

Juraj Gerlici – Peter Veselý – Tomáš Lack *

TEPELNÉ NAMÁHANIE ŽELEZNIČNÉHO KOLESA PRI BRZDENÍ

THERMAL LOADING OF THE RAILWAY WHEEL DURING DOWNHILL BREAKING

Článok sa zaoberá jednotlivými faktormi tepelného namáhania železničných kolies pri brzdení klátkovou brzdou a dôsledkoch takéhoto namáhania. Hovorí o niektorých javoch teplotnej interakcie medzi brzdeným kolesom a brzdovým klátkom. Pozornosť je venovaná vzniku a šíreniu sa teplotných polí do kolesa a taktiež do brzdového klátika. V ďalšom je poukázané na spôsoby a možnosti riešenia priebehu nestacionárneho teplotného poľa. Vzhľadom na náročnosť analytického riešenia je dôraz kladený na výsledky experimentálnych meraní na brzdovom stave. Samostatnú kapitolu tvorí prehľad jednotlivých konštrukčných variantov monoblokových železničných kolies a zhodnotenie ich vhodnosti po napätivej a deformačnej stránke.

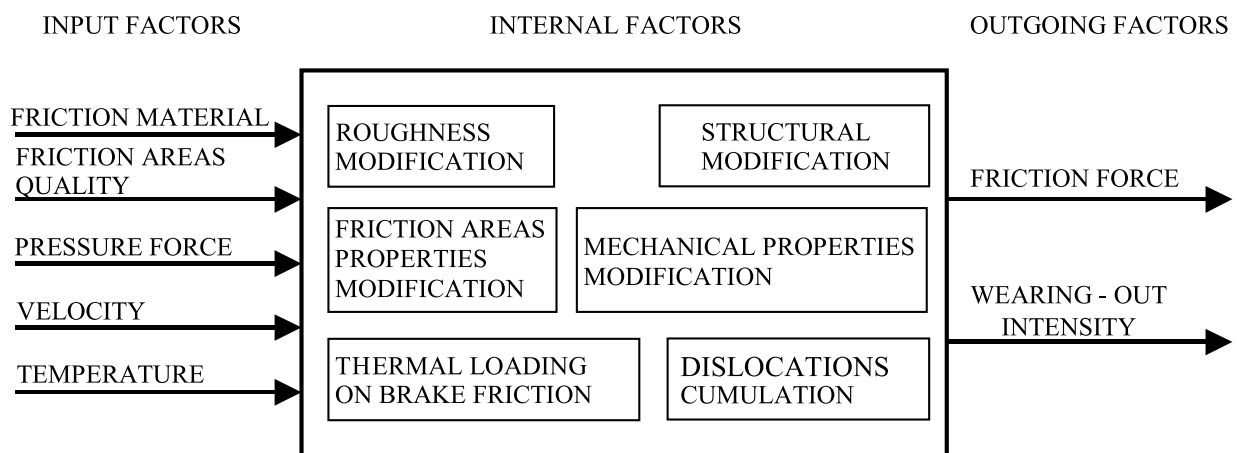
The paper deals with the particular factors of railway wheels heat loading while braking with a brake block and consequences of that stressing. There are discussed some phenomena of thermic interaction between the braked wheel and the brake block. The attention is aimed to the rising and spreading of thermic fields into a wheel and brake block too. Next, there are pointed out the manner and possibilities of solution of nonstationary thermal field course. Considering the difficulty of an analytical solution the emphasis is given to the results of the experimental works on the brake bench. A compendium of the particular design variants of the monoblock railway wheels and the assessment of their suitability from the point of view of stress and deformation creates the individual chapter.

1. Úvod

Brzdenie železničného koľajového vozidla predstavuje proces premeny kinetickej energie vozidla na energiu iného druhu. Klátková brzda s liatinovými alebo umelohmotnými brzdovými klátkami, ktoré sú v radiálnom smere prtláčané k jazdnej ploche kolesa je na základe svojej jednoduchosti, spoľahlivosti, brzdnej účinnosti a ekonomickej výhodnosti stále prevládajúci brzdny prostriedok nákladných vagónov. Predbežne na tej skutočnosti nič nemení ani vysokorychlostná nákladná doprava.

1. Introduction

The braking of railway vehicles represents a process in the transformation of kinetic energy to another kind energy. The block brake with cast-iron or plastic shoes (blocks), which are in the radial direction pressed to a wheel thread, is on the grounds of simplicity, reliability, brake efficiency and economic lucrativeness prevailing braking means of goods carriages. This fact is expected to remain unchanged even with the future existence of high-speed goods transport.



Obr. 1. Faktory súvisiace s brzdením železničných vozidiel
Fig. 1. The factors that depend on railway vehicles braking

* Dr. Ing. Juraj Gerlici, Ing. Peter Veselý, Ing. Tomáš Lack

Faculty of Mechanical Engineering, Department of Railway Vehicles, Engines and Lifting Equipment, University of Žilina, Moyzesova 20, SK-01026 Žilina, E-mail: gerlici@fstroj.utc.sk

Brzdny proces závisi od viacerých faktorov, ktoré majú významný vplyv na výstupný efekt. Ten sa prejaví ako trecia sila medzi brzdovými klátkami a železničným kolesom. Zvýšenie opotrebenia klátkov sa premietne v ekonomickej náročnosti pri ich výmene. Je možné analyzovať jednotlivé vlastnosti aj samostatne, ale ak je cieľom výsledný brzdový efekt, je nevyhnutné ich chápať v súvislostiach ako celok.

Z hľadiska štúdia namáhania železničných kolies je nutné riešiť otázky tepelného namáhania železničného kolesa, ktoré vzniká ako nevyhnutný dôsledok brzdzenia klátkovou brzdou. Značné namáhanie kolesa, ktoré vznikne ako dôsledok dilatácii spôsobených nerovnomerným ohrevom počas intenzívneho brzdzenia klátkovou brzdou je oveľa väčšie ako zaťaženie od radiálneho silového zaťaženia kolesa. Dôsledkom tohto namáhania sú: vznik trvalej deformačnej zmeny (zmeny rozkolesia), vznik tepelne únavových trhlin a pretože plastické deformácie vznikajú aj v oblasti prívodu tepla na venci, aj na doske, dokonca až pri náboji kolesa, mení sa hodnota a rozloženie merného tlaku v lisovanom spoji náboja kolesa a sedla nápravy a to môže spôsobiť zníženie bezpečnosti vedenia dvojkolesia v kolaji. V súvislosti so železničnými kolesami sa objavujú otázky materiálov, tvaru konštrukcie a spôsobu prevádzky, ktorý by bol optimálny. Do popredia záujmu prichádzajú otázky možného zníženia prevádzkového hluku, rovnomernejšieho rozloženia napätí, predĺženia životnosti a to všetko má zabezpečiť zvýšený brzdny účinok.

2. Tepelné namáhanie pri brzdení

Vlastný proces brzdzenia pôsobí v styku železničného kolesa a brzdového klátika, ale skutočné brzdzenie je v kontakte jazdného povrchu kolesa a koľajnice. Je známou skutočnosťou, že v procese brzdzenia trie brzdový klátik o koleso a vzniká teplo. Časť vznikajúceho tepla je odvádzané kolesom, časť brzdovými klátkami a časť tepla uniká sálaním do ovzdušia. Trecia teplota oboch bezprostredne sa dotykajúcich povrchov je rovnaká, ale vzhľadom na rozdielny materiál je brzdový klátik liatinový alebo umelohmotný zohrievaný intenzívnejšie.

