

5

Michal Takats

**STECHOMETRICKÝ ZÁŽIHOVÝ MOTOR NA CNG
S TROJCESTNÝM KATALYZÁTOROM
NATURAL GAS-FUELLED, SPARK-IGNITED $\lambda = 1$ /
TWC ENGINE**

11

Oldřich Polách

**STYK KOLESA S KOLEJNICOU V POČÍTAČOVEJ SIMULÁCIÍ
DYNAMIKY VOZIDLA A DYNAMIKY POHONU NÁPRAVY
CONTACT OF WHEEL AND RAIL IN COMPUTER
SIMULATION OF VEHICLE DYNAMICS AND AXLE
DRIVE DYNAMICS**

20

Vladimír Hlavňa – Pavel Fitz – Rastislav Isteník
**ANALÝZA MOBILNÉHO PROSTRIEDKU S DUÁLNYM
POJAZDOM
AN ANALYSIS OF A MOBILE VEHICLE WITH DUAL RUN**

35

Milan Sága

**PRÍSPEVOK K ANALÝZE NESTACIONÁRNEHO
NÁHODNÉHO KMITANIA VOZIDIEL
CONTRIBUTION TO THE ANALYSIS OF
NON-STATIONARY RANDOM VIBRATION OF VEHICLES**

44

Jerzy Cisek – Zygmunt Szlachta – Marian Zablocki
**PODMIENKY TESTOVANIA EMISII PEVNÝCH ČASTÍC
VZNETOVÝCH MOTOROV
TEST CONDITIONS OF DIESEL ENGINE PARTICULATE
EMISSION AND THE RESULTS OBTAINED**

53

Štefan Liščák

**VÝZNAM A FUNKCIA ÚROVNE INFORMÁCIÍ
O SPOHLIVOSTI DOPRAVNÝCH PROSTRIEDKOV
THE IMPORTANCE AND ESSENTIAL FUNCTION OF THE
LEVEL OF INFORMATION ABOUT RELIABILITY OF
MEANS OF TRANSPORT**

63

Pavol Hudec – Eduard Rojko

**PRIEBEH KINEMATICKÝCH PARAMETROV PRI BRZDENÍ
AUTOMOBILU A PÔSOBENIE DYNAMICKÝCH VPLYVOV
COURSE OF KINEMATIC PARAMETERS DURING THE
COURSE OF BRAKING AND ACTION OF DYNAMIC
EFFECTS**

69

Peter Patek

**DIMENZOVANIE TRUPU MOTOROVEJ JACHTY
GOLDEN SERIES
HULL STRUCTURAL SCANTLINGS OF THE GOLDEN
SERIES MOTOR YACHT**

77

Juraj Gerlici – Peter Veselý – Tomáš Lack
**TEPELNÉ NAMÁHANIE ŽELEZNIČNÉHO KOLESA
PRI BRZDENÍ**

**THERMAL LOADING OF THE RAILWAY WHEEL DURING
DOWNHILL BREAKING**

88

Juraj Grenčík – Miloslav Klinko

**POTENCIÁL SKRÁTENIA JAZDNÝCH DÔB A ENERGETICKÁ
NÁROČNOSŤ VOZIDIEL S NAKLÁPAČIMI SKRÍŇAMI NA ŽSR
POTENTIAL REDUCTION OF TRAVEL TIMES AND ENERGY
CONSUMPTION OF TILTING BODY VEHICLES ON ŽSR**

98

Stanislav Beroun and the team

**VEDECKOVÝSKUMNÁ ČINNOSŤ KATEDRY STROJOV
PRIEMYŠLOVEJ DOPRAVY NA FAKULTE STROJNÍCKEJ
TECHNICKEJ UNIVERZITY V LIBERCI V OBLASTI
VOZIDLOVÝCH MOTOROV
SCIENTIFIC-RESEARCH ACTIVITY OF THE DEPARTMENT
OF TRANSPORT MACHINES, FACULTY OF MECHANICAL
ENGINEERING – TECHNICAL UNIVERSITY OF LIBEREC
AT THE FIELD OF THE VEHICLES ENGINES**

103

Jaromír Klepoch – Pavel Žarnay

**PLAVIDLÁ PRE DOPRAVNÉ TECHNOLOGIE
„RIEKA – MORE“
VESSELS FOR “RIVER-SEA” SHIPPING TECHNOLOGIES**

113

Ján Čelko – Jarmila Cardoso

**VPLYV ZÁPORNÝCH TEPLÔT NA KOEFICIENT TEPELNEJ
VODIVOSTI CESTNÝCH STAVEBNÝCH MATERIÁLOV
THE INFLUENCE OF NEGATIVE TEMPERATURES ON THE
HEAT CONDUCTIVITY FACTOR OF ROAD-BUILDING
MATERIALS**

120

Libor Izvolt – Milan Mikšík

**DIAGNOSTIKA DEFORMAČNÝCH VLASTNOSTÍ
ZRNITÝCH MATERIÁLOV
DIAGNOSTICS OF THE DEFORMATION PROPERTIES
OF GRAINED MATERIALS**



Vážení čitatelia,

toto číslo vedeckých listov Žilinskej univerzity „Komunikácie“, ktoré ste sa rozhodli prečítať resp. aj preštudovať nie je významné len tým, že je prvým číslom tretieho ročníka vychádzajúceho na prelome storočia či tisícročia. Významné je aj tým, že je monotematické, venované dopravným prostriedkom a ich zdroju energie.

Vo svojom prvom čísle dostali vedecké listy ŽU v príhovore Jeho Magnificencie rektora prof. Ing. Milana Dadu, PhD., do vienka úlohu „... stať sa prostriedkom prezentácie najnovších výsledkov vedy a výskumu“.

Ak zoberieme do úvahy skutočnosť, že jednou z vlastností, ktorá je v človeku zakorenená už od jeho počatia, je snaha po pohybe, t. j. mobilita (veď už vývoj embrya sa uskutočňuje v neustálom pohybe matky), tak účelné premiestňovanie osôb, surovín a tovarov zabezpečované dopravnými prostriedkami možno zaradiť k pozitívnym účinkom dopravy. Doprava však svojou existenciou, t. j. prevádzkou a zariadeniami, má aj negatívny účinok na životné prostredie najmä tým, že ho poškodzuje a znehodnocuje. Preto je nevyhnutné v období obrovského rozvoja mobility a informačných technológií nielen si to uvedomiť, ale spomenuté problémy aj riešiť.

