

TEORETICKÉ STANOVOVÁNÍ BRZDNÝCH VÝKONŮ

Jaroslav ČÁP, Michal POKORNÝ

Katedra dopravních prostředků

1. Úvod

Součástí experimentálního zařízení, budovaného na Dopravní fakultě Jana Pernera, katedře dopravních prostředků, určeného pro studium adhezního a třecího mechanismu ve styku kola s kolejnicí je i zařízení umožňující zkoušky mechanické části brzdy kolejového vozidla. Tento samostatný díl zkušebního zařízení dovoluje zabudování buď železničního kola brzděného zdržovou brzdou nebo polonápravy brzděné kotoučovou brzdou.

Důležitou součástí experimentů je stanovení základních parametrů pokusů, zejména se jedná o určení brzdného výkonu při daném způsobu brzdění tedy brzdění udržovací, nebo brzdění do zastavení, které lze realizovat ve třech režimech: na mezi adheze, na požadované zábrzdě dráze a při konstantním odrychlení. Jako nejvhodnější se jeví výpočet brzdných výkonů v rozměru kW/kN. Jde tedy o měrný výkon vztahený na jednotku tíhy, která je stanovena 10kN. Takto lze pak jednoduchým přepočtem určit brzdný výkon pro libovolné vozidlo, kde ovšem nutnou podmínkou je znalost příslušného jízdního odporu.

Zabývejme se nyní jednotlivými druhy brzdění a příslušnými brzdními výkony.

2. Základní vztahy

Při výpočtu brzdného výkonu se vychází z pohybové rovnice vlaku:

$$F_O - B - O_V \pm O_S = M_{VI} \cdot \xi \cdot \frac{dv}{dt} \quad (1)$$

kde:

- F_Otažná síla na obvodu kol,
 Bbrzdná síla na obvodu kol,
 O_Vjízdňní odpor vlaku,
 O_Sodpor ze sklonu (redukovaný traťový odpor),
 M_{VI}hmotnost vlaku,
 ξsoučinitel rotačních hmot,
 $\frac{dv}{dt}$celkové zrychlení vlaku.

Celá rovnice se vydělí tíhou vlaku $G = M_V \cdot g$:

$$f_o - b - \alpha_V \pm \alpha_S = 102 \cdot \xi \cdot \frac{dv}{dt} \quad (\text{N/kN, m/s}^2) \quad (2)$$

Brzdňný výkon potom vyplývá z velikosti brzdňné síly $B = b \cdot G$. G je uvažováno 10kN.

Při brzdňní je tažňná obvodová síla $f_o = 0$. Brzdňná síla se určí z pohybové rovnice vlaku:

$$b = 102 \cdot \xi \cdot \frac{dv}{dt} - \alpha_V - \alpha_S \quad (\text{N/kN}) \quad (3)$$

$$B = (102 \cdot \xi \cdot \frac{dv}{dt} - \alpha_V \pm \alpha_S) \cdot 10 \quad (\text{N/10kN}) \quad (4)$$

Brzdňný výkon je pak určen vztahem:

$$P_b = \frac{B \cdot V}{3600} \quad (\text{kW/10kN; N/10kN, km/h}) \quad (5)$$

kde:

- P_bokamžitý brzdňný výkon,
 Vokamžitá rychlost vlaku.

Jízdňní odpor vlaku je určen podle empirického vztahu (osobňní čtyřňápravový vůz):

$$\alpha_V = 1,35 + 0,008V + 0,00033V^2 \quad (6)$$

Součinitel rotačních hmot $\xi = 1,05$.

