



## BRZDY DOPRAVNÍCH A TRANSPORTNÍCH ZAŘÍZENÍ

### BRAKES OF TRANSPORT AND CONVEYING VEHICLES

Leopold Hrabovský<sup>1</sup>, Lubomír Schellong<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Ústav dopravních a úpravnických zařízení, Institut dopravy, VŠB-TU Ostrava, 17. listopadu 15, 708 33 Ostrava-Poruba, tel.: +420 59 699 3185, e-mail: leopold.hrabovsky@vsb.cz

<sup>2</sup>Český báňský úřad, Na Hradbách 18, 702 00 Ostrava, tel.: +420 596 263 677, e-mail: cbu.schellong@volny.cz

**Abstrakt:** Text příspěvku se zabývá teoretickým odvozením vztahu ubržděné síly a ubržděného momentu, jakož i vyjádřením součinitele tření za klidu a součinitele tření za pohybu čelistových brzd s pevnými a otočně uloženými čelistmi. Odvozené teoretické vztahy jsou experimentálně ověřovány na popsaných měřicích zařízeních a porovnávány s údaji výrobců.

**Klíčové slová:** brzda, součinitel tření

**Abstract:** This article deals with the theoretical derivation of the relationship between brake force and brake moment, as well as the expression of the static friction coefficient and kinetic friction coefficient of brake shoes with fixed and floating brake shoe assemblies. Derived theoretical relations are experimentally verified on the described measuring devices and compared with manufacturers' data

**Key words:** brakes, friction coefficient

#### 1. KONSTRUKČNÍ PROVEDENÍ BRZD

Účelem brzd dopravních a transportních zařízení je zastavovat jakýkoli posuvný nebo točivý pohyb součásti po vypnutí motoru a tím zajistit zabrzděnou polohu zařízení či součásti. Brzdy transportních zařízení jsou tzv. brzdy stavící, neboť u nich je ubržděný moment během brzdění konstantní, zastavování břemene je rovnoměrně zpožděně. Konstrukčně jsou tyto brzdy realizovány v provedení čelistových, kotoučových nebo již v současné době

#### 1. BRAKE DESIGN

The purpose of brakes of transport and conveying vehicles is to stop any linear or rotating motion after switching off the engine, whereby the brakes provide for the vehicles braked position. Brakes of conveying equipment are so-called positioning brakes because their brake moment during braking is constant, the braking of the load is uniform deceleration. Design wise these brakes are either shoe, disk or currently scarcely used band brakes.

málo využívaných pásových brzd.

Podstatným činitelem každé brzdy je smykové tření, které je vyvozeno tlakem třecích se ploch vůči sobě. Třením se oddělují nejen nepatrné částice třecích se materiálů, nýbrž se vyvíjí i teplo. Tím se mění pohybová energie všech posouvajících se i rotujících hmot v tření a teplo.

## 1.1 BRZDY ČELISTOVÉ

Čelistové brzdy jsou konstruovány v provedení s *pevnými* nebo *otočně uloženými* čelistmi [1]. U otočně uložených brzdrových čelistí musí výsledná reakce procházet otočným bodem čelisti, pak působiště normálové a tečné reakce se posouvá proti smyslu otáčení brzdrového kotouče. Tlak mezi čelistí a kotoučem není rozložen rovnoměrně podél opásání, ale je exponenciální [2].

## 1.2 BRZDY PÁSOVÉ

Pásové brzdy jsou konstruovány v provedení *jednoduchém* nebo *součtovém*. Účinnost pásových brzd je podstatně vyšší než u brzd čelistových, neboť dosahují vyššího třecího výkonu při menším působících tlacích v důsledku vyššího úhlu opásání. Nevýhodou je však namáhání hřídele brzdrového kotouče ohybem.

## 1.3 BRZDY KOTOUČOVÉ

Kotoučové brzdy mají vůči výše uvedeným druhům brzd řadu předností, jako např. lepší odvod tepla, kompaktní konstrukce malých rozměrů, delší životnost obložení, kratší reakční dobu brzdění a při hydraulickém ovládání možnost regulace momentu změna tlaku oleje.