Mojou snahou, ako koordinátora tohto čísla, bolo priblížiť Vám niektoré problémy dotýkajúce sa najrozšírenejších používaných dopravných prostriedkov a ich zdrojov energie. Je samozrejmé, že nie je možné v jednom čísle venovať sa riešeniu všetkých problémov dopravných prostriedkov. No z uverejneného získa čitateľ prehľad nielen o spôsobe a ceste vysporiadania sa s niektorými úskaliami, ale oboznámi sa aj s tým, čomu sa jednotlivé vedeckovýskumné inštitúcie venujú.

Dear Readers,

This volume of “Communications”, the scientific letters of Žilina University, you have decided to read or to study is special not only because it is the first volume of the third year published at the turn of a century or millennium, but because it focuses only on one topic – means of transport and their source of energy.

The very first volume of the scientific letters contained a foreword by Prof. Ing. Milan Dado, PhD., Rector of the University of Žilina who expressed his wish: “May Communications become means of presentation of the latest results of science and research”.

If we take into consideration the fact that one of the properties rooted deeply in every human being since conception has been a desire to move, i.e. mobility (even the development of an embryo is realized in a mother's continuous movement), then purposeful movement of persons, materials and goods provided by means of transport can be assigned to positive effects of movement. On the other hand, transport with its existence, i.e., by means of its operation and equipment, also has a negative impact on the environment as it impairs and deteriorates it. It is, therefore, vital, in this age of huge growth of mobilities and information technologies, not only to be aware of the mentioned problems, but also to solve them.

Being a co-coordinator of this volume, I have tried to bring forward some problems concerning the most widely used means of transport and their sources of energy so that you can get acquainted with them. It is obvious that one volume of any professional magazine does not provide enough space to solve all the problems arising from the use of means of transport. The articles contained in this volume will inform you on how some shortcomings are being approached and on topics some research and scientific institutions are dealing with.

Hlavňa Vladimír

Michal Takats *

STECHIOMETRICKÝ ZÁŽIHOVÝ MOTOR NA CNG S TROJCESTNÝM KATALYZÁTOROM

NATURAL GAS-FUELLED, SPARK-IGNITED $\lambda = 1$ / TWC ENGINE

Popis použitia riadeného katalytického systému na motore, používajúceho ako palivo zemný plyn, určeného pre zariadenia na združení výrobu elektrickej energie a tepla. Popis chovania systému spätno-väzobného riadenia zloženia zmesi a zariadenia pre dodatočnú úpravu spalín. Príklady postupu a výsledku optimalizácie konkrétneho motora s ohľadom na jeho emisné a energetické parametre. Porovnanie motora s riadeným katalytickým systémom a ochudobnenej koncepcie.

Description of the implementation of stoichiometric concept on natural gas-fuelled, spark-ignited engine for co-generation plant (CHP). Description of behavior of closed loop λ -control system and exhaust gas aftertreatment. Examples of optimization procedure and its results at particular engine concern its environmental properties, power and efficiency. Comparisons are made between the stoichiometric engine and lean burn one.

1. Gas-fuelled engines for vehicle and stationary use

Combined generation of heat and electrical power (CHP) is a state-of-the-art method of distributed energy supply. Overall efficiency of CHP plant reaches more than 90 % when both types of energy output are taken into account. Transport losses are eliminated since electricity and heat are produced near the site of their consumption. Intelligent management of CHP plant operation can contribute to cope with the necessity of peak shaving within whole electricity network bringing advantages to end users and the network supervisor. A natural gas-fuelled engine is often used as a prime mover of the CHP. That is why the manufacturers of stationary natural gas-fuelled engines experience expansion of production and sales. Several types of gas engines for CHP plants have been developed in ICE laboratory at Faculty of Mechanical Engineering CTU in Prague. According to author's meaning some knowledge gathered at this occasion can be useful for people engaged in R&D activities aimed at gas-fuelled vehicle engines.

There exist certain differences between stationary and vehicle gas engines.

For stationary engines emission limits of CO and especially NO_x are very strict. To fulfill the requirement of well-known TA-Luft regulation (650 mg.m⁻³ CO and 500 mg.m⁻³ NO_x , both recalculated for 5 % of exhaust gas oxygen) approximately 2.25 g.kWh⁻¹ of CO and 1.5 g.kWh⁻¹ of NO_x must be reached. Overall non-methane hydrocarbons (NMHC) mass flow is limited independent from engine size. Thus for small and medium-sized engine

(within hundreds of kilowatts), minimization of hydrocarbon emission is not necessary. Only stationary regimes are investigated during the approval procedure.

Despite of continuous innovation of emission regulations, which is valid for vehicle engines within the whole European territory, the demands for NO_x level are still less strict (such as 7 g.kWh⁻¹).

European regulations require the same level of hydrocarbon emission independent from the kind of fuel used (and from actual composition of emitted hydrocarbons). The total hydrocarbons (THC) limits counts 1.1 g.kWh⁻¹ for all heavy-duty vehicle engines even if the unhealthiness of emitted hydrocarbons from natural gas-fuelled engines was proved to be almost negligible.

During operation of CHP engines typically only constant engine speed occurs, defined by synchronous alternator speed. Especially important is the rated power regime. Moreover, the sequence of load changes can often be planned beforehand according to prediction of heat and electricity demands.

A wide range of speed and load must be taken into account in vehicle operation. Low power range is important from the point of view of average fuel economy.

In any fuel vehicle system layout, the fuel pressure at the inlet to engine fuel system is high enough. Either mixer or fuel injection can be chosen purposely.

* Michal Takats,

Czech Technical University, Faculty of Mechanical Engineering, Josef Božek Research Center of Internal Combustion, Engines & Automotive Engineering, Technická 4, CZ-166 07 Praha, Czech Republic,
Tel.: +420-2-20395127, Fax: +420-2-24310292, E-mail: takats@fsij.fsid.cvut.cz

Only very moderate gas pressure is at disposal in a low-pressure gas pipeline (In Czech Republic rated overpressure in gas network is 2.1 kPa). Gas mixer (carburetor) is only solution for fuel metering and its delivery into engine.

Typically, a water-cooled intercooler is used for turbocharged CHP engines. Either separate water circuit (approx. 35 °C coolant temperature) is installed, or the mixture cooler is included as a part of utility water circuit (75 °C).

Air-to-mixture heat exchanger is only possibility to perform the mixture cooling for a turbocharged vehicle engine.

Frequently, water-cooled exhaust manifold is arranged as a part of waste-heat utilization system in CHP engines. This design feature is not used as a part of vehicle engine at all.