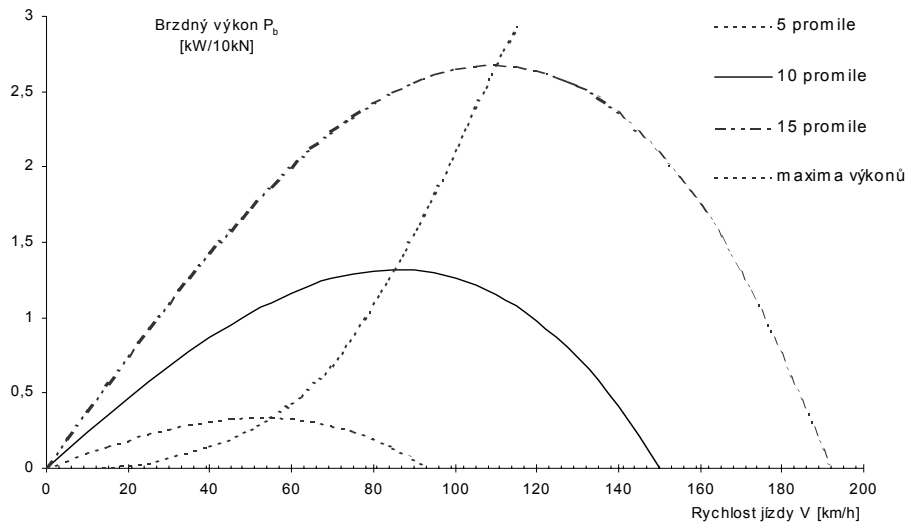
3. Udržovací brzdňní

Udržovací brzdňní je takové brzdňní, kdy vozidlo (souprava) jede po spádu a je třeba udržet konstantňní rychlost.

Brzdňý výkon pro udržovací brzdění je dán vztahem (5). Pro pohybovou rovnici vlaku podle (2) v tomto případě platí:

$$-b - \alpha_V \pm \alpha_S = 0 \quad (7)$$

Podle (7) a upravené rovnice (4) se vypočítá poměrná brzdňá síla a ta se dosadí do (5). Získané průběhy poměrného brzdňého výkonu na rychlosti pro klesání 5, 10 a 15‰ udává graf na obr. 1.



Obr. 1 Brzdňý výkon při udržovacím brzdění

Fig. 1 Specific brak load for constant speed

Křivka spojující maxima průběhů měrných výkonů na jednotlivých spádech dává informaci o tom jaké maximální brzdňé výkony můžeme očekávat. V tomto případě se tedy jedná o maximální brzdňé výkony čtyřnápravového osobního vozu.

4. Zastavovací brzdění

Zastavovací brzdění na mezi adheze

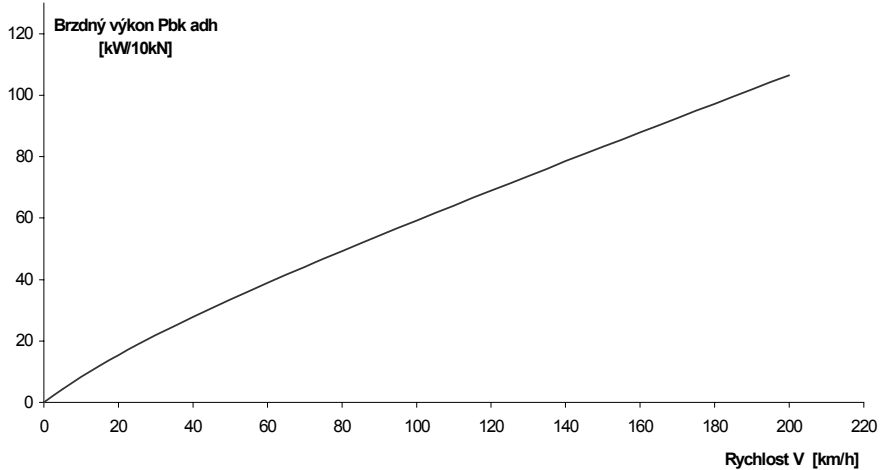
Zastavovací brzdění na mezi adheze se v normálním provozu nepoužívá, protože vede k vysokým hodnotám brzdňého zpomalení. Brzdící síla je v tomto případě maximální tečná síla přenositelná v kontaktu kola a kolejnice za daných adhezních podmínek. Brzdňá síla není dána pohybovou rovnicí vlaku, ale maximálním možným součinitelem adheze a normálovou silou na kole. V tomto případě je pro určení součinitele adheze použit empirický vztah navržený Curtiusem a Knifflerem:

$$\mu = \frac{7,5}{V + 44} + 0,161 (-, \text{km/h}) \quad (8)$$

Brzdná síla je pak dána známým vztahem:

$$B = 10 \cdot \mu \quad (\text{kN}/10\text{kN}) \quad (9)$$

Brzdný výkon je pak určen podle vztahu (5). Dostáváme tedy maximální dosažitelný brzdný výkon z hlediska adheze. Jeho průběh je patrný z obr. 2.