## 2. EXPERIMENTÁLNÍ STANOVENÍ SOUČINITELE TŘENÍ

A significant factor of every brake is sliding friction which is generated by pressuring friction surfaces together. Friction causes not only the separation of minute particles of friction materials but also generation of heat. This converts the kinetic energy of all sliding and rotating masses into friction and heat.

## 1.1 SHOE BRAKES

Shoe brakes are designed with *fixed* or *floating* shoes [1]. In the case of floating brake shoes the resultant reaction must pass through the rotating point of the shoes, then the action of the normal and tangent reaction moves against the rotation of the brake disk. The pressure between the shoes and disk is not spread uniformly along the wrapping but are exponential [2].

## 1.2 BAND BRAKES

Band brakes are designed in either a *single* or *additive*. The efficiency of band brakes is substantially higher than that of shoe brakes because they achieve a much higher friction output with less applied pressure due to the greater wrapping angle. However, the down side is the bending load on the brake disk shaft.

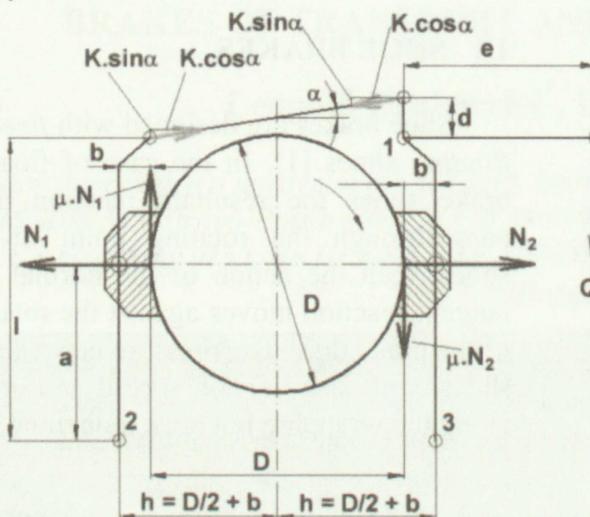
## 1.3 DISK BRAKES

Compared to the two above brake types, disk brakes hold several advantages, for example better heat dissipation, small compact design, greater brake lining durability, shorter brake reaction time and, in the case of hydraulically activated brakes, control of moment by change in oil pressure.

## 2. EXPERIMENTAL DETERMINATION OF FRICTION COEFFICIENT

## 2.1 KONSTRUKČNÍ PROVEDENÍ BRZDY

Na obr.1 a obr.2 je znázorněna stavící brzda pojedoucího jeřábu, jež byla využita v laboratoři Ústavu výzkumu a zkušebnictví, Institutu dopravy, VŠB-TU v Ostravě k ověření součinitele tření brzdového obložení čelistí dvoučelistové brzdy na brzdovém bubnu.



Obr. 1 Stavící brzda pojedoucího jeřábu  
Fig. 1 Current crane travel brake

Z momentových rovnic sestavených k osám čepů (bod 2 a bod 3, dle obr.1) získáváme vztahy, dle kterých je možno vyjádřit velikosti přítlačních sil brzdových čelistí vůči brzdovému kotouči. Zavedením hodnot přítlačních sil brzdových čelistí do vztahu (1) je možno určit velikost celkové ubržděné síly a celkového ubržděného momentu (2).

$$F_u = (N_1 + N_2) \cdot \mu \quad (1)$$

$$M_u = K \cdot l \cdot D \cdot \frac{a \cdot \mu}{a^2 - b^2 \cdot \mu^2} [Nm] \quad (2)$$