Brzdové klátky sú vyrábané z rôznych materiálov, ako šeda liatina, umelá hmota, spekané materiály a drevo. Pri liatinových klátkoch závisí koeficient trenia, ako miera potenciálu brzdnej činnosti hlavne od chemického zloženia materiálu klátkov a kolesa, okamžitej obvodovej rýchlosti kolesa, merného tlaku medzi klátkom a kolesom, doby brzdzenia a opotrebenia klátika a kolesa. Chemické zloženie klátika významne ovplyvňuje trecie vlastnosti a tým aj priebeh brzdzenia a zábrzdnu dráhu. Dôležitou zložkou je fosfor (P). Vyšší obsah P značne znižuje opotrebenie v porovnaní s normálnym obsahom fosforu v šedej liatine (býva 0,7 %) a zároveň zvyšuje súčiniteľ brzdového trenia. To môže ovplyvniť dĺžku brzdnej dráhy a tvorbu tepla pri brzdení.

Použitie nekovových brzdových klátkov vedie k zvýšeniu teplôt na jazdnej ploche a to následkom ich zlej tepelnej vodivosti. Väčšina mechanickej energie premenenej na teplo prejde teda do kolesa. V súčasnosti existujúce moderné technológie používajú

The braking process depends more on factors that have a major impact on the general output effect. This can be rebounded like a friction force between a brake shoe and a railway wheel. Brake blocks increasing wears screens to the economics efficiency of their change. It is possible to analyze the individual properties separately, too, but if the aim is the consequential brake effect, it is necessary to deal with them as a complex entity.

From the point of view of loading of railway wheels it is necessary to solve questions of heat-loading railway wheels, which grows as an unavoidable result of braking with the block brake. The considerable stressing of the wheel, which grows due to dilatations from irregular heating during the intensive brake block breaking, is much more stressed than from radial force-loading of the wheel. The results of these stresses are: permanent deformation change formation (the change of the inside distance between wheels), the source of fatigue-fire cracks and because the plastic deformations rise in either area of heat supply on the wheel rim, or on the wheel disc (even near the wheel hub), where the level and the specific pressure distribution in the molded joint of the wheel hub-axle seat change. This can cause the decreasing of the axle in rail-guiding safety. In context with railway wheels, the questions of the materials, a design shape and an operation manner would appear optimum. The questions of possible decrease operational noise, smoother distribution of stresses, and improvement of durability come to the forefront in interest and all that it has to guarantee the increased brake effect.

2. The thermal loading during the braking process

The self-brake process acts within the railway wheel and the brake block contact, but the ultimate braking is situated in the wheel thread and rail contact. It is a known matter of fact that during the breaking process the brake block rubs together with the wheel and the heat rises. A wheel absorbs a part of the incipient thermal; a part by the brake block and a part of this one dissipates by the radiation into the surrounding air. The friction temperatures of the briefly connected surfaces are both the same, but with regard of different materials, the cast-iron or plastic brake blocks are heated more intensively.

The brake shoes are made from different materials, such as gray cast iron, plastic materials, sinter materials and wood. The friction coefficient of the gray cast-iron shoe, similar to the degree of the braking activity potential, depends mainly on the chemical composition of the shoe and the wheel material, the immediate circumferential velocity of the wheel, the specific pressure between the brake shoe and the wheel, the braking time and the wear of the braking shoe and wheel. The chemical composition of the brake block has a major impact on the friction characteristic and, consequently, also on the braking process and braking distance. The essential component is phosphorus (P). A higher content of P in comparison with the standard content of P (default 0.7 %) highly reduces the wear and, at the same time, advances the brake friction coefficient. It can influence the brake distance and the degree of the heat created during braking.

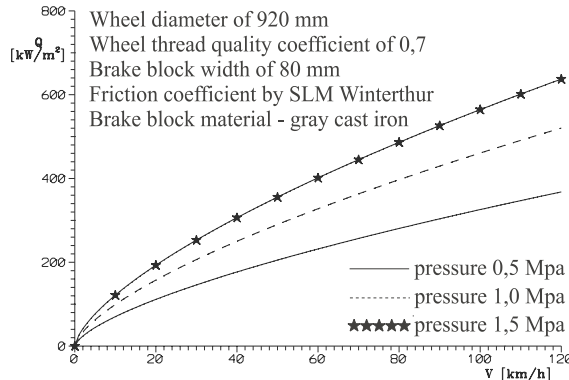
Usage of a non-metallic brake shoe causes increase of heat on the wheel thread due to the bad heat conductivity of this brake

kovové prímiesy rozptýlené v hmote klátika. Tieto technológie výrazne zvyšujú tepelnú vodivosť nekovových klátikov a tepelné zaťaženie kolesa je oveľa lepšie ako bolo pri starších technológiách výroby. Ako uvádza literatúra [9], je možné pri prvom priblížení počítať s tým, že vyvinuté teplo pri brzdení prejde do kolesa v množstve od 66 % pre liatinové klátiky, až po 90 % pre klátiky nekovové.

Pri brzdení sa najviac ohrieva povrch jazdnej plochy. Rozdelenie teploty po priereze kolesa závisí od materiálových a prevádzkových pomerov. Energii premenenú na teplo môžeme počítať podľa [9] a pre vstupné podmienky znázorniť na obr. 2.

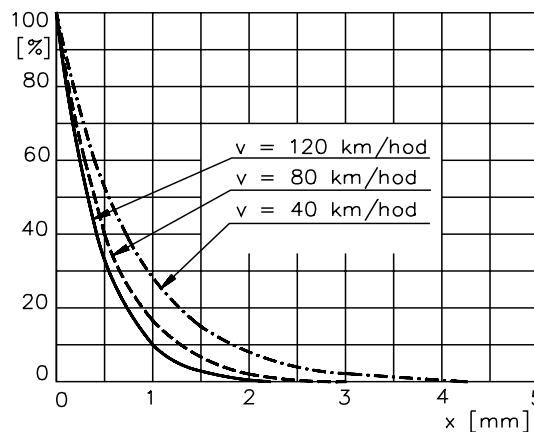
Je potrebné upozorniť na nestacionaritu tepelného poľa brzdeného kolesa v oblasti kontaktu klátika s povrchom jazdnej plochy, čo vedie k vzniku nestacionárnych napätových polí. Pri každej otáčke je koleso zaťažované postupne tepelnými rázmi od brzdových klátikov, chladením od styku s koľajnicou, chladením od ofukujúceho vzduchu a sálaním do priestoru. So zvyšujúcou sa rýchlosťou rotácie kolesa sa doba prechodového deja skraca. Pri nižších rýchlostiach a vyšších brzdnych výkonoch preniká pole hlbšie a pôsobí silnejšie ako pri rýchlostiach vyšších. Vo vzdialenosti cca 4 mm od povrchu je vplyv výkyvov tepelného toku v povrchovej vrstve kolesa značne utmienený. Všeobecne sa predpokladá, že teplota ďalej narastá rovnomerne (obr. 3).