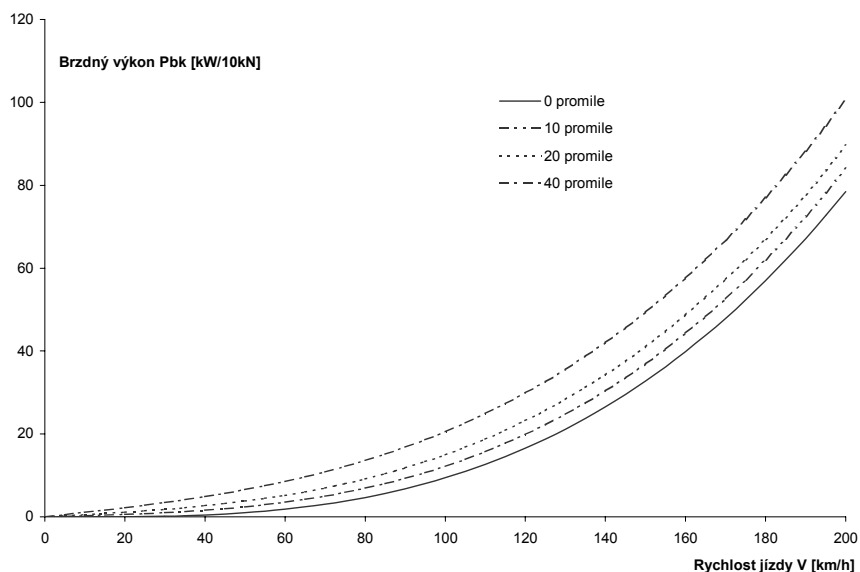
Obr. 2 Měrný brzdný výkon na mezi adheze
Fig. 2 Specific break load at maximum of adhesion

Brzdění na konstantní dráze

V reálném provozu musí vlak zastavit vždy na dráze, která je menší než zábrzdná vzdálenost. V našem případě byla na ukázkou zvolena zábrzdná dráha 1000m. Při tomto režimu brzdění jde o nerovnoměrně zrychlený pohyb. Pro každou okamžitou rychlost V platí pro odrychlení:

$$a_b = \frac{1}{L} \cdot \frac{V_2^2 - V_1^2}{25,92} \quad (\text{m}/\text{s}^2, \text{km}/\text{h}, \text{m}) \quad (10)$$

Pro každou rychlost je spočítán odpor vlaku a okamžité zrychlení, tyto hodnoty jsou pak dosazeny do rovnice (4) a následně určen brzdný výkon podle (5). Na obr. 3 jsou křivky brzdného výkonu pro klesání 0, 10, 20 a 40‰.



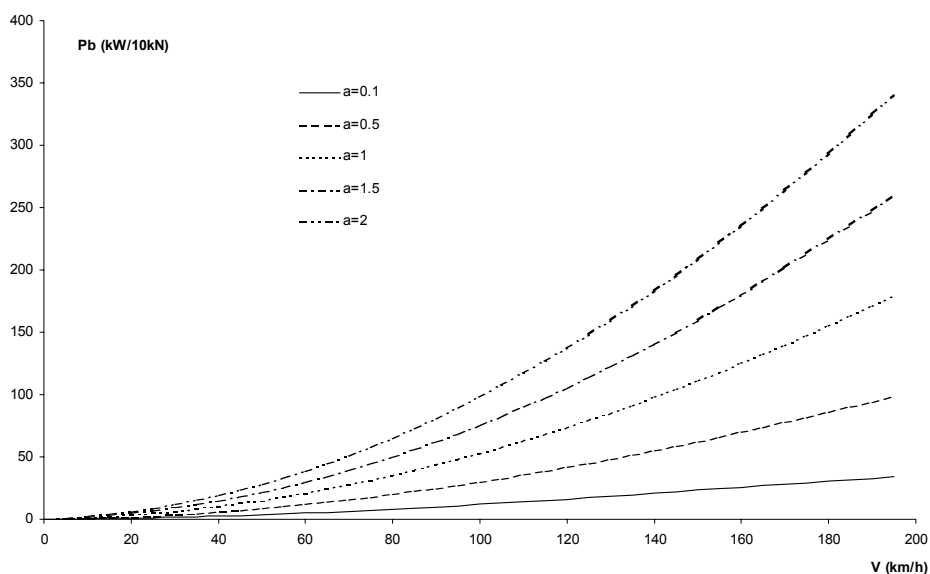
Obr. 3 Brzdny výkon při konstantní brzdé dráze
Fig. 3 Specific break load for constant braking distanc