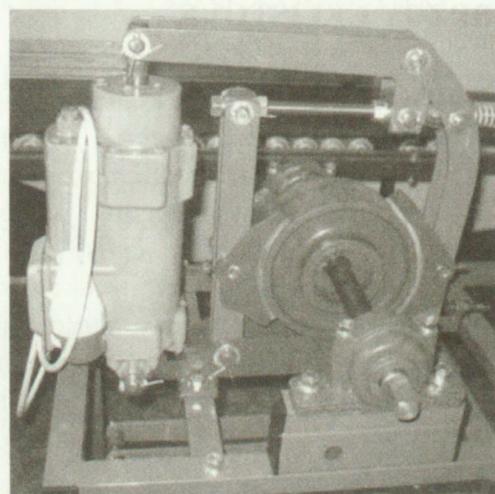
Dle rozboru působících momentů na měřící zařízení sestavíme momentovou podmítku (3).

$$M_k - M_u - M_r = 0 \quad (3)$$

Hodnota kroutícího momentu  $M_r$  [Nm] vyjadřuje odpory brzdového bubnu proti

## 2.1 BRAKE DESIGN

Fig.1 and Fig.2 show a positioning brake on a crane travel which was used by the laboratory of the Research and Testing Department, Institute of Transport, Technical University of Ostrava for verification of the friction coefficient of the brake lining of a dual shoe brake on a brake drum.



From the moment equations compiled for the axes of pins (point 2 and point 3, according to Fig.1) we get relations according to which it is possible to express the magnitude of pressure forces of brake shoes against the brake disk. By introducing the values of pressure forces of brake shoes into relation (1) it is possible to determine the magnitude of the total brake force and total brake moment (2).

$$F_u = (N_1 + N_2) \cdot \mu \quad (1)$$

$$M_u = K \cdot l \cdot D \cdot \frac{a \cdot \mu}{a^2 - b^2 \cdot \mu^2} [Nm] \quad (2)$$

From an analysis of acting moments on the measuring device we compile the moment condition (3).

$$M_k - M_u - M_r = 0 \quad (3)$$

The torque value  $M_r$  [Nm] expresses the resistance of the brake drum to rotation

otáčení (odpor v ložiscích), tato hodnota byla stanovována experimentálně [3].

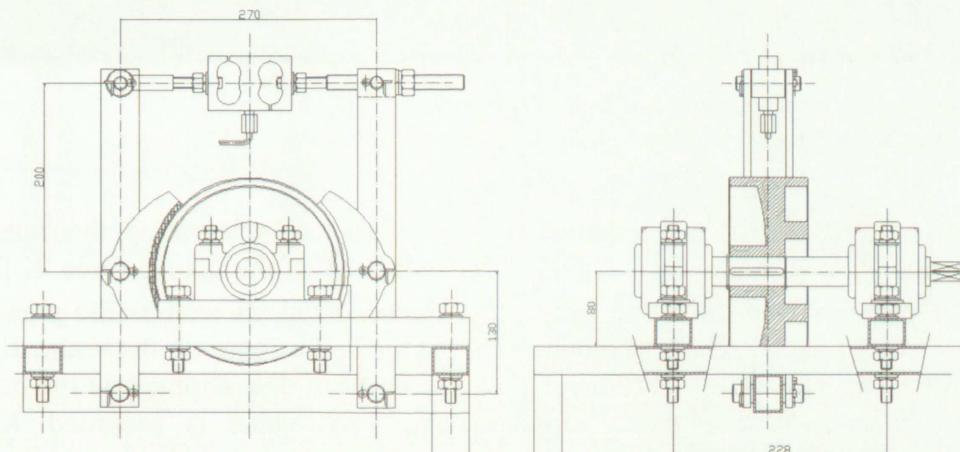
Vyčíslením jednotlivých momentů [3] ve vztahu (3) získáváme dva kořeny řešení kvadratické rovnice (4).

$$\mu_{1,2} = \frac{-B \pm \sqrt{D}}{2 \cdot A} = \frac{-1 \pm \sqrt{1 + 4 \cdot A_1^2 \cdot a^2 \cdot b^2}}{2 \cdot A_1 \cdot b^2}$$

kde

$$A_1 = \frac{1}{K. l. a. D} \cdot \left( Z_z \cdot r + Z_p \cdot \frac{r}{2} - M_r \right) \quad (4)$$

Rozborem řešení kvadratické rovnice (4) dospejeme jednoduchou úvahou ke konečnému stanovení součinitele tření brzdrového obložení na brzdrovém bubnu (5).