Jedným z prvkov, ktorý výrazne ovplyvňuje tepelné namáhanie je umiestnenie brzdového klátika na kolese. Najnepriaznivejšími možnosťami sú presah klátika cez okolesník a presah klátika na vonkajšej strane kole-



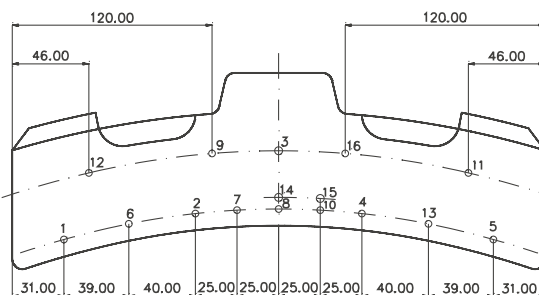
Obr. 2. Energia premenená na teplo vstupujúca do kolesa brzdeného klátikovou brzdou

Fig. 2. The mechanical energy changed to a thermal one, that is ingoing to brake wheel with the brake shoe



Obr. 3. Pomerná veľkosť amplitúdy tepelných rázov ako funkcia vzdialenosti od povrchu [9]

Fig. 3. The relative rate of amplitudes of - thermal beats as a function of the distance from a surface of the wheel thread [9]



Obr. 4. Umiestnenie termočlánkov (brzdový klátik 013P-10, obsah P 0,5 - 0,8 %, 16 termočlánkov Fe - Ko) vo vzdialenosti 1,5; 8,5 a 45 mm od tretej plochy

Fig. 4. The distribution of the thermocouples (a brake block (a brake shoe) 013P-10, the content of P 0,5 - 0,8 %, 16 thermocouples of Fe - Ko) in the distance of 1.5, 8.5 a 45 mm from the friction area

shoe material. The wheel absorbs a major quantum of mechanical energy. The currently existing modern technologies use tramp metals spread in the brake block mass. The above-mentioned ones dramatically increase the thermal conductivity of the non-metal blocks, and the thermal stressing of a wheel is much better than had the older production technologies. It is calculated that the evolved heat is absorbed by a wheel in a value of 66 % for the gray cast-iron brake shoe to 90 % for the non-metallic brake shoe as cited in [9]. The wheel thread is the most heated part during braking. The distribution of temperature on a wheel cross section depends on the material and operational conditions. We can calculate energy converted to heat according to [9] and to show for input condition in Fig. 2.

It is necessary to give attention to the nonstationary thermal field in the area of the brake shoe and the wheel thread, which leads to the rise of the nonstationary stress fields. The wheel stresses gradually by the brake shoe heat bursts, the cooling from a contact with a rail, the cooling by an air stream and the cooling by heat radiation. The increase of the wheel-turning speed causes the truncating of the transient process. At the lower speed and the higher brake power a field penetrates deeper and acts more intensive than at the higher speed. The effect of the heat fluctuation is 4 mm under the surface highly attenuated. It can be widely expected that the heat below is growing uniformly (Fig. 3).

One of the elements that has high influence on heat loading is a position of the brake shoe at the wheel. The most negative alternatives are the overlapping of the brake shoe over the wheel rim and the overlapping of the brake shoe outside of the wheel. That causes the big thermal flows and stresses, and increases the possibility of the wheel damage.

The important component that affects the rising of heat during braking is a coefficient of friction between the brake shoe and the

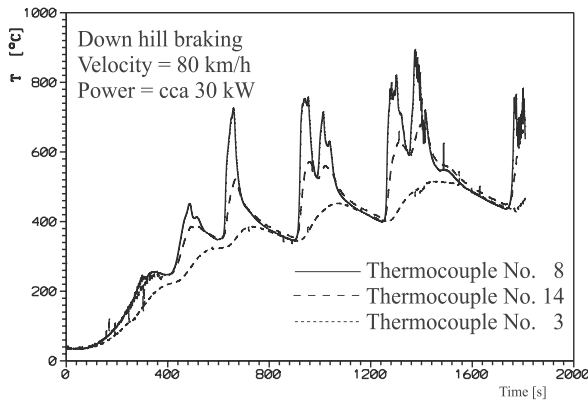
sa. To spôsobuje veľké tepelné toky, napätia a možnosť poškodenia kolesa sa prudko zvyšuje.

Dôležitým činiteľom, ktorý ovplyvňuje tvorbu tepla pri brzdení je koeficient trenia medzi klátikom a jazdnou plochou kolesa. S dobou brzdenia súvisí oteplenie brzdových klátikov. Dlhšie brzdenie spôsobuje zahriatie klátikov. Klátiky menia svoj tvar v dôsledku tepelných zmien a tým dochádza k zborzeniu dosadacej plochy pri zachovaní brzdného tlaku. To znamená zvýšenie merného tlaku, čo spôsobuje pokles súčiniteľa brzdového trenia. Veľkosť súčiniteľa trenia klesá s oteplením zdrže.

Výsledky skúšok na skúšobnom brzdovom stave [6] ukazujú, že celá trecia plocha nie je v tom istom čase rovnako teplotne zaťažovaná. Počas brzdenia sa prejavilo intenzívne prijímanie tepla brzdovým klátikom s následným natavovaním povrchu v styčných plochách. Roztavený kov a nečistoty predstavujú určitý druh tekutého maziva, ktoré znižuje trenie. Pri pôsobení opotrebenia a teplotnej rozťažnosti prichádzajú do činnosti len konce klátika. Tieto konce preberajú

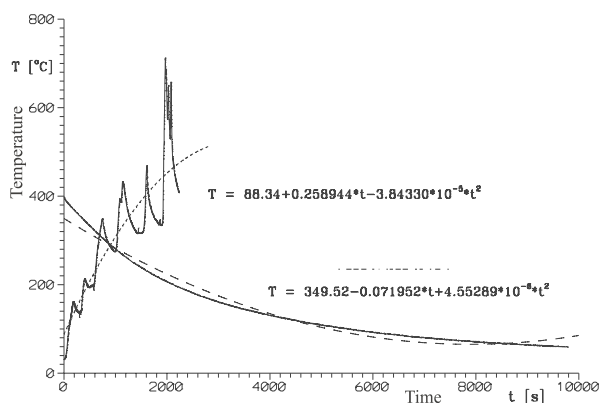
celé trecie teplo. Ohnutím a oderom trecej plochy sa posúva nosná plocha do stredu brzdnej plochy. Po ochladení koncov a po značnom opotrebení v strede sa dotyková plocha znova presunie ku krajom klátika. Dej sa odohráva periodicky asi po 400 s (obr. 5) [1]. Silne prehriate miesta putujú aj v smere jazdného profilu kolesa, čo naznačuje, že nestacionarita je všeobecne priestorová. Skutočný prítlak vyvodzovaný na zdrž sa neprenáša na koleso rovnomerne. Plocha pôsobiaca pri brzdení sa mení čo do veľkosti aj tvaru, z čoho vyplýva, že trecia sila pôsobiaca v kontakte sa tiež mení a brzdný výkon je rozložený nepravidelne.

Na obr. 6 je priebeh kriviek ohrevu a chladnutia klátika v mieste termočlánku č. 8, v strede, najbližšie pri trecom povrchu. Sú to teploty klátika ako žiariča tepla, (ohrev) pri brzdenom kolese a krivka chladnutia (odľahnutý klátik od kolesa) by pravdepodobne mala prudší úbytok, ak by klátik chladol v zabrzdnom stave, čím by sa zaťaženie kolesa zväčšilo.



Obr. 5. Priebeh teplôt z troch termočlánkov na vertikálnej osi v rovine rovnobežnej s rezom a prechádzajúcej stredom klátika

Fig. 5. The temperatures courses taken from three thermocouples placed in the vertical axis in the plane parallel with the cross-section and going through the center of the block



Obr. 6. Priebeh ohrevu a chladnutia

Fig. 6. The fuel and cooling off courses. Thermocouple No. 8, V = 80km/h, P = 20 kW

wheel thread. The time of braking has impact on the temperature increases of the brake shoe. The long braking time causes a temperature increase of the brake shoe. The brake blocks modify their own shape, owing to heat changes, and this causes warping of the bearing surface together with the conservation of brake power. That means the growth of the specific pressure and that causes decreasing of the friction coefficient. The value of the friction coefficient is decreased with the heating of a brake shoe.

The results of tests at the brake bench [6] show that the surface is non-uniform heat charged at the same time. During the braking process the brake shoes were intensively heated. They absorbed a lot of thermal energy, which causes the contact area surface to be partially melted.

The melted metal and its contamination is some type of the fluent lubricant that decreases the friction. Owing to the wear-out and the thermal expansion, the ends of the brake block are only in action. These ends are absorbing all the friction heat. Following to the bending and the friction wear of the friction surface, the bearing area is moved to the center of the braking surface. When the block ends are cooled off and the breaking area in the center of the brake block is very

friction worn, the bearing area is moved again to the ends of the braking shoe. The process is periodic, about 400 s per period (Fig. 5) [1]. Very hot areas are also moving in wheel thread direction. That means that the nonstationary is generally three-dimensional. The real pressure acting on the brake shoe is transferred non-uniformly. The form and dimension of friction surface are changing during braking, consequently, friction power acting upon the contact is changing, and the braking power is distributed non-uniformly.

In Fig. 6 we can see temperatures' courses of the heating and the cooling curves of brake shoe in area of thermocouple No. 8 in the middle, nearest to friction surface. They are the temperatures of the brake blocks when it is working like a heat radiator (fuel) if the wheel is braked and the cooling curve, (when the block is separated). If the block is at the wheel, the curve of cooling off would probably be a stronger declination, and loading of the wheel would be more intensive.

3. Nestacionárne teplotné pole

Z obrázkov č. 5 a 6 je zrejmé, že dej je viacnásobne nestacionárny. Jednu nestacionaritu vnáša postupný nárast teplôt, ďalšiu oscilácia okolo týchto v čase sa meniacich základní.

Teplotná nestacionarita sa z klátika prenáša na povrch kolesa ako tepelne zaťažujúci žiarič. Nestacionarita teplotného poľa brzdového kolesa v oblasti kontaktu klátika s povrchom jazdnej plochy vedie k vzniku nestacionárnych napäťových teplotných polí. Vzhľadom na skutočnosť, že tu pôsobí periodické kontaktné normálové namáhanie povrchu kolesa, nemožno hovoriť o čistom tepelnom namáhaní. Nestacionárne radiálne teplotné pole kolesa pri daných okrajových a začiatkových podmienkach pozostáva zo súčtu osovo symetrického nestacionárneho poľa s teplotou na povrchu a neosovo symetrického nestacionárneho radiálneho poľa. Pri neosovo symetrickom poli prístupuje závislosť na otáčkach. So zvyšujúcou sa rýchlosťou rotácie kolesa sa doba prechodového deja skracuje. Pri nižších rýchlostiach a vyšších brzdných výkonoch preniká pole hlbšie a pôsobí silnejšie, ako pri rýchlostiach vyšších. Tam je to približne len do cca 1 - 3 mm od povrchu (obr. 3). Z toho vyplýva potreba štúdia správania sa samotného zdroja teplotného zaťaženia = klátika. Analýza týchto dejov vedie k záveru, že pri nesprávnom brzdení je možné teplotne zničiť alebo poškodiť akékoľvek koleso a hľadanie východísk môže napomôcť k celkovému zlepšeniu kvality prevádzky železničných vozidiel.

Pri brzdení železničného kolesa klátikovou zdžovou brzdou dochádza k úprave a prispôbeniu tvaru povrchu brzdového klátika jazdnému profilu kolesa, takže zjednodušená sa železničné koleso pre teplotnú analýzu môže považovať za valec.

Problematiku šírenia sa teplôt v železničnom kolese je možné skúmať viacerými spôsobmi. Z hľadiska prístupu a využitia dostupných metód sú tieto možnosti:

- Analytické riešenie diferenciálnej rovnice šírenia tepla pomocou matematického aparátu.
- Približné analytické metódy - riešenie v tvare sumy členov nejakého matematického radu.
- Numerické metódy - riešenie sa hľadá v niektorých uzlových bodoch skúmanej oblasti, napríklad metódy konečných prvkov.
- Metódy fyzikálneho modelovania.
- Metódy matematického modelovania - analógové metódy - dávajú dostatočne presné výsledky pri pomerne malých nákladoch na riešenie.
- Experimentálna metóda.

Zriedkakedy sa pre analýzu použije jediná metóda, častejšie ich kombinácia. Nie je možné hovoriť o výnimočne presných hodnotách výsledkov, pretože tie sú do značnej miery závislé od začiatkových a okrajových podmienok.

Matematické metódy vedú k riešeniu nelineárnych diferenciálnych rovníc, ktorých koeficienty sú viacnásobne funkčne závislé od vstupných podmienok. Riešenie je zložité a bez vierohodných vstupov nemá samotný výpočet reálne opodstatnenie.

3. The nonstationary temperature field

From Figs. 5. and. 6, it is obvious that the process is multi-nonstationary. The continuous gradient of temperature carries in the process one nonstationary, and another nonstationary carries the oscillation of temperature around different time bases.

The thermal nonstationary is transferred from a brake block to a wheel tread as a heat-stressing element. The nonstationary of a thermal field of a braked wheel in the contact area of the brake block with a surface of the wheel tread leads to the rising of the nonstationary stress thermal fields. With regard to the reality, the periodic contact normal loading of the surface of a wheel is here, and we can't speak about the pure thermal loading. The nonstationary radial thermal field of a wheel with given boundary and start conditions consists of the algebraic sum of the axis-symmetric nonstationary field with the temperature on the surface and from a nonstationary non-axis-symmetric radial field. The non-axis-symmetric radial thermal field depends on a wheel revolution, when the rapidity rises the duration of a transient regime will be shorter. If the wheel revolution is lower and the brake power is higher, the nonstationary field will penetrate deeper at higher rapidity. The effect of that field at a higher rapidity is only to the distance of 1 - 3 mm from the surface. (Fig. 3). It results to the necessity of the behavior study of the source of that thermal loading = the brake shoe. The analysis of these processes leads to the conclusion that bad braking process can thermally destroy or damage any railway wheel, and the investigation of the right solution can help to improve the quality of all rail operation.

On the braking of railway wheel by a block brake, the adaptation of brake block to wheel tread arises the real railway wheel can be simplified to the cylinder for thermal analysis.

The railway wheel temperature spread can be investigated by more methods. From the point of view of usage of the accessible methods are these possibilities:

- The analytical solution of a differential equation of the temperature spreading by the mathematical apparatus.
- The approximate analytical methods - the solution in the form of any mathematical queue sum.
- The numerical methods - the solution is analyzed in some node points of the investigated area, as the Finite Element method.
- The physical modeling methods.
- The mathematics modeling - analogue methods - they often give sufficient, precise results, and the experiments are not too expensive.
- The experimental method.

Only one method is rarely used, man often uses more methods or a combination. The strictly precise data cannot be discussed because they often depend on start and boundary conditions.

Mathematical methods lead to the nonlinear differential equations solution; their coefficients are more times functionally dependent on the input conditions. The solution is difficult and without true and trustworthy input, the solution can't give good results.

Podobne platí napr. aj pre metódu konečných prvkov, použitie ktorej už predpokladá, že prvky určitého typu už majú vlastnosti, ktoré sú tiež predmetom skúmania.

Analogové metódy (napr. elektroanalógia) vyžadujú špecifický prístup, ktorý vo svojom dôsledku má charakter riešenia matematického modelu.

Veľmi účinným prístupom sa javí experimentálna metóda. Táto nielen že môže dať konkrétnu predstavu a kvantifikovať kvalitatívne veličiny, ale ak je nevyhnutné aj porovnanie a verifikáciu aplikácie analytických metód.

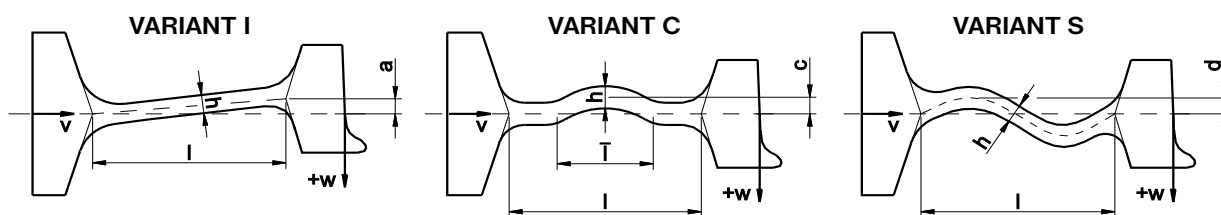
Výsledky sa porovnávajú a overuje ich platnosť experimentmi, na realizáciu ktorých nevyhnutne potrebujeme trecie skúšobné brzdové stavy, kvalitnú meráciu a vyhodnocovacia techniku spolu s výpočtovým programovým vybavením. Prevádzkovateľmi brzdových stavov bývajú výrobcovia žel. dvojkolesí, brzdovej výbavy, prevádzkovatelia železničnej techniky (štátne dráhy), výskumné alebo certifikačné zariadenia. Podľa účelu a praktických potrieb sú aj brzdové stavy rôzne, od modelových zariadení, cez skúšobné stavy pre jedno koleso, dvojkolesie alebo celý podvozok.

4. Dôsledky pôsobenia tepelného namáhania na železničné koleso

Hlavným cieľom je nájsť taký tvar kolesa, ktorý pri nezmenenej alebo dokonca vyššej únosnosti poskytuje lepšie materiálovo-ekonomické riešenie pri zachovaní minimálnych hodnôt deformácií a napätí. Ďalším možným kritériom je radiálna poddajnosť kolesa, ktorá je potrebná na zníženie zvislých rázov medzi kolesom a koľajnicou, s čím priamo súvisí aj snaha o zníženie hmotnosti kolesa a teda v konečnom dôsledku zníženie neodpruženej hmotnosti vozidla. Ako samostatnú problematiku je možné uviesť hluk vznikajúci odvalovaním kolesa po koľajnici. Riešenie spočíva jednak vo vhodnej voľbe geometrického tvaru kolesa, jednak vo voľbe materiálu a prípadne jeho tepelného spracovania.

Veľký vplyv na veľkosť napätí a deformácií má tvar a hrúbka dosky železničného kolesa. Základné tvary kolies sú na obr. 7:

- kuželovitý - VARIANT I,
- zvlňený v jednom smere - VARIANT C alebo S,
- zvlňený v dvoch smeroch.



Obr. 7. Schematické znázornenie jednotlivých variantov tvarov monoblokových železničných kolies s naznačenými kladnými smermi možných deformácií (v , w)

Fig. 7. The schematic layout of the different shape variant of the monoblock railway wheels with the outlined positive directions of the possible deformations (v , w)

Similar prerequisites are given for the finite elements method, where the method algorithm awaits, where the elements have their own properties - that are the target points of investigation, too.

The analog methods (as an electroanalogy) want special access that, in the final, have the property of the equation solution.

The experimental method (if it is possible to do it) appears to be a most suitable method. It can give a good problem solution outline. To define quantities of the qualities, it can analyze and compare and verify of the different analytical method of the investigation.

The results are assessed, and their validity is verified by experiments. For the experiment realization the friction test stands, the quality measurement and the data assessment equipment together with the computer hardware and software are needed. The test stands are in the company manufacturers' operation of the railway wheel sets, the breaking equipment, and the railway operational guarantee (the state railway organizations, the research and quality certification approval companies.) The brake stands are different by means of their operation. They can be designed as a construction of model size, test stand rigs for one wheel, a wheel set, or the whole bogie.

4. The implications of heat loading acting upon the railway wheel

The finding of the ideal shape of the wheel, that allows better material - the economic design together with the minimum value of the deformation and the stress is the main target. Another target is the radial flexibility of the wheel that is necessary for the decrease of vertical bursts between wheel and rail. With that is connected the aspiration for wheel mass decreasing - decrease of the non-dumped mass of the vehicle. As an independent theme we could reflect a problem of noise that is generated by a rolling wheel on a rail. A solution is the right choice of the wheel geometric shape and the right choice of wheel material and the eventually heat processing.

The intensity of the deformation and the stress dramatically depends on the shape and the thickness of the wheel disc. The basic wheel shapes are in Fig. 7.

- conic shape - VARIANT of I
- waved in one direction - VARIANT of C or S
- waved in two directions.

Základné varianty C a S môžu byť superponované s variantom I. Okrem toho je tvar charakterizovaný ešte sklonom kužela alebo smerom zakrivenia k vnútornej alebo vonkajšej strane kolesa.

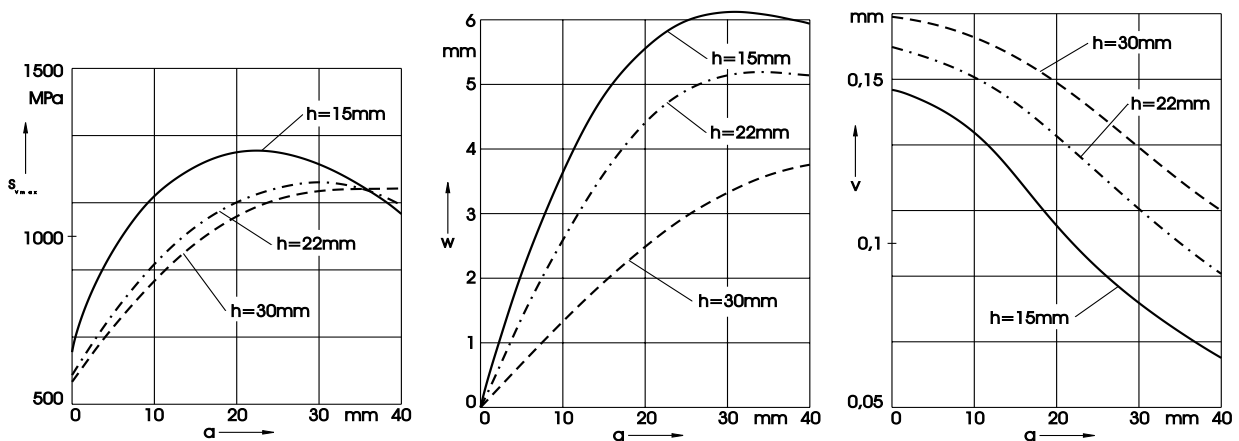
S doskou kuželovitého tvaru je možné sa stretnúť len výnimočne. Zvlnením dosky sa dosahuje určitá radiálna poddajnosť. Pri kolesách odporovaných ORE je zvlnenie dosky urobené tak, aby stredy pripojenia dosky k náboju a dosky k vencu kolesa ležali v jednej rovine kolmej na os náboja. Tým sa obmedzuje už zmieny vznik zmeny rozmerov dvojkoľesia účinkom tepelných namáhání pri brzdení. V snahe čo najviac znížiť hmotnosť kolies, vyrábajú niektorí výrobcovia dosku tenšiu a zvlnenú v dvoch smeroch, čím sa zvýši jej odolnosť voči priečnym silám pôsobiacim na koleso.

Porovnanie jednotlivých tvarov z hľadiska napätí a deformácií, vplyv hrúbky dosky pri zachovaní ostatných rozmerových a tvarových parametrov boli už aj v minulosti predmetom viacerých výskumov [13]. Smerodajné a pre použiteľnosť určujúce sú hodnoty vnútorných napätí (σ_{vmax}) a deformácií v axiálnom smere na venci kolesa (w) a v radiálnom smere na náboji kolesa (v). Jednotlivé priebehy napätí a deformácií v závislosti od geometrických parametrov tvaru dosky a, c, d sú vždy pre tri rôzne hrúbky kotúča $h = 15, 22$ a 30 mm znázornené na obr. 8, 9 a 11. Čo sa týka napätí, je pri všetkých variantoch najpriaznivejšie riešenie, ak je doska kolesa rovná ($a, c, d = 0$). Podobnú tendenciu je možné vidieť aj pri axiálnej deformácii. Radiálna deformácia náboja, ktorá vplyva na bezpečnosť lisovaného spoja a tým na bezpečnosť prevádzky sa však správa úplne inak. Popísaný prípad ($a, c, d = 0$) predstavuje najnepriaznivejšie riešenie.

The basic variants of C and S can be superimposed with the alternative of I. Moreover the shape is defined even by the bevel of the cone or the direction of the curvature to the inside or outside site of the wheel. The wheel disc with the cone shape is very rare. The waved shape of the wheel disc enables some radial flexibility. The wheels recommended by ORE have the waved discs manufactured such way, to be the center of the disc - hub connections and the center of disc - rim of the wheel connections lie on same plane that is perpendicular to the hub axle line. This limits the above-mentioned influence of the wheelset dimension changing from the heat loading during the braking. In order to the wheel mass decrease, the producers make wheel discs more thin and waved in the both directions consequently wheel is more hardness against the lateral forces acting to the wheel.

The comparison of the individual shapes from the point of view of the stresses and the deformations and from the point of view of the impact on the disc thickness if other dimension are untouched was already researched [13].

Important and usable are the values of the internal stresses (σ_{vmax}) and the deformation in the axial direction on the rim of the wheel (w) and the deformation in the radial direction on the hub of the wheel (v). Individual stresses and deformations distributions following geometric dimensions of wheel disc a, b, d for 3 different thicknesses of wheel disc $h = 15, 22, 30$ mm are shown on Figs. 8, 9 and 11. If we want to receive the minimum stress, the most appropriate solution for all variants is if the wheel disc is flat ($a, c, d = 0$). We also receive the similar tendency in the case of axial deformation. This is not valid for radial deformation of the hub. That has an impact on the safety of the pressed joint. The case described here ($a, c, d = 0$) represents the worst solution.

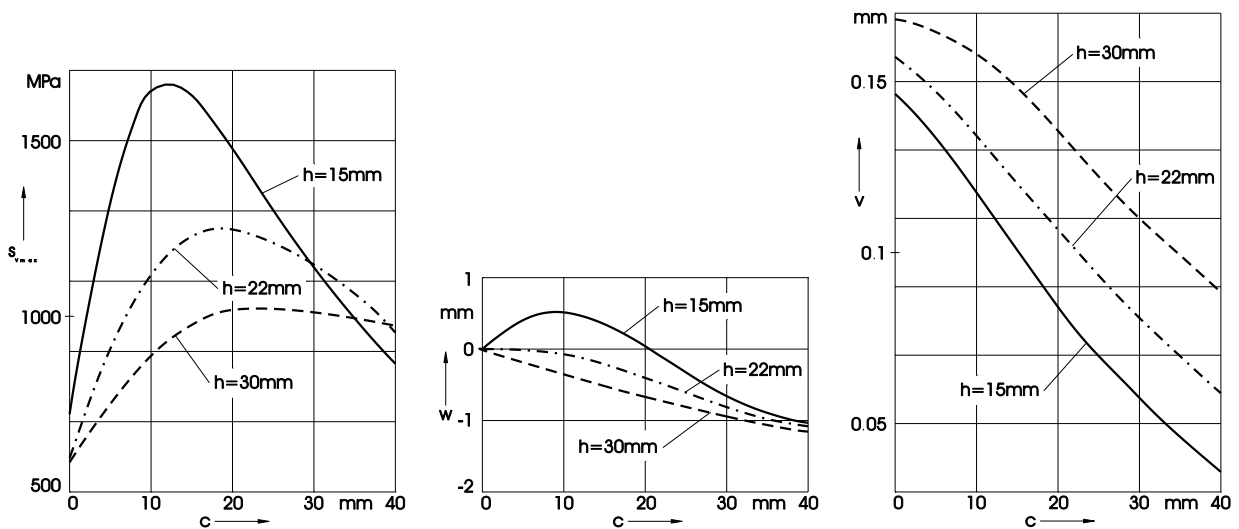


Obr. 8. Vypočítané hodnoty napätí a deformácií kolies s kuželovitým tvarom dosky v závislosti od geometrického parametra a charakterizujúceho sklon kužela

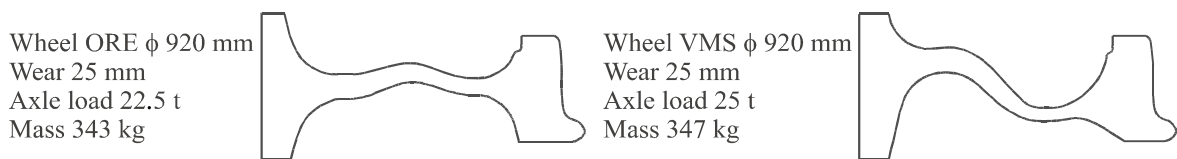
Fig. 8. The calculated values of the stresses and the deformations of the wheels with the disk of the I shape in dependence on the geometric parameter of a defines the intensity of conicity

Varianty C a S (obr. 9 a 11) pri veľkých zakriveniach a malých hrúbkach dosky poskytujú akceptovateľné riešenie po všetkých tu spomenutých stránkach. Hraničná hodnota pre extrémne zníženie hrúbky vyplýva zo zaťažiteľnosti sústredenými silami. Hraničná hodnota zvlnenia je daná technologickými možnosťami pri valco-

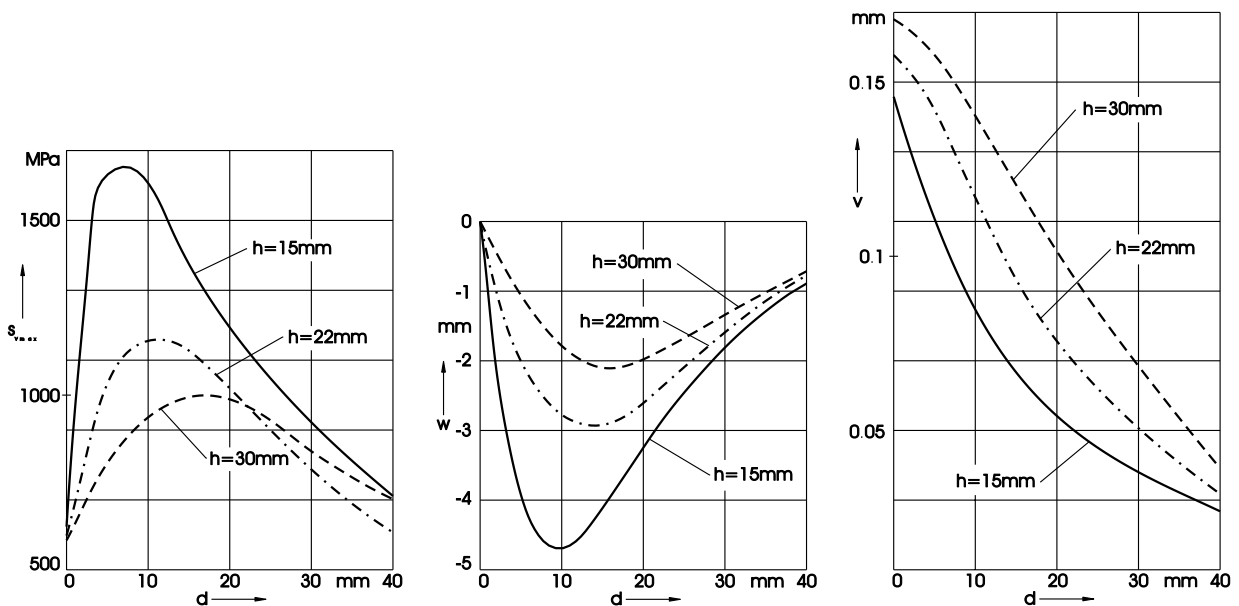
variants C and S (Figs. 9 and 11) with strong curvatures and the small thickness of the wheel disc allow an acceptable solution for all mentioned aspects. The boundary value for extremely decreased thickness following concentrated forces capacity. The boundary value of waving is given by technological possibilities of



Obr. 9. Vypočítané hodnoty napätí a deformácií kolies s doskou tvaru C v závislosti od geometrického parametra c charakterizujúceho veľkosť zakrivenia
Fig. 9. The calculated values of the stresses and the deformations of the wheels with the disk of the C shape in dependence on the geometric parameter of c that defines the intensity of curvature



Obr. 10. Kolesá typu UIC - ORE a VMS
Fig. 10. The wheels of the type of: UIC - ORE and VMS



Obr. 11. Vypočítané hodnoty napätí a deformácií kolies s doskou tvaru S v závislosti od geometrického parametra d charakterizujúceho veľkosť zakrivenia
Fig. 11. The calculated values of the stresses and the deformations of the wheels with the disk of the S shape in dependence on the geometric parameter of d that defines the intensity of curvature

vani. Ako názorný príklad takto tvarovaných kolies je možné uviesť unifikované koleso UIC - ORE alebo Francúzskymi štátnymi železnicami (SNCF) a jej priemyselnými partnermi na základe numerickej simulácie mechanického správania sa navrhnuté a na brzdovom stave a v prevádzke úspešne odskúšané VMS koleso (Valdunes Montagne Securite) [12]. Treba dodať, že nové VMS koleso je už navrhované pre nápravové zaťaženie 25 ton.

Nedá sa jednoznačne tvrdiť, že tá či oná varianta je najpriaznivejšia, ich vhodnosť pri vopred stanovených prioritách je nutné posudzovať komplexne aj so zohľadnením druhu a charakteru prevádzky.

5. Experimentálny výskum na KKVMZ

Na experimentálny výskum sa na KKVMZ využíva brzdový stav KKVMZ umiestnený v ťažkom laboratóriu katedry. Pôvodná konštrukcia a komponenty brzdového stavu sa postupne modernizovali, brzdový stav bol doplnený zotrvačníkmi pre simuláciu brzdenia vlaku do zastavenia [4]. Brzdový stav je v procese akreditácie pre certifikáciu vybraných brzdových skúšok v zmysle UIC, projekt ERRI (B 126.11 Acceptance testing of friction rig (ZSR)).

Pre zabezpečenie záznamu, uloženia a vyhodnotenia nameraných dát bol na KKVMZ naprogramovaný merací, a vyhodnocovací merací systém LaGer [8].

6. Záver

Pôsobenie kolesa a brzdového klátika je dôležitá stránka bezpečnosti systému železníc. Nové výskumy a doteraz získané skúsenosti k problematike popísanej v príspevku majú umožniť nasledovné:

rolling process of the wheel production. The wheel made with this shape is the unified wheel of UIC - ORE or French state railways (SNCF) and their industry partners developed the wheel VMS (Valdunes Montagne Securite) [12]. This wheel was made on the base of numeric simulation of mechanical behavior, tests on brake bench and tests in operation. It must be said that a new wheel VMS is designed for axle load 25 tons. It is hard to say if any of these variants are better. Their aptitudes must be adjudicated with ahead determined priorities and taken into consideration with the branch and character of operation.

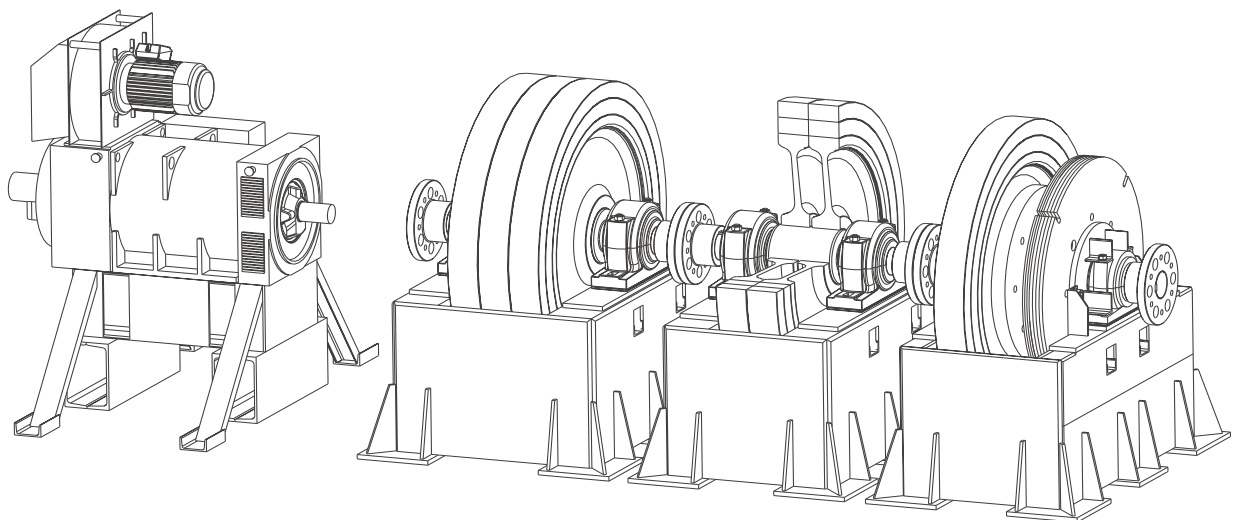
5. The experimental research on the Department of Railway Vehicles, Engines and Lifting Equipment (KKVMZ)

The experimental research uses brake bench of the KKVMZ installed in the heavy laboratory of the department. The original design and components of the brake bench were continuously upgraded. The brake bench was made up with flywheels for braking simulation [4]. The brake bench is now in the process of accreditation for the certificate chosen brake tests according to UIC, the project ERRI (B 126.11 The acceptance testing of friction rig (ZSR)).

For the data storage and the evaluation of measured data, the system was programmed for measuring and evaluating LaGer [8] in the department of the KKVMZ.

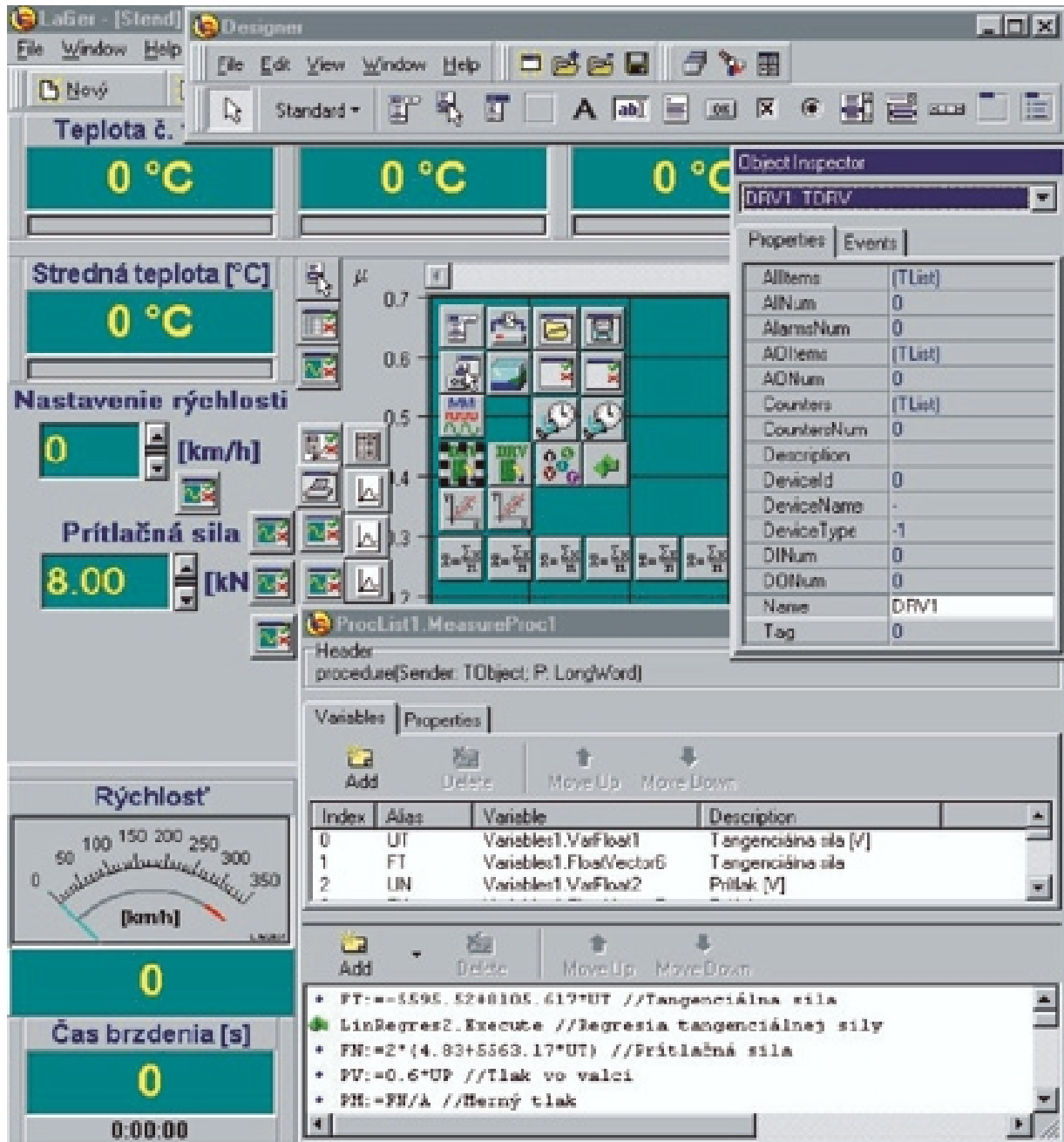
6. Conclusions

The interaction between the wheel and brake shoe is an important aspect of a railways security system. New investigation and acquired knowledge of this question allow:



Obr. 12. Brzdový stav KKVMZ, pohľad na motor a sústavu zotrvačníkov (prostredný zotrvačník je pre lepšiu vizuálnu informáciu nakreslený s výrezom)

Fig. 12. The brake test stand of the KKVMZ, the look at the driving engine and the flywheel set (the flywheel in the middle is for better visual information drawn with the cut)



Obr. 13. Pohľad na čelný panel riadiaceho programu LaGer v režime aktívneho dizajnéra - nástroja, pomocou ktorého je možné definovať, resp. modifikovať vzhľad a činnosť programu

Fig. 13. The view of the front panel of the control program of the LaGer in the mode of the active designer - the tool, with its help, it is possible to define or modify the appearance and functionality of the program

- vývoj matematických modelov, najmä na výskum mechanického a termomechanického správania sa železničného kolesa,
- vývoj kolies a častí brzďového výstroja na zvýšenie dopravných výkonov (rýchlostí, nápravové zaťaženie), na zníženie hluku vznikajúceho odvalovaním kolesa po koľajnici a hluku vznikajúceho pri brzdení, ako aj na zníženie obstarávacích nákladov a nákladov na údržbu.
- the development of new mathematical models, especially for the mechanical and thermomechanical behavior of the rail wheel research,
- the development of the wheel and brake devices for the increase of the carriage power (speed, axle load), decrease of the rolling wheel noise and braking noise and decrease of first costs and operating expenses.

7. Literatúra - References

- [1] GERLICI J., HLAVŇA V., ŘEZŇÍČEK R.: *Simulation of down-hill braking with a shoe brake*, Proceedings of the 4th mini conference on vehicle system dynamic, identification and anomalies held at the TU of Budapest, Hungary, 1994.
- [2] HLAVŇA V., ŘEZŇÍČEK, R.: *Brake Linings for Road Vehicles*, Proceedings of the 5th mini conference on vehicle system dynamics, identification and anomalies, TU of Budapest, Hungary 1996
- [3] HLAVŇA V.: *Testing of spare brake linings on a test brake bench*, The 7th International Scientific Conference on Simulation Research in Automotive Engineering, PL Lublin, Polska 1999
- [4] ŘEZŇÍČEK R., VALJENT G.: *Setrvačnickový brzdový stav Žilinské university, ŽDB a.s. závod železniční dvojkolí*, Zpravodaj Technické informace, konstrukce železničních dvojkolí, č. 11, Bohumín, 1997.
- [5] GERLICI J., LACK T.: *Phenomena of thermic interaction between loaded brake shoe and rail wheel*, In: Faculty of mechanical engineering 2nd Scientific Conference, Proceedings of Lectures, Editing Centre UTC Žilina 1995.
- [6] GERLICI J.: *Javy teplotnej interakcie medzi železničným kolesom a brzdovým klátikom*, Scientific Papers of the University of Pardubice, Ediční středisko Univerzity, Pardubice 1996.
- [7] LACK T., GERLICI J.: *Tvorba systémov pre programovo riadené meranie, výpočet a vyhodnotenie údajov*, In: Zborník: XII. Medzinárodná konferencia „SúčasnÉ problémy v koľajových vozidlách - PRORAIL'95“, Žilina, VŠDS Žilina, 1995.
- [8] LACK T., GERLICI J.: *Aplikácia programového systému LAGER-EXPERIMENT na brzdový stav*, 2. Vědecká konference Dopravní fakulty Jana Pernera, DFJP UP, Pardubice, 1999
- [9] MITURA K., MATUŠEK P., FAJA R.: *Tepelné poškození železničních kol způsobené intenzivním brzděním*, S. 175-184, In: Železniční technika 10/1980, Příloha Ž 30/80.
- [10] EDEL K. O.: *Bruchmechanische Analyse und Bewertung der Riβausbreitung im Radkranz von Eisenbahnvollrädern (Teil 2)*, S. 308-316, In: ZEV+DET Glas. Ann. 117 (1993) Nr.9
- [11] KALOČ R.: *Ověřování vlastností železničních kol*, In.: Hutnické aktuality, Výzkumný ústav hutnictví železa 1981.
- [12] RAISON J.: *Thermomechanisches und akustisches Verhalten der Räder von Eisenbahn-Fahrzeugen*, S. 375-384, In: ZEV+DET Glas. Ann. 122 (1998) Nr. 9/10
- [13] REICH O., VILLA U., WERNECKE H., MAHRHOLZ G.: *Entwicklung optimaler Radformen für Eisenbahnräder*, S. 296-298, In: DET - Die Eisenbahntechn. 29 (1981) Nr.7