Brzdění při konstantním odrychlení

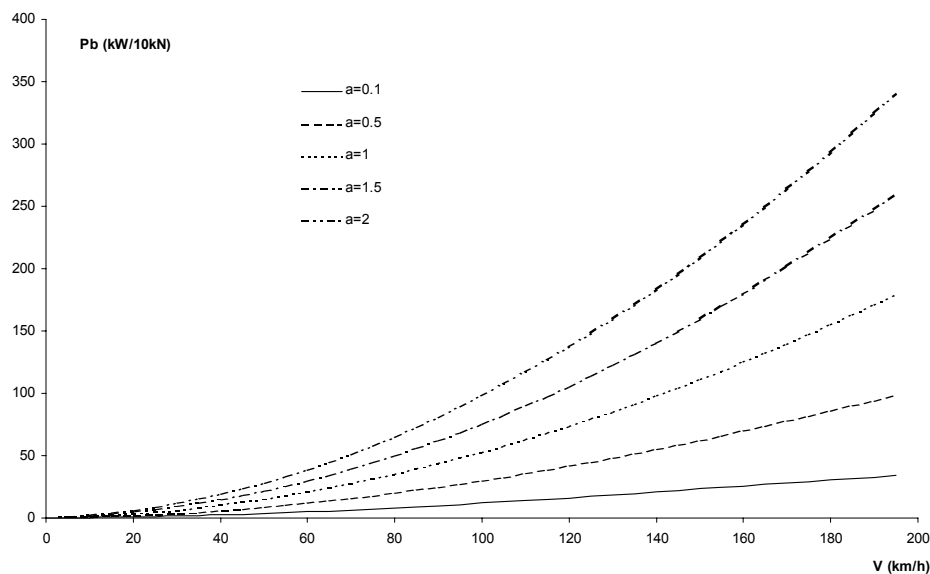
Při brzdění s konstantním odrychlením $a_b = \text{konst}$ se jedná o pohyb rovnoměrně zrychlený. Pro výpočet brzdného výkonu se pro každý rychlostní interval určí změna dráhy:

$$\Delta L = \frac{\Delta(V)^2}{a_b \cdot 25,92} \quad (\text{km/h, m/s}^2) \quad (11)$$

Pro každou rychlost byla určila podle rovnice (4) brzdná síla. Příslušný brzdny výkon potom dostáváme dosazením změny rychlosti $\Delta L/\Delta t$ do (5). Získané závislosti pro pro spády 10 a 20‰ a pro různá odrychlení ukazují obrázky *obr. 4* a *obr. 5*.



Obr. 4 Brzdňý výkon při konstantním zrychlení na klesání 10‰
Fig 4. Specific break load at constant braking acceleration, fall 10‰



Obr. 5 Brzdňý výkon při konstantním zrychlení na klesání 20‰
Fig.5 Specific break load at constant braking acceleration, fall 20‰

Pozn.: Příspěvek je publikován v rámci řešení úlohy GAČR – 101/01/0242 „Kontakt kola s kolejnicí a vliv brzdných procesů na životnost jízdni plochy.“

Lektoroval: Doc.Ing. Karel Sellner, CSc.

Předloženo: 30.3.2003

Literatura

1. ČÁP J., FREIBAUER L., HLAVŇA V. *Teorie vozidel*. Skripta VŠDS Žilina 1991.

Resumé

TEORETICKÉ STANOVOVÁNÍ BRZDNÝCH VÝKONŮ

Jaroslav ČÁP, Michal POKORNÝ

Na Univerzitě Pardubice, Dopravní fakultě Jana Pernera je budován zkušební stand, který také umožní provádění pokusů a zkoušek na brzděném železničním kole. Pro stanovení některých parametrů těchto zkoušek je důležité stanovit očekávaný brzdný výkon. Tento příspěvek se zabývá teoretickým stanovením brzdných výkonů v různých režimech brzdění.

Summary

VARIOUS THEORETICAL APPROACHES FOR DETERMINING OF BRAKING POWER

Jaroslav ČÁP, Michal POKORNÝ

At the Jan Perner Transport Faculty of University of Pardubice a test facility is built up. The test facility will also allowed for various experiments and tests on the braked railway wheel to be executed. Determination of some parameters for such experiments is very important for the expected braking power to be predicted. This contribution deals with theoretical determination of the braking power in various braking modes.

THEORETISCHE BESTIMMUNG VON BREMSLEISTUNGEN

Jaroslav ČÁP, Michal POKORNÝ

An der Univerzität Pardubice, Jan Pernerverkehrsfakultät wird ein Prüfstand für das Studium des Rad-Schienekontaktes gebaut. Dieser Prüfstand ermöglicht auch eine Betrachtung von Kraftschlussprozessen im Rad-Schienekontakt beim Bremsen. Das Eisenbahnrad kann durch eine klassische Klotzbremse oder durch eine Scheibenbremse an der Halbachse des Radsatzes gebremst werden. Der wichtigste Teil dieser Experimente ist die Bestimmung von Bremsleistungen bei zuständiger Bremsart, d.h. beim Erhaltungsbremsen und beim Haltbremsung. Die Haltbremsung zum Stehen kann auf dem Maximum vom Kraftschluss, bei konstanter Beschleunigung oder bei konstantem Bremsweg erfolgen.

Bei der Bestimmung von Bremsleistungen geht man von der generellen Gleichung für die Zuggbewegung (1) aus. Es ist nötig, aus dieser Gleichung immer die tangentiale Bremskraft festzulegen. Dann kann man direkt die Bremsleistung aus der Beziehung (5) bekommen. Aus

praktischen Gründen wird die Gewichtskraft G 10kN genommen. In diesem Fall gilt der spezifische Widerstand (6) für den vierachsigen Reisezugwagen. Für die Bremsen bei maximalem Kraftschluss wird die Beziehung von Curtius und Kniffler (8) angewendet. Die Ergebnisse werden auf den Bildern dargestellt. Auf allen Diagrammen werden auf der y-Achse Bremsleistung (kW/10kN) und auf der x-Achse Geschwindigkeit (km/h) des Fahrzeuges angegeben.

Das Diagramm Fig.1 stellt das Erhaltungsbremsen dar. Die Kurven gelten für die Gefälle von 5, 10 und 15‰ Die Punktkurve zeigt den Verlauf der maximalen Bremsleistung.

Das Diagramm Fig.2 stellt die Haltbremsung bei maximalem Kraftschluss dar.

Das Diagramm Fig. 3 stellt die Haltbremsung bei konstantem Bremsweg dar. In diesem Fall wurde der Weg von 1000m ausgewählt. Einzelne Kurven gelten für die Gefälle von 0,10, 20 und 40‰.

Die Diagramme Fig. 4 und 5 stellen die Haltbremsung bei konstanter Beschleunigung dar. Die Kurven gelten für die Beschleunigungen von 0,1, 0,5, 1 und $1,5\text{m/s}^2$. Auf dem Fig. 4 sind diese Kurven für ein Gefälle von 10‰ und auf dem Fig. 5 für ein Gefälle von 20‰.

Diese theoretischen Ergebnisse werden bei den Bremsversuchen auf dem Prüfstand an der Univerzität Pardubice, Jan Perner Verkehrsfakultät angewendet.