Design, accessory layout and adjustment of stationary engine are often tailored to suit the particular user demand.

A vehicle is designed, experimentally developed and optimized to satisfy the demands of various potential users.

On the other hand, certain equal features of stationary and vehicle gas engine exist.

High specific power and good fuel economy are desirable. The durability and reliability demands are enhanced continuously. At lean burn engines the running roughness must be minimized purposely.

The same types of basic engines (either diesel or gasoline-fuelled spark-ignited (SI) ones) are rebuilt to use gaseous fuel. The same types of ignition systems are used, especially at highly turbocharged lean-burn engines, with high spark voltage demand.

2. Lean-burn and stoichiometric spark ignited engine

In Fig. 1 a plot of engine properties is introduced as they are measured at constant engine speed at full throttle. Mixture composition expressed in term of air-excess value λ is used as an independent variable. Value p_e means brake mean effective pressure (proportional to engine specific power). Value m_{pe} is brake specific fuel consumption (reciprocally proportional to engine overall efficiency). The curves marked CO and NO_x introduce the molar fraction of pollutant in exhaust gas.

A very low level of content of both investigated pollutants is reached if an engine works with extremely lean mixture (high λ value). This environmental friendly behavior is exploited in lean-burn engine design. Lean-burn strategy is not applicable in gasoline-fuelled SI engines due to the significant fall of engine power as is also seen in Fig. 1. At natural gas-fuelled engine it is possible to enhance engine power by turbocharging. Thanks to very good anti-knock properties of natural gas, it is possible to choose an engine compression ratio high enough to obtain satisfactory engine

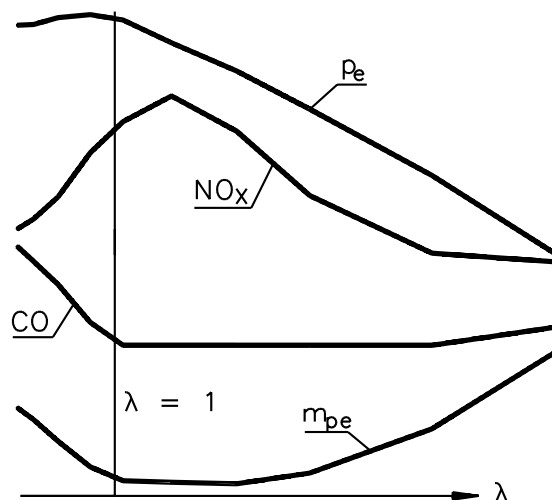


Fig. 1. Engine properties depending on mixture strength

thermal efficiency (an even higher compression ratio is usually used in turbocharged natural gas-fuelled engines than those in naturally-aspirated gasoline-fuelled ones).

Another possibility to reach acceptable tailpipe emission of pollutants is the application of so-called three-way catalyst (TWC) as it is used in conventional gasoline-fuelled engines usually used as a part of a passenger car power unit. To ensure a good condition for exhaust gas after-treatment, it is necessary to keep mixture strength very close to so-called stoichiometric value ($\lambda = 1$). Usually a closed-loop mixture strength control system is used to perform this task.

Additional expense for a catalytic reactor itself is a considerable disadvantage of $\lambda = 1$ / TWC engine concept. Cost of the catalyst is approximately proportional to engine rated power; thus, the rise of an investment cost in a great power unit is significant.

On the other hand, certain advantages are obvious.

Molar fraction of CO and NO_x in tailpipe exhaust gas (downstream of the catalyst) is very low as far as the catalyst itself and closed loop λ -control system works properly. Usually, lower emission is obtainable as in case of lean-burn engine.

Since the closed-loop control is integrated as a part of an engine accessory, long-term stability of environmental behavior is expected.

High heating value of stoichiometric mixture makes it possible to obtain high engine specific power at the same degree of turbocharging (or taking into account both naturally aspirated stoichiometric and lean-burn engines).

Tailpipe emission of $\lambda = 1$ / TWC engine depends primarily on technical efficiency of exhaust gas after-treatment and is almost not influenced by molar fraction of pollutants in raw exhaust gas

(upstream of the catalyst). Thus, engine design and its optimization can be realized by only taking into accounts its power and efficiency.

Running roughness of an engine operated on stoichiometric mixture is better than in a case of lean-burn engine. This feature is especially important when an engine drives synchronous alternator. In this case the fluctuation of instantaneous crankshaft (flywheel) speed causes deformation of voltage waveform and/or current of delivered electricity. With rising amount of small CHP unit within certain territory the network supervisor authority will constitute more strict rules concerning quality of delivered electricity to enable the small power plants to link into the network.

From the mentioned reason it is assumed that the use of stoichiometric concept in the region of co-generation engines will be not limited to the lowest edge of rated power range.

3. Description of λ -control system

As it was already mentioned, the use of common mixer with a fixed air-metering orifice is the only possibility to design a fuel system layout of a CHP engine. A variable cross sectional area of fuel-metering orifice must be applied for exact mixture strength control to ensure good technical efficiency of catalyst. Conventional layout of closed-loop λ -control system is illustrated in Fig. 2.

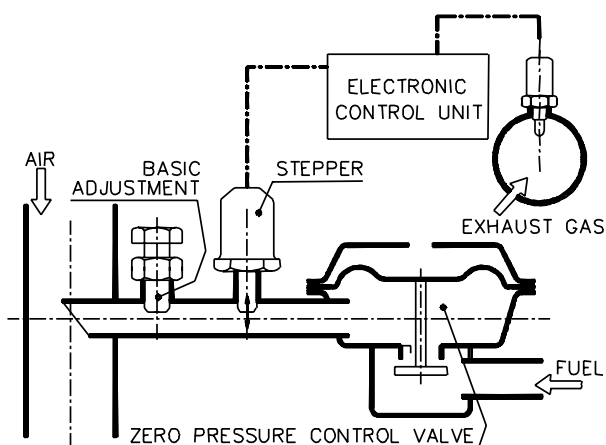


Fig. 2. Typical λ -control layout

λ -sensor is installed in engine exhaust manifold upstream of the catalyst. Sensor generates voltage, which depends on exhaust gas oxygen content. Its response is very steep when mixture strength lies within narrow range in vicinity of air-excess value of $\lambda = 1$.

Usually the movable part of fuel-metering orifice is driven by step motor. Concerning such a type of λ -control actuator it is necessary to take into account possible range of control performance and rate of its change.

The optimization of behavior of controlled catalytic system will be discussed later.