Obr. 2 Měřící zařízení ke stanovení součinitele tření brzdrového obložení vůči brzdrovému bubnu čelistové brzdy

Fig. 2 Measuring device for determining the friction coefficient of brake lining against a brake drum of a hoe brake

$$\mu_2 = \frac{-B - \sqrt{D}}{2 \cdot A} = \frac{-1 - \sqrt{1 + 4 \cdot \left[ \frac{1}{K. l. D. a} \cdot \left( Z_z \cdot r + Z_p \cdot \frac{r}{2} - M_r \right) \right]^2 \cdot a^2 \cdot b^2}}{2 \cdot \frac{1}{K. l. D. a} \cdot \left( Z_z \cdot r + Z_p \cdot \frac{r}{2} - M_r \right) \cdot b^2} \quad (5)$$

## 2.2 EXPERIMENTÁLNÍ STANOVENÍ SOUČINITELE TŘENÍ ZA KLIDU

Zkušební měřící zařízení znázorněné na obr.2 umožňuje stanovit hodnotu součinitele tření za klidu u čelistových brzd s otočně uloženými čelistmi.

(resistance in bearings), this value was determined experimentally [3].

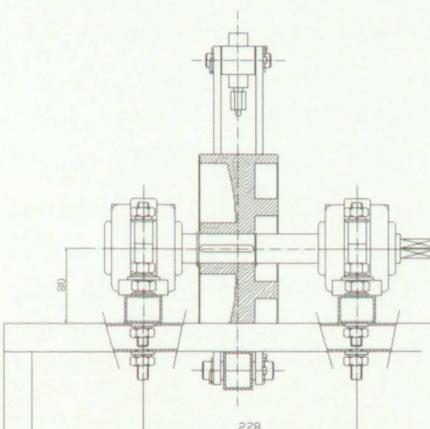
By calculating individual moments [3] from relation (3) we get two solution roots of the quadratic equation (4).

$$\mu_{1,2} = \frac{-B \pm \sqrt{D}}{2 \cdot A} = \frac{-1 \pm \sqrt{1 + 4 \cdot A_1^2 \cdot a^2 \cdot b^2}}{2 \cdot A_1 \cdot b^2}$$

why

$$A_1 = \frac{1}{K. l. a. D} \cdot \left( Z_z \cdot r + Z_p \cdot \frac{r}{2} - M_r \right) \quad (4)$$

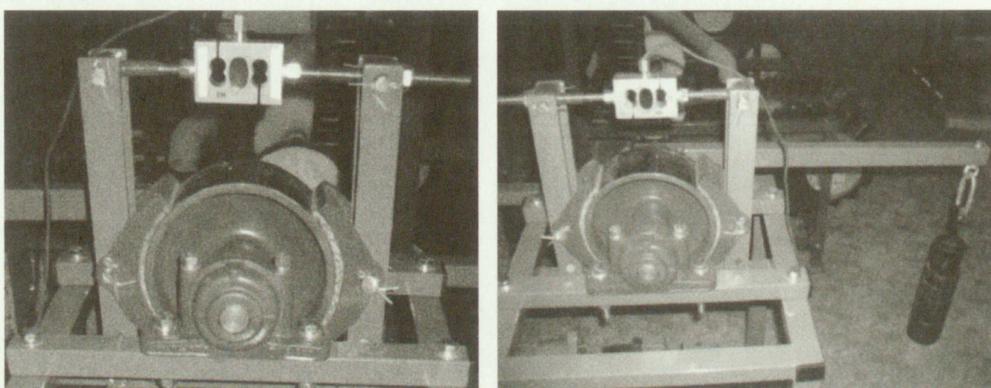
Through the analysis of the solution to quadratic equation (4) we logically come to the final determination of the friction coefficient of brake lining on the brake drum (5).



## 2.2 EXPERIMENTAL DETERMINATION OF STATIC FRICTION COEFFICIENT

The testing measuring device illustrated in Fig.2 enables the determination of the static friction coefficient for shoe brakes with floating shoe assembly.

V závitové tyči brzdy, která je přerušena a osazena tenzometrickým snímačem zatížení (typ RSC 500 [kg] viz obr.3) je vyvozována prostřednictvím matice síla  $K$  [N]. Velikost síly  $K$  [N] je snímána měřícím programem, grafický průběh měřené síly udává obr.4. Na rameni r [m] páky je umístěno závaží předem definované těhy.

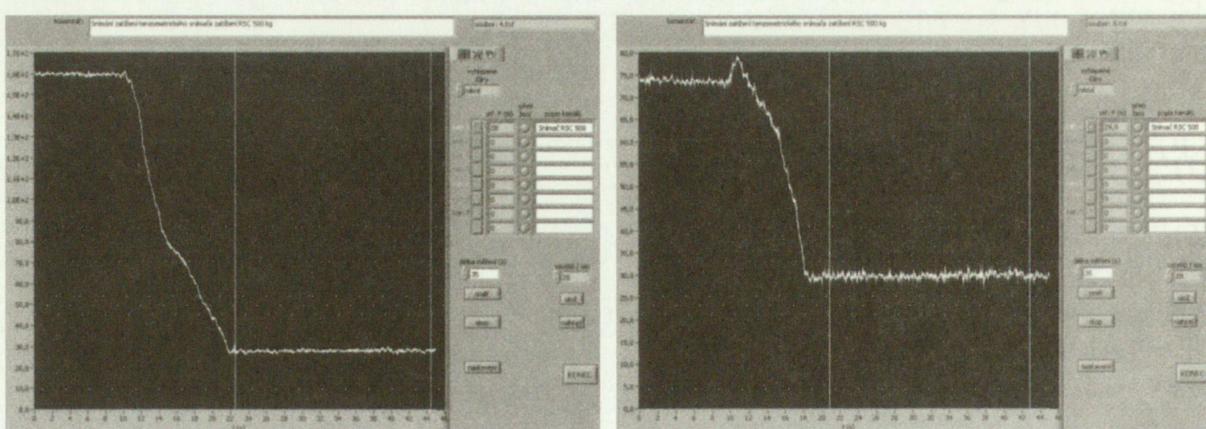


Obr.3 Měřící zařízení ke stanovení součinitele tření  
Fig.3 Measuring device for determining the friction coefficient

Postupným uvolňováním matice dochází ke snižování působící síly  $K$  [N] v závitové tyči, jakož i přítlačné síly brzdových čelistí na brzdový kotouč. V okamžiku prokluzu kotouče v brzdových čelitech je zaznamenána hodnota síly  $K$  [N] a dle vztahu (5) je vyčíslena hodnota součinitel tření za klidu daného obložení brzdových čelistí na brzdovém kotouči.

The threaded brake rod which is cut and fitted with a tenzometric load sensor (type RSC 500 [kg] see Fig.3) is subject to force  $K$  [N] generated by a nut. The magnitude of force  $K$  [N] is recorded by the measuring program, the graphical profile of the measured force is illustrated in Fig.4. A mass of predefined weight is located on the lever strut.

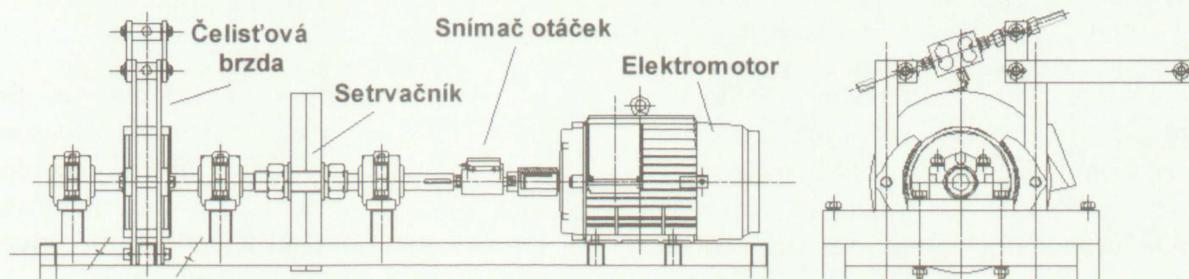
Gradual release of the nut leads to reduction of the acting force  $K$  [N] in the threaded rod, as well as the pressure force of the brake shoes on the brake disk. At the moment of disk slippage in the brake shoes the force value is recorded  $K$  [N] and according to formula (5) the static friction coefficient of the given brake shoe lining on the brake disk is calculated.



Obr.4 Grafický průběh měřené síly  
Fig. 4 The graphical profile of the measured force

## 2.3 EXPERIMENTÁLNÍ STANOVENÍ SOUČINITELE TŘENÍ ZA POHYBU

Experimentální stanovení součinitele tření za pohybu bylo prováděno na samostatném zkušebním zařízení, jehož schéma je uvedeno na obr.5. Motor slouží k rozběhu setrvačníku na požadovanou úhlovou rychlosť, při dosažení žádané rychlosti je motor odpojen a brzda je uvedena v činnost. Setrvačník je složen z desek konstantních rozměrů, což umožňuje v rámci určité řady měnit jeho hmotnost a tím i moment setrvačnosti. Pomocí frekvenčního měniče je možno nastavit požadovaný provozní režim.



Obr.5 Měřící zařízení ke stanovení součinitelů tření  
Fig.5 Measuring device for determining the friction coefficient

Elektromotor je vlivem připojení k elektrickému proudu roztočen na požadované otáčky, které mohou být voleny v žádaném rozsahu prostřednictvím frekvenčního měniče. Otáčky elektromotoru jsou snímány snímačem otáček (typu T4WA-S3, viz obr.6) a zaznamenávány měřicím programem. V tomto okamžiku se brzdové čelisti nestýkají s brzdovým kotoučem.

Po dosažení požadovaných otáček je elektromotor odpojen od elektrické sítě a na rameni páky je umístěno závaží předem definované těhy, čímž dojde ke styku brzdových čelistí s brzdovým kotoučem a od této doby je odečítána doba brždění.

V závitové tyči brzdy, která je přerušena a osazena tenzometrickým snímačem zatížení (typ RSC 500 [kg]) je

## 2.3 EXPERIMENTAL DETERMINATION OF KINETIC FRICTION COEFFICIENT

Experimental determination of the kinetic friction coefficient was performed on a separate testing device, whose schematic diagram is in Fig.5. The motor is used to start the flywheel to the required angular velocity, when reached the motor is disengaged and the brake is actuated. The flywheel is made of constant size plates which enables changing its weight and thereby the flywheel moment. A frequency converter is used to set the required operating mode.

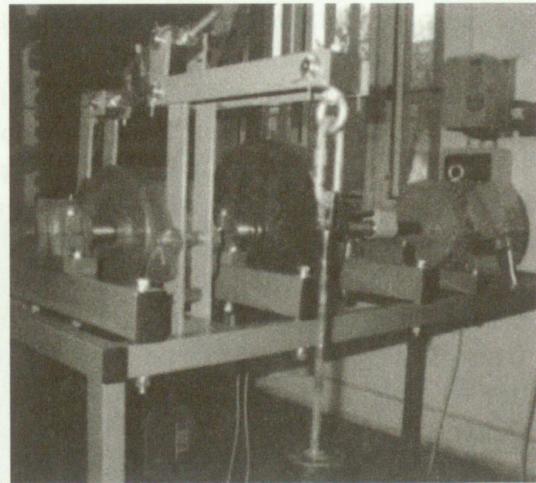
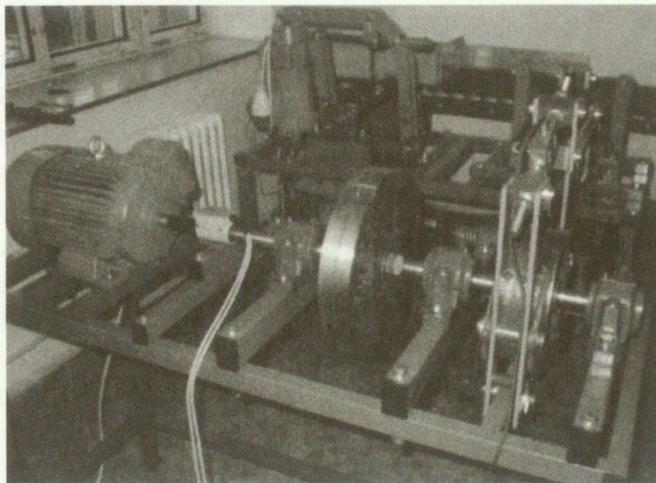
The electromotor is started to the required speed which can be selected in the given range by setting the frequency converter. Electromotor revolutions are monitored by a tachometer (type T4WA-S3, see Fig.6) and recorded by the measuring program. At this moment the brake shoes are not in contact with the brake disk.

After reaching the required speed the electromotor is cut off from its electric power supply and a mass of predefined weight is placed on the lever strut which causes contact of the brake shoes with the brake disk and the braking time is recorded from that point.

The threaded brake rod which is cut and fitted with a tenzometric load sensor (type RSC 500 [kg]) is subject to force

vyvozována prostřednictvím závaží tíhy síla K [N]. Velikost síly K [N] je snímána měřícím programem.

K [N] generated by a fitted mass K [N]. The magnitude of force K [N] is recorded by the measuring program.



Obr.6 Měřicí zařízení ke stanovení součinitele tření

Fig.6 Measuring device for determining the friction coefficient

V okamžiku zastavení brzdového kotouče vlivem tření brzdových čelistí vůči brzdovému kotouči je odečtena celková doba brzdění a dle vztahu (6) určována hodnota součinitele tření za pohybu daného obložení brzdových čelistí na brzdovém kotouči.

At the moment of stopping of the brake disk, by friction of brake shoes on the disk, the total braking time is recorded and formula (6) is used to determine the kinetic friction coefficient of the given brake shoe lining on the brake disk.

### 3. ZÁVĚR

Součinitel tření za klidu brzdového obložení z daného materiálu vůči ocelovému brzdovému kotouči (experimentální ověření dle kapitoly 2.2) nabývá hodnoty vyšší než je hodnota udávána výrobci. Tato skutečnost vyplývá z předpokladu statického součinitele tření, kde je dosahováno vyšších hodnot součinitele tření vůči součiniteli tření za pohybu.

Součinitel tření za pohybu brzdového obložení z daného materiálu vůči ocelovému brzdovému kotouči (experimentální ověření dle kapitoly 2.3) nabývá hodnot shodných s údaji udávanými výrobci brzdových obložení.

### 3. CONCLUSION

The static friction coefficient of brake lining from the give material against the steel brake disk (experimental verification according to Chapter 2.2) is higher than the manufacturer given value. This is based on the presumed static friction coefficient, which reaches higher friction coefficient values against the kinetic friction coefficient.

The kinetic friction coefficient of brake lining from the give material against the steel brake disk (experimental verification according to Chapter 2.3) reaches the same values as those given by the brake lining manufacturer.

### Literatúra / References

- [1] Hrabovský, L., Bartusek, T.: Stanovení součinitele tření stavící dvoučelist'ové jeřábové brzdy. Strojné inženýrstvo 2005, Bratislava 2005, ISBN 80-227-2314-2.
- [2] Cvekl, Z., Janovský, L., Podivínský, V., Talacko, J.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení. ČVUT Praha, 1984.
- [3] Hrabovský, L.: Diagnostika čelist'ových brzd jeřábů. Diado 2006, ISSN - 1210-3111X.
- [4] Kuľ'ka, J.: Použitie identifikačných metód na určenie parametrov konštrukcie. In: Zborník z II. Vedeckej konferencie doktorandov, Košice, 1996, s. 47-51.

*Reviewal / Recenzia : doc. Ing. Vieroslav Molnár, PhD.*