B \cdot p \cdot dA_B$
 Bremsmoment differenzielle Reibelemente
 Annahme $\mu_B = \text{const}$
 $r_m = \frac{1}{F_B} \int r \cdot p \cdot dA_B$

DIN EN 15328

$$r_m = \frac{2}{3} \frac{r_o^3 - r_i^3}{r_o^2 - r_i^2}$$

r_i - innerer Radius
 r_o - äußerer Radius zwischen
 Bremsbelag/Scheibe der
 Berührungsfläche

5.7 Dimensionierung der Scheibenbremse



5.7 Dimensionierung der Scheibenbremse

$\sum M = 0 \rightarrow \text{max Bremskraft}$

$$F \cdot \ddot{\varphi} + 2 \cdot F_B \cdot \mu_B \cdot r_m - F_R \cdot \mu_H \cdot r = 0 \quad \text{Rechteckiges Aussch}$$

mit $\ddot{\varphi} \hat{=} - \frac{\ddot{x}}{r} = - \frac{a_B}{r}$

$$2 \cdot F_B \cdot \mu_B \cdot r_m = F_R \cdot \mu_H \cdot r + F \cdot \frac{a_B}{r}$$

Bremskraft mit Rotation

$$2 \cdot F_B \cdot \mu_B = F_R \cdot \mu_H \cdot \frac{r}{r_m} + F \cdot \frac{a_B}{r \cdot r_m}$$

Bremskraft ohne Rotation

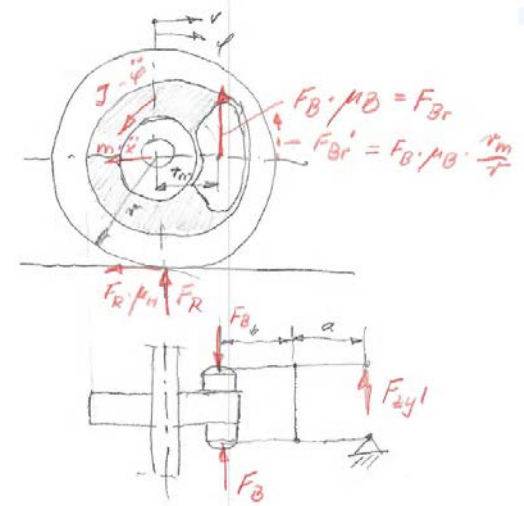
$$2 \cdot F_B \cdot \mu_B = F_R \cdot \mu_H \cdot \frac{r}{r_m}$$

Umwandlung

$$\frac{2 \cdot F_B}{F_R} \cdot \frac{r_m}{r} = \frac{\mu_H}{\mu_B}$$

% Abbremsung α in Prozent

$$\alpha = \frac{2 \cdot F_B}{F_R} \cdot \frac{r_m}{r} = 100 \hat{=} \frac{\mu_H}{\mu_B} \cdot 100$$



5.7 Dimensionierung der Scheibenbremse

$$\Sigma Y = 0$$

$$F_R \cdot \mu_H = m \cdot a$$

$$m \cdot g \cdot \mu_H = m \cdot a$$

$$a = \mu_H \cdot g$$

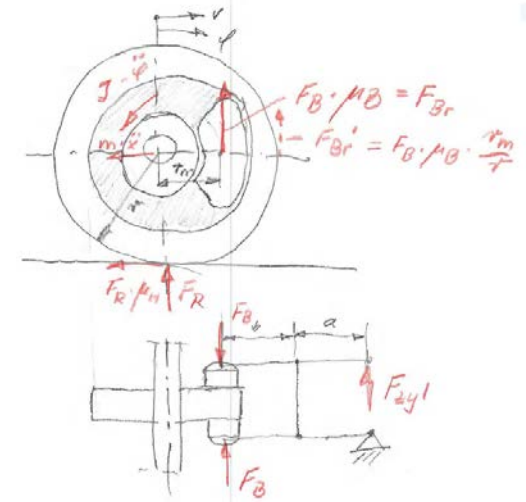
daher $a = f(\mu_H)$

$$\mu_H = \frac{\alpha}{100} \cdot \mu_B$$

$$a = \frac{\alpha}{100} \cdot \mu_B \cdot g$$

Beispiel

$$\alpha = \frac{37,5}{100} \cdot 0,40 \cdot g = 1,47 \text{ m/s}^2$$



5.7 Dimensionierung der Scheibenbremse

Anpreßkraft F_B bei Bremsseinheit

$$F_{Zyl} \cdot a = F_B \cdot b$$

$$F_B = \frac{a}{b} \cdot F_{Zyl}$$

2 Hebel

$$2 F_B = \Sigma F_B = 2 \cdot \frac{a}{b} \cdot F_{Zyl}$$

$$i = 2 \cdot \frac{a}{b}$$

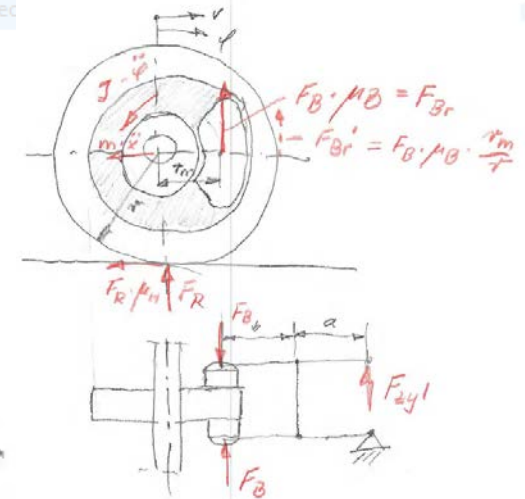
$$\Sigma F_B = i \cdot F_{Zyl}$$

η - Gestängewirkungsgrad

$$\Sigma F_B = i \cdot F_{Zyl} \cdot \eta$$

auf Radumfang bezogen

$$\Sigma F_B' = i \cdot F_{Zyl} \cdot \eta \cdot \frac{r_B}{r}$$



5.7 Dimensionierung der Scheibenbremse

Beispiel

$$\mu_H = 0,15 \quad \mu_B = 0,40$$

$$\alpha = 37,5^\circ$$

max. Belagdruckkraft

$$2 \cdot F_{Bmax} = \alpha \cdot F_R \frac{r}{r_m} \cdot \frac{1}{100}$$

Kraftschlussmoment

$$M_H = F_R \cdot \mu_H \cdot r$$

Trägheitsmoment

$$M_T = J \cdot \frac{aB}{r}$$

Beispiel

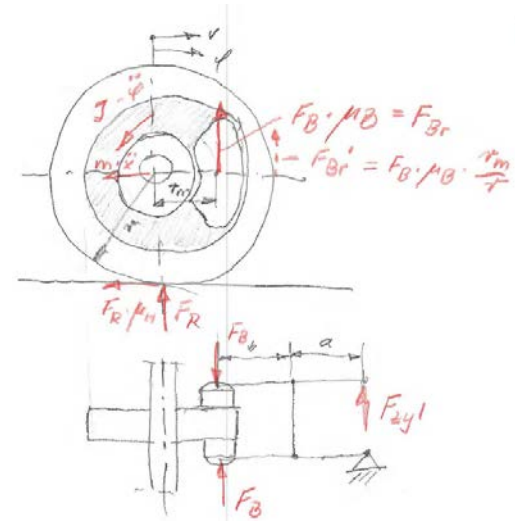
$$M_H = 8000 \cdot g \cdot 0,15 \cdot 0,45$$

$$M_H = 5297 \text{ Nm}$$

$$M_T = 50 \cdot \frac{1,47}{0,45} = 163 \text{ Nm}$$

$$\frac{M_T}{M_H} = \frac{163}{5297} = 0,031 \Rightarrow 3,1\%$$

Rechteckig



Zusätzliche Bremskraft für
Abbremsung der Rotationsmassen

$$F_{\text{Br Rot}} = J \cdot \frac{a_B}{r \cdot r_m}$$

Beispiel:

$$F_{\text{Br Rot}} = 80 \frac{1,47}{0,45 \cdot 0,247} = 1058 \text{ N}$$

r - Radradius, r_m - Reibradius

J - Trägheitsmoment auf Rad bezogen

$$F_{\text{Br Trans}} = m \cdot g \cdot \mu_{kl} \cdot \frac{r}{r_m}$$

$$= 8000 \cdot g \cdot 0,15 \frac{0,45}{0,247} = 21447 \text{ N}$$

Berechnungsbeispiele für die bremstechnische Auslegung

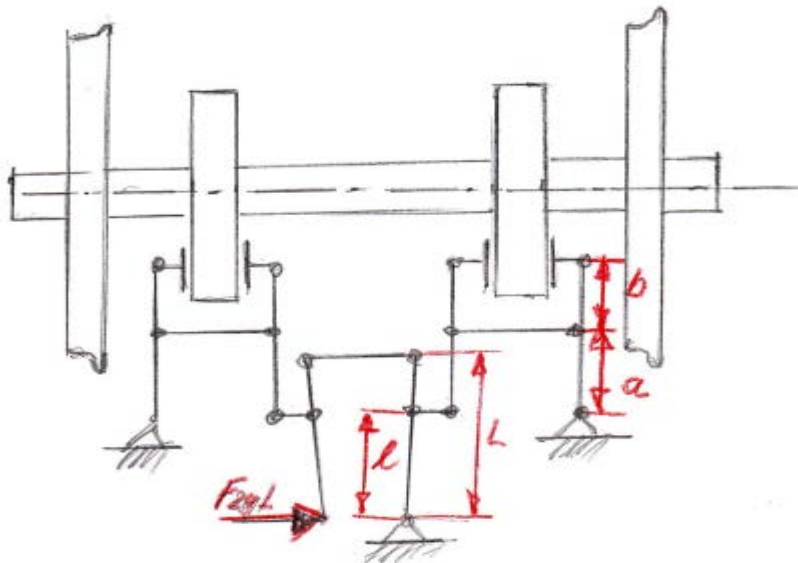
- DIN EN 14531 Verfahren zur Berechnung der Anhalte- und Verzögerungsbremswege und der Feststellbremsung
 - siehe DIN EN 14531-1 Anhang C und D mit Mittelwerten
 - siehe DIN EN 14531-2 Anhang B mit momentanen Werten

Rechenprogramme sind auf dieser Grundlage entwickelt worden

z. B. „Anhaltewegberechnung von Schienenfahrzeugen mittels Zeitschrittintegration nach DIN EN 14531, Jaenichen/ Cui Eisenbahntechnische Rundschau 2020, Heft 7/8, S. 64 ff

- Vorstellung einer vereinfachten Handrechnung für ein Mittelwagen eines Triebzuges mit Laufdrehgestellen
 - Eingabewerte für das Beispiel in der nächsten Folie
 - Ausführung in der Präsenzvorlesung

Bremsberechnung für ein Fahrzeug mit 4 Radsätzen mit Scheibenbremse in den Bremsstellungen P, R



Gegeben:

Eigenmasse $m_E = 40t$
 Gesamtmasse $m_G = 45t$
 Anzahl Radsätze $n_R = 4$
 Mittlerer Radhalbmesser $r = 460 \text{ mm}$
 Anzahl Brems Scheiben je Radsatz $n_B = 2$
 Brems Scheibenabmessungen $D_S = 610 \times 110 \text{ mm}$
 Bremsradius $r_m = 233 \text{ mm}$
 Belagfläche $A_B = 20000 \text{ mm}^2$

Gewählt:

4 Bremszylinder im Fahrzeug
 Durchmesser 10"
 Bremszylinderkraft in Stellung R
 $F_{ZylR} = 17700 \text{ N}$
 Bremszylinderkraft in P
 $F_{ZylP} = 13600 \text{ N}$
 Wirkungsgrad $\eta = 0,9$
 Mittl. Reibwerte des Belages $\mu_{Bm} = 0,35$

 Proz. Abbremsung $x = 35\%$
 Hebellängen
 $l = 240 \text{ mm}, L = 480 \text{ mm}$
 $a + b = 350 \text{ mm}$

Ergebnisdiskussion auf der Grundlage europäischer Regelwerke:

- Richtlinie des europ. Parlaments vom 11. Mai 2016 über die Interoperabilität des Eisenbahnsystems in der Europäischen Union

Allgemeine Vorgabe:

Die Kennwerte für die Bremsausrüstung müssen gewährleisten, dass bei zulässiger Höchstgeschwindigkeit ein Anhalten innerhalb des festgelegten Bremsweges möglich ist.

Die Bremsverfahren und –kräfte müssen mit der Auslegung des Oberbaus, der Kunstbauten und der Signalanlagen vereinbar sein.

- TSI „Fahrzeuge – Lokomotiven und Personenwagen“ vom 18. Nov. 2014

Vorgabe von Anhaltewegen:

4.2.4.5.2 bei Normalbetrieb (kein Fehler im Bremssystem, Reibwerte im trockenen Zustand)

bei Ladezustand „normale Zuladung“ (Auslegungsmasse bei normaler Zuladung)

200km/h 1500 m, 250km/h 2430m , 300 km/h 3650 m

5.8 Bremsbelag-Verschleiß

- Physikalische Vorgänge zur Verschleißberechnung sind sehr vielschichtig.
- Wirkprinzipien der Verschleißentstehung: Abscheren von Mikrorauigkeiten, mechanischen Schwingungen der Reibpartner, Adhäsion
- Verschleißprozess: Benötigt werden Kenntnisse zu den tribologischen Vorgängen in der Kontaktfläche Belag/Bremsscheibe
- Theoretische Vorausberechnung sehr kompliziert, benötigt wird das Bremslastkollektiv, Temperaturen in der Reibfläche, Beachtung von thermoelastischen Instabilitäten
- Verschleißberechnungen werden unter Beachtung von empirisch ermittelten Koeffizienten durchgeführt. Zu beachten sind Betriebsparameter, geometrischen Verhältnisse, auftretenden Rauigkeiten und herrschende Temperaturen in der Reibfläche.

5.8 Bremsbelag-Verschleiß

Rechenansatz nach UIC

Verschleißgeschwindigkeit w
 $w = c \cdot p^\alpha \cdot v^\beta \cdot N^\gamma$

c, α, β, γ Faktoren sind
empirisch zu ermitteln

Gesamtverschleiß einer Bremsung
 (Integration über der Zeit)

$$W = c \int_0^{t_B} p^\alpha \cdot v^\beta \cdot N^\gamma dt$$

c -Faktor erhält man durch Vergleich
mit Versuchsergebnissen

Für Bremslastkollektive läßt sich der
Verschleiß durch Simulationsrechnungen
abschätzen

5.8 Bremsbelag-Verschleiß

Beispiele für Verschleißberechnung

1. Beispiel Bremsbelag

$$W = k \cdot m^4 \cdot v_0^6 \cdot a_0^{-7} \cdot A_s^{-2}$$

$$k = 0,20 - 0,44 \cdot 10^{-26} \left[\frac{\text{g} \cdot \text{s}^{10}}{(\text{kg}^4 \text{m}^2)} \right]$$

2. Beispiel

Bremsbelag $W_{\text{pad}} = k_w^{\text{pad}} \cdot E_{\text{brake}}$

Bremsscheibe $W_{\text{disc}} = k_w^{\text{disc}} \cdot E_{\text{brake}}$

W_{disc} [mm³] Volumenverschleiß

W_{pad} [kg] Masse

k_w^{disc} [$\frac{\text{mm}^3}{\text{GJ}}$] k_w^{pad} [$\frac{\text{kg}}{\text{GJ}}$] E_{brake} [GJ]

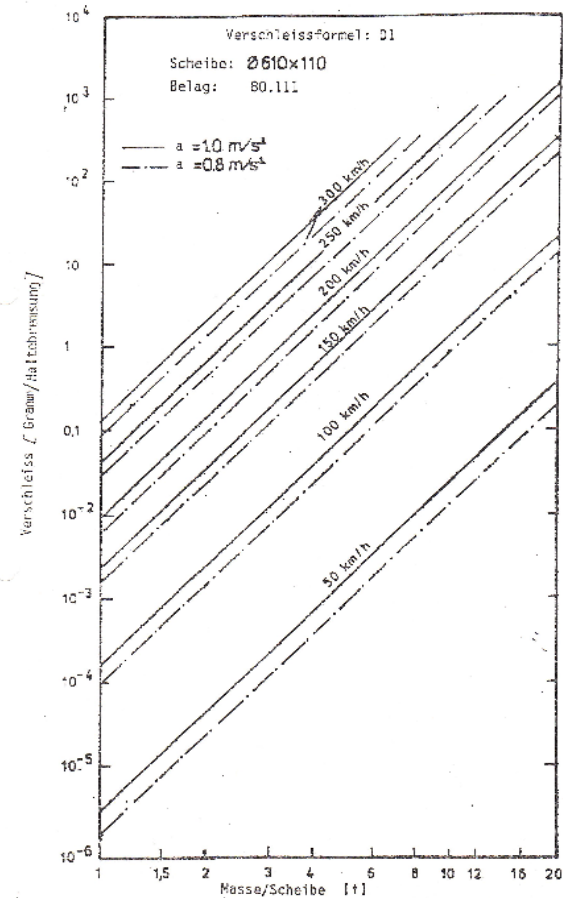
$$k_w^{\text{disc}} = 40,0 \cdot 10^{-2} \left[\frac{\text{mm}^3}{\text{GJ}} \right]$$

$$k_w^{\text{pad}} = 89,7 \cdot 10^{-2} \left[\frac{\text{kg}}{\text{GJ}} \right]$$

Berechneter Verschleiß

nach Beispiel 1 je Stopp-Bremmung
 nach theoretischen UIC-Modell
 einer ausgewählten Bremspaarung

$$W = f(v, m)$$



Verschleiß-Grenzwerte (Richtwerte)

z. B. org. Belag $v \leq 300$ km/h $0,65$ cm³/MJ

Sinterbelag $v \geq 300$ km/h $0,35$ cm³/MJ

Beispiel:

bei 14 MJ Bremsarbeit der Reibpaarung ist der Grenzwert des Verschleißvolumen

org. Belag $W = 9,1$ cm³,

Sinterbelag $W = 4,9$ cm³

Bremsgeräusche durch die Reibpaarung

Entstehen durch Reibschwingungen in der Reibschicht, die zu dämpfen sind.

Mechanismen zur Bremsgeräuschminderung z. B. durch:

- Herabsetzung des E-Moduls des Belages
- Gestaltung des Belages mit definierten Nuten
- Herstellungstechnologie (Kalt- oder Warmpressen)
- Gestaltung des Gestänges (Gummischichten, Kontaktbrücken, Spiele, Gestaltung Konsole usw.)

Dieter Jaenichen

- Tel.: +49 (0)351 463 36583
- Email : dieter.jaenichen@tu-dresden.de



»Wissen schafft Brücken.«