Conventional λ -control system for gas-fueled engines (e.g. passenger car ones) works according to the (so-called one-threshold) algorithm described in Fig. 3 using dashed lines. Electronic control unit (ECU – see Fig. 2) transmits (constant frequency) pulses for step motor forcing it to increase (decrease) the cross sectional area of the fuel-metering orifice as an actual λ -sensor voltage becomes lower (higher) than the preset threshold (point 0 at voltage deviation axis in Fig. 3).

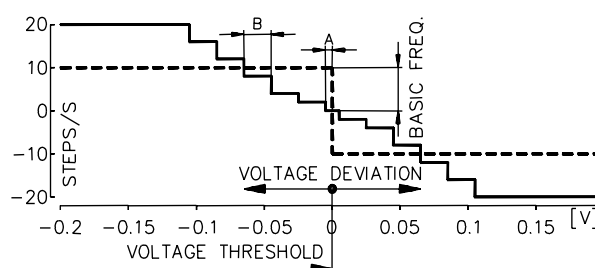


Fig. 3. Algorithm of λ -control operation

During operation a step motor stops only in dead center of its periodic motion.

Fluctuation of basic parameters of λ -control system is illustrated in Fig. 4 (rated power regime of a particular engine and correct setting). In this figure actuator position is expressed in terms of number of steps from actuator position corresponding to smallest possible cross-sectional area of fuel-metering orifice. This means 0 steps correspond to minimum (but still not zero) cross-sectional area, 180 steps correspond to maximum adjustable size of fuel-metering orifice.

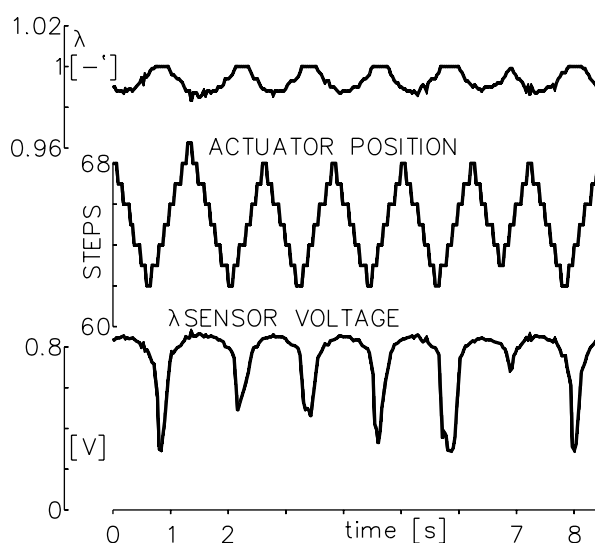


Fig. 4. Behavior of simplest λ -control system

Period and amplitude of periodic changes of actuator position become greater as the working fluid flow through the engine decreases. This phenomenon is caused by increase of delay between

change of fuel flow at the inlet port of mixer and response of λ -sensor, which takes place as late as the new composition of exhaust gas reaches the site of sensor installation.

Voltage threshold and basic frequency are electrically adjustable. Moreover, the intensity of mixture strength response to actuator movement is influenced by position of manually controlled screw usually installed in a fuel pipeline upstream of fuel inlet port of mixer (BASIC ADJUSTMENT screw in Fig. 2). Thus, altogether three adjustable elements are at disposal (as far as the simplest algorithm is concerned according to its description by solid lines in Fig. 3) to optimization of system behavior.

Optimization demands are as follows:

- Level of fluctuation of molar fraction of particular component of exhaust gas must be high enough to keep heterogeneous nature of catalytic reaction. On the other hand, the oxygen capability of the catalyst must not be expired. The curves in Fig. 4 introduce a good example of proper setting. This behavior must be ensured over whole engine operating range at various atmospheric conditions and so on.
- Reasonable compromise must be found between system stability at stationary condition and its adequate response when change is demanded (in transient regimes).
- The amplitude of motion of actuator movable part must be maintained as low as possible to ensure sufficient durability, reliability and long-term stability of engine properties (still taking into account previous items of this list).
- The limits of stepper motion must not be exceeded. The limits are determined either by the mechanical design of fuel-metering orifice or by the enabled format of numbers for digital operation inside ECU processor (maximum = 255 occurs frequently as a limit to make possible one-byte expression)

To enable high effectiveness of the development procedure mathematical model of λ -control system behavior was created. The following items are used as inputs for calculation process:

- Description of the relevant part of engine geometry (engine displacement, volume of intake manifold between mixer and engine inlet, volume of exhaust manifold between engine outlet and position of λ -sensor).
- Description of running regime (engine rpm and its actual volumetric efficiency, which depends on throttle position and exhaust temperature)
- Description of λ -control system setting (actuator position limits, threshold voltage, frequency of driving pulses)
- Additional metering orifice cross sectional area (position of BASIC ADJUSTMENT screw in Fig. 2) is defined indirectly entering starting actuator position (this means in the moment of start of computation) and corresponding air-excess value.

On the other hand, certain features are not included in the mathematical model properly, including:

- λ -sensor characteristic is transferred into model from manufacturer's documentation. Impact of appearance of particular components on actual relationship between air excess and sensor voltage is not taken into account. Especially in case of natural

gas fuelled engine the influence of relatively high methane concentration is not negligible.

- The flow coefficients of metering orifices were not investigated. Only pure geometry sizes and their changes appear in the model.

Even if above mentioned simplifications were applied the model results show good agreement with experimental reality as is documented in Fig. 5. Real shapes of actuator position were acquired using RS232 of λ -control ECU. Shapes of sensor voltage were recorded using conventional A/D converter. In presented case the change of working fluid flow was caused by change of engine speed maintaining fully open throttle. Both period and amplitude of fluctuation of stepper position as well as sensor voltage increase, as working fluid flow becomes lower. The reason was described above.

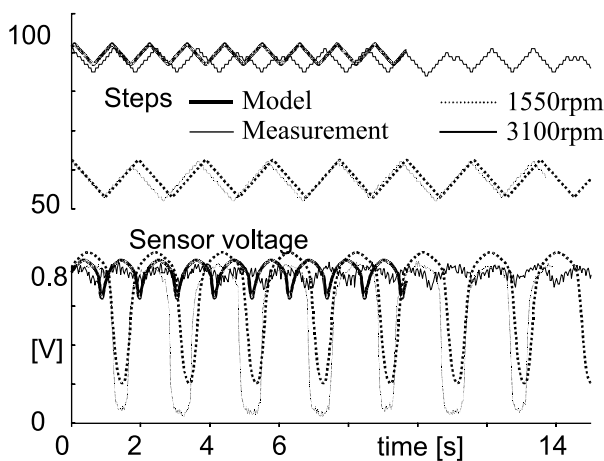


Fig. 5. Model / experiment comparison

The model is usable for various optimization purposes. Either experimental result can be extrapolated or the behavior of real engine (in this case of its electronic control system) can be predicted. It is even possible to simulate transient behavior entering starting value of air excess outside the range of its natural fluctuation during steady state operation.

An example of integral result of model computation is introduced in Fig. 6.

Threshold voltage adjustment is used as independent variable in this figure. All other items in the set of input values for computation were kept constant.

The fluctuation of sensor voltage, actuator position and air excess value is represented by plot of maximum and minimum value of their periodic changes (in case of sensor voltage the average value is also plotted). It is to be seen that over wide range of independent value in the midst of horizontal axis all investigated values are not influenced by change of adjustment of threshold voltage.

In this time only very simple mathematical model exists to describe the chemical reaction which takes place inside of the

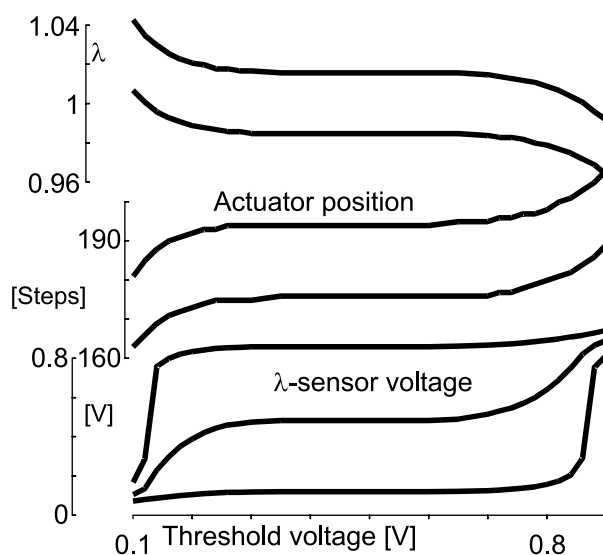


Fig. 6. Predicted influence of threshold voltage

catalytic reactor. This model does not take into account any of mentioned features of closed loop control system behavior. Only equilibrium composition is calculated and reaction rate is estimated to obtain good agreement with experimental results. Such a model is not suitable as a tool for research and development work. Thus only empirical knowledge is at disposal concerning technical efficiency of exhaust gas after-treatment.

Large-scale amount of experiments must be performed to obtain complete set of information describing the behavior of catalytic reaction depending on whole set of adjustable element of closed-loop control system. One example of measured curves is introduced in Fig. 7.

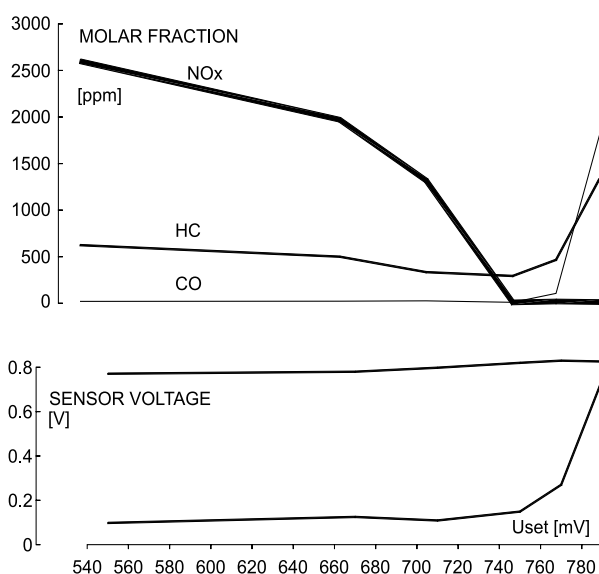


Fig. 7. $\lambda = 1$ / TWC system behavior depending on threshold voltage setting

Similarly to Fig. 6 threshold voltage level is used as independent variable in Fig. 7. All other circumstances were maintained unchanged during measurement including operation regime (rated power was maintained during measurements whose results are in Fig. 7).

The measured sensor voltage range (in bottom part of Fig. 7) shows good agreement with theoretically predicted shapes in Fig. 6. For particular running regime and the given position of all other adjustable entries the optimum setting of threshold voltage can be read from shape of molar fraction of pollutants (expressed in Fig. 7 in terms of ppm). Approximately 750 mV seems to be best choice in the presented case. It is seen in Fig. 7 that optimum setting from the point of view of hydrocarbon emission corresponds with the threshold voltage value leading to low tailpipe emission of both CO and NO_x , simultaneously. This statement is valid even if the technical efficiency of the catalyst is relatively low as far as hydrocarbon afterburning is concerned. This feature is out of scope for CHP engine manufacturers, but it is of interest for designers of vehicle engines.

Nevertheless, the problem of retrieval of optimum setting for whole range of running regimes remains still unsolved.

Full satisfaction of all demands by only three adjustable elements seems to be questionable.

A more sophisticated algorithm of step-motor control is described in Fig. 3 by a solid line. In this case driving-pulse frequency for the stepper depends on the difference between λ -sensor voltage and voltage-threshold value. The step motor does not move at all as far as the voltage difference lies within the range $\pm A$ (Fig. 3). Driving frequency increases stepwise as the voltage difference exceeds each of the B intervals. In this algorithm's particular application, values A and B are adjustable from computer console using ECU RS 232 interface. Threshold voltage is adjustable in the same way. The basic frequency, the slopes of its change and the maximum frequency are programmed in ECU processor and are not user accessible.

4. Optimization procedure and its results

The last described system (multi-threshold one) was implemented on a 6-cylinder naturally aspirated engine coupled with a synchronous generator 75 kW/1500 rpm. CHP unit was connected during the realization of R&D tasks to public 400 V electricity network. Natural gas was delivered from a low-pressure gas pipeline (2.1 kPa overpressure) through the conventional zero-pressure control valve as is indicated in Fig. 2.

Typical behavior of the multi-threshold λ -control system is illustrated at Fig. 8. This time the voltage threshold level was adjusted to a 680 mV value. At engine operation at the rated load (and high working fluid flow) the delay of λ -control response is short. Fuel-metering orifice cross-sectional area changes during steady state operation only to correct the occasional fluctuation

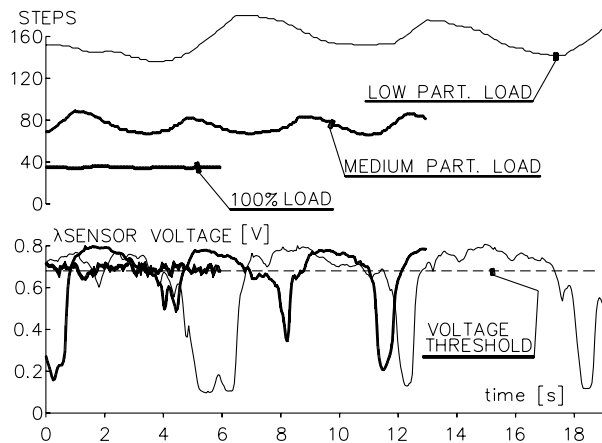


Fig. 8. Behavior of multi-threshold λ -control system

of mixture strength. As the working fluid flow becomes lower the closed-loop response delays more and the system behaves periodically (similarly to a simple one-threshold system). Amplitude and period of periodical fluctuation increase with throttling of the mixture flow. Unlike one-threshold system behavior (Fig. 4) step-motor position shapes (upper part of Fig. 8) do not resemble a symmetrical triangle since driving-pulse frequency changes within one period of periodical motion. This feature is caused by nonlinear shape of λ -sensor voltage due to its nonlinear characteristic as it was briefly described in the comment to Fig. 2.

After carefully performed optimization of electrical and mechanical adjustment, parameters were obtained as they are described in Fig. 9.

In this figure fluctuation of actuator position (upper part of Fig. 9) and sensor voltage (middle part) are visualized by plot of maximum and minimum value recorded during 10-second intervals by a data acquisition system.

In the range from rated regime to zero load (generator disconnected from network, unit still runs at rated speed $\equiv$ 1500 rpm – so-called high idle) conventional part-load characteristic is plotted.

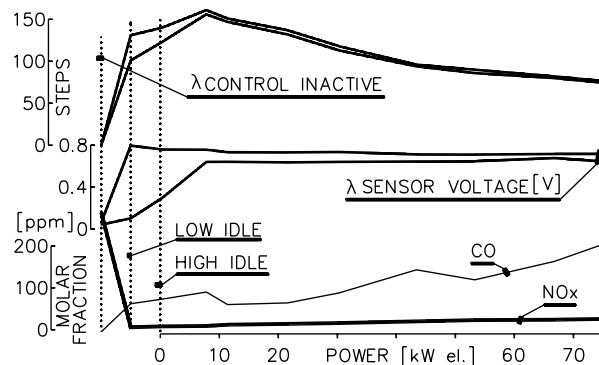


Fig. 9. Final results of optimization

The points with horizontal coordinates of -5 kW were measured by unloaded (disconnected from network) generator and engine speed approx. 1300 rpm (so-called low idle). The points with horizontal coordinates of -10 kW describe situation with λ -control switched off. Negative powers were used as a coordinate only to ensure good readability of graph.

It is seen in Fig. 7 that over whole load range (from rated power to low idle):

- CO emission lies below 1/2 of legislative limit
- NO_x emission lies approx. at the level of 1/10 of legislative limit
- amplitude of fluctuation of sensor voltage and actuator position is low (except for slightly higher amplitudes of sensor voltage variation at engine idle)
- actuator position moves inside the limits (between 0 and 180 steps in this case).

Acknowledgment

Research was supported by Ministry of Education of Czech Republic Project # LN 00B073

Oldřich Polách *

STYK KOLESA S KOĽAJNICOU V POČÍTAČOVEJ SIMULÁCII DYNAMIKY VOZIDLA A DYNAMIKY POHONU NÁPRAVY

CONTACT OF WHEEL AND RAIL IN COMPUTER SIMULATION OF VEHICLE DYNAMICS AND AXLE DRIVE DYNAMICS

V počítačových simuláciách sa používajú rozdielne metódy pre výpočet tangenciálnych síl medzi kolesom a koľajnicou v dynamike vozidla a pri analýze trakčného systému. Pre simuláciu interakcie dynamiky vozidla a jeho pohonu je potrebné tieto metódy skombinovať a vytvoriť jednotný model. Použitím súčiniteľa trenia klesajúceho s rastúcou sklzovou rýchlosťou medzi kolesom a koľajnicou môže byť v simuláciách dynamiky vozidla zohľadnená klesajúca časť sklzovej charakteristiky po prekonaní medze adhézie ako aj najrôznejšie adhézne podmienky.

Navrhovaná metóda výpočtu síl koleso-koľajnica bola testovaná pomocou modelu štvornápravovej lokomotívy v programe ADAMS/Rail. Simulácie jazdy oblúkom s rôznymi ťažnými silami ukazujú jej vplyv na rozdelenie síl medzi kolesom a koľajnicou. Simulácia adhézneho skúšky demonštruje použiteľnosť navrhovanej metódy pre výskum interakcie dynamiky pohonu a dynamiky jazdy vozidla.

In computer simulations different methods are used to calculate tangential wheel-rail forces in vehicle dynamics and in the analysis of traction systems. For the simulation of vehicle dynamics and drive dynamics interaction, the varying methods have to be combined into one method. Using the friction coefficient decreasing with increasing slip velocity between wheel and rail, decreasing part of creep-force function behind the adhesion limit as well as various adhesion conditions can be taken into account in the vehicle dynamics simulations.

The proposed method of wheel-rail forces calculation was tested using an ADAMS/Rail model of a four axle locomotive. The curving simulations with a varying tractive force show the influence on the wheel-rail forces distribution. A simulation of the adhesion test demonstrates the applicability of the proposed method for investigations of drive dynamics and vehicle behaviour interaction.

1. Introduction

Virtual engineering is an increasingly important part of the design process. Computer analyses and numerical simulations are used to test and optimise the product before actually producing it. In the simulation of railway vehicle behaviour the contact between wheel and rail is a crucial factor. Dependent on the type of analyses different mathematical models of the wheel-rail contact can be used. The paper describes the differences in the computation methods of the tangential forces between wheel and rail used in railway vehicle dynamics and in axle drive dynamics.

Standard methods of vehicle dynamics investigate only a part of the complex mechatronic systems of railway traction vehicles. To investigate (e.g. influence of locomotive-tractive effort on the forces between wheel and rail in the curve) influence of traction control parameter on the wheel-rail forces, on the dynamic behaviour of the locomotive or of the train set, etc., the mechanics, electric and electronics have to be simulated simultaneously. The model of wheel-rail forces used in such computer simulations should contain the properties necessary for vehicle dynamics as well as for axle drive and traction-control dynamics. A possible method to be used in the simultaneous investigation of the systems

mentioned above will be presented and verified by comparison with measurements.

2. Methods of wheel-rail forces computation in vehicle dynamics

2.1 Survey of methods used in computer simulations

There are various methods for the computation of wheel-rail forces. The best known methods can be divided into four groups:

- exact theory by Kalker (programme CONTACT)
- simplified theory by Kalker (programme FASTSIM)
- look-up tables
- simplified formulae and saturation functions.

The exact theory by Kalker (computer programme CONTACT [5]) has not been used in the simulations because of its very long calculation time.

The simplified theory used in Kalker's programme FASTSIM [3] is much faster than the exact theory, but the calculation time is still relatively long for use in complicated multi-body systems.

* Doc. Ing. Oldřich Polách, CSc.

Adtranz Schweiz, Zürcherstr. 41, CH-8401 Winterthur, Switzerland,
E-mail:oldrich.polach@ch.adtranz.com

FASTSIM is used in the railway vehicle simulation tools ADAMS, MEDYNA, SIMPACK, GENSY, VOCO.

Another possibility for computer simulations consists in the use of look-up tables with saved pre-calculated values (ADAMS, VAMPIRE). Because of the limited data in the look-up table, there are differences to the exact theory as well. Large tables are more exact, but searching in such large tables consumes calculation time.

Searching for faster methods some authors found approximations based on simple saturation functions (e.g. Vermeulen-Johnson [18], Shen-Hedrick-Elkins [17]). The calculation time using these approximations is short, but there are significant differences to the exact theory especially in the presence of spin. Simple approximations are often used as a fast and less exact alternative to standard methods (e.g. in MEDYNA, VAMPIRE, SIMPACK).

2.2 A time saving method

A very good compromise between the calculation time and the required accuracy allows a fast method for the computation of wheel-rail forces developed by the author [9], [10], [14]. In spite of the simplifications used, spin is taken into consideration. Due to the short calculation time, the method can be used as a substitute for Kalker's programme FASTSIM to save computation time or instead of approximation functions to improve the accuracy.

The proposed method has been used in the simulations in different programmes since 1990. The experience with use of this method in various simulation tools was published in [15]. The algorithm is implemented in ADAMS/Rail as an alternative parallel to FASTSIM and to the table-book. The calculation time is faster than FASTSIM's and usually faster than the table-book as well. The proposed algorithm provides a smoothing of the contact forces in comparison with the table-book and there are no convergence problems during the integration. The programme was tested as user routine in programmes: SIMPACK, MEDYNA, SIMFA and various user's own programmes with very good experience.

The proposed method assumes an ellipsoidal contact area with half-axis a , b and normal stress distribution according to Hertz. The maximum value of tangential stress τ at any arbitrary point is

$$\tau_{max} = f \cdot \sigma \quad (1)$$

where f - coefficient of friction,
 σ - normal stress.

The coefficient of friction f is assumed constant in the whole contact area.

The solution described in [9], [14], based on the work of Freibauer [1], obtains the resulted tangential force (without spin) as

$$F = - \frac{2 \cdot Q \cdot f}{\pi} \left(\frac{\epsilon}{1 + \epsilon^2} + \arctan \epsilon \right) \quad (2)$$

where Q - wheel load

f - friction coefficient

ϵ - gradient of the tangential stress in the area of adhesion

$$\epsilon = \frac{2}{3} \frac{C \cdot \pi \cdot a^2 \cdot b}{Q \cdot f} s \quad (3)$$

where C - proportionality coefficient characterising the contact elasticity (tangential contact stiffness)

s - creep

$$s = \sqrt{s_x^2 + s_y^2} \quad (4)$$

s_x, s_y - creep in x and y directions.

Using the Kalker's linear theory to express the coefficient C , the equation (3) has then the form (in the case of only longitudinal creep)

$$\epsilon = \frac{1}{4} \frac{G \cdot \pi \cdot a \cdot b \cdot c_{11}}{Q \cdot f} s_s \quad (5)$$

where c_{11} - Kalker's coefficient for longitudinal direction [2]

G - modulus of rigidity.

The calculation of tangential forces for general case with combination of longitudinal and lateral creep and spin allows the algorithm published in [14].

The proposed method was verified by making a comparison between curving behaviour calculations used for the computation of wheel-rail forces programme FASTSIM and the proposed method, and by comparison with measurements. A model of the SBB 460 locomotive of the Swiss Federal Railways was built by means of the simulation tool ADAMS/Rail. The locomotive design combines very good curving performance with high maximal speed due to the coupling of wheel sets, realised by a mechanism with a torsion shaft assembled to the bogie frame [12], [13]. The model used in simulations consists of 51 rigid bodies and contains 266 degrees of freedom (Fig. 1). The results, using both calcula-

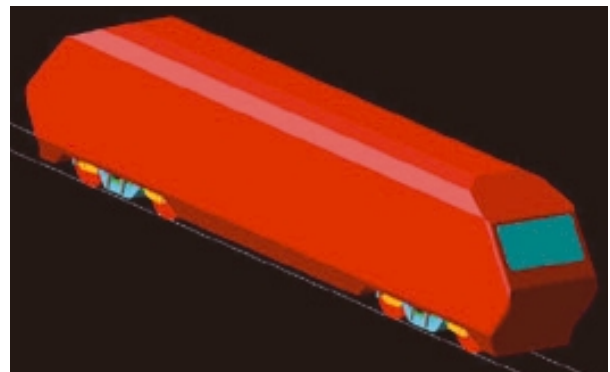


Fig. 1. ADAMS/Rail model of the SBB 460 locomotive of the Swiss Federal Railways

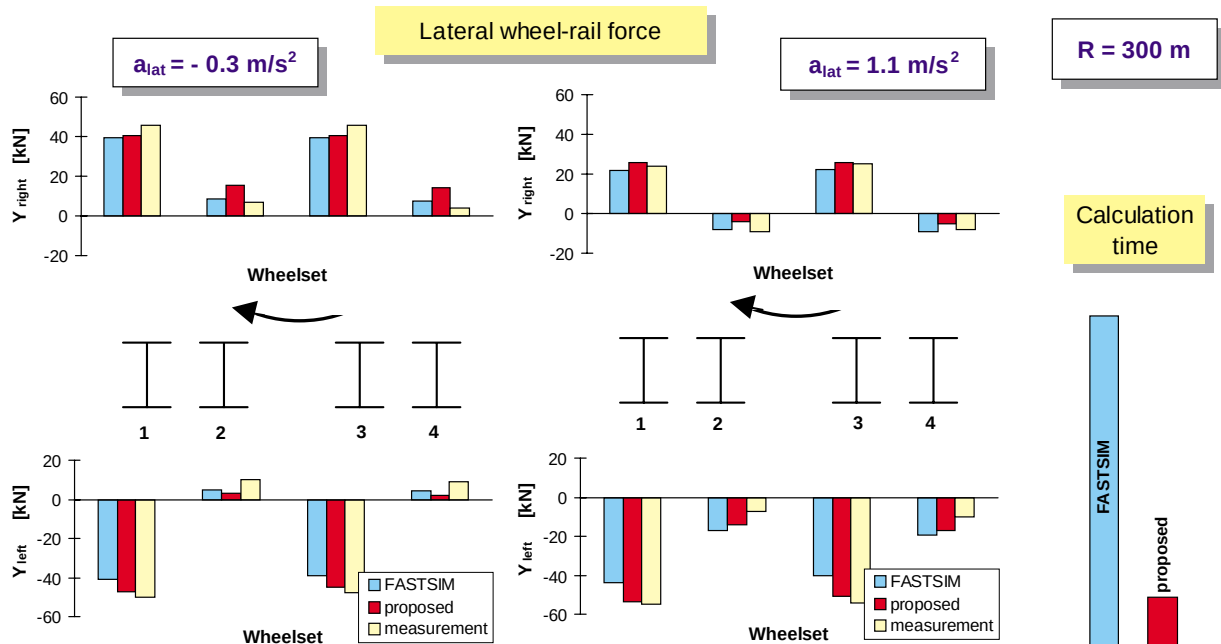


Fig. 2. Measured lateral wheel-rail forces in a curve with 300 m radius compared with the simulations using the method developed by the author [14] and using FASTSIM

tion methods mentioned, are similar, see Fig. 2. However, there is a significant difference in the calculation time. The results computed using the proposed method show good agreement with the measurements. Especially in the case of the leading wheel sets, they are nearer to the actually measured values than the results obtained in the simulations using FASTSIM.

3. Computation of wheel-rail forces useful for simulation of vehicle dynamics and axle drive dynamics interaction

3.1 Differences between the vehicle dynamics and axle drive dynamics

Depending on the aim of the tests, different measured creep-force functions can be found in literature [7]. Because of the variety of measurements, different models are used for the same physical phenomenon – forces between wheel and rail – in the vehicle dynamics and axle drive dynamics (Fig. 3). How is this possible? The reasons for this are different fields of parameters and different areas of investigations.

In vehicle dynamics small creep values are of main importance. Tangential forces in longitudinal as well as in lateral directions influence the vehicle behaviour; therefore, longitudinal and lateral creep as well as spin should be taken into account. Based on the theory of rolling contact, the creep forces depend on the creep as non-dimensional value. The friction coefficient is assumed to be constant. The difference between dry and wet conditions is

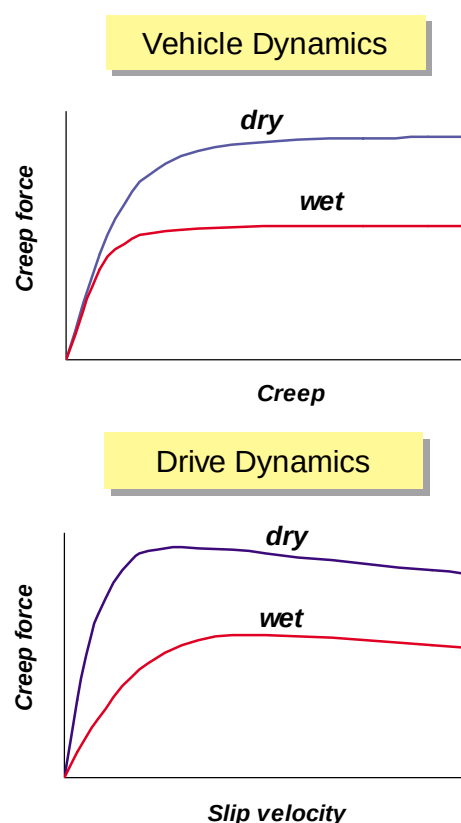


Fig. 3. Differences between the typical creep-force functions used in the vehicle dynamics and in axle drive dynamics

usually expressed only with the value of friction coefficient and not with a change of the creep-force function gradient.

In the drive dynamics large values of longitudinal creep influence its behaviour. In the simulated systems usually only the longitudinal direction is taken into account. Based on the experiments, the creep forces are usually assumed as dependent on the slip velocity between wheel and rail. There is a maximum of creep-force function, so called adhesion optimum, and a decreasing section behind this maximum. The gradient and the form of creep-force functions for wet, dry or other conditions are different.

3.2 Wheel-rail contact model applicable for both vehicle and axle drive dynamics

For the complex simulation of dynamic behaviour of locomotive or traction vehicle in connection with drive dynamics and traction control, high longitudinal creep and decreasing section of creep-force function behind the adhesion limit has to be taken into account. The different wheel-rail models described above have to be combined into one model, which is suitable for both vehicle dynamics and drive dynamics simulations.

A creep-force law with a marked adhesion optimum can be modelled using the friction coefficient decreasing with increasing slip velocity between wheel and rail. The dependence of friction on the slip velocity was observed by various authors and is described in [16], [6], [8].

The variable friction coefficient can be expressed by the following equation

$$f = f_0 \cdot [(1 - A) \cdot e^{-B \cdot w} + A] \quad (6)$$

where f_0 – maximum friction coefficient

w – slip velocity [m/s]

B – coefficient of exponential friction decrease in function of slip velocity [s/m]

A – ratio of limit friction coefficient f_∞ at infinity slip velocity to maximum friction coefficient f_0

$$A = \frac{f_\infty}{f_0}$$

From the point of view of tractive effort and traction dynamics the creep law for bad adhesion conditions is of main importance: wet rail and surface pollution e. g. oil, dirt, moisture. Even for dry conditions the gradient of creep-force functions is usually lower than the theoretical value. The reason of this is layer of moisture, which can be taken into consideration in the “stiffness coefficient” of surface soil [4]. In the vehicle dynamics, these real conditions are taken into account simply with a reduction of Kalker’s creep coefficients [2]. This method is used for the linear creep force law but can be used generally as well.

The combination of

- the friction coefficient as a function of slip velocity between wheel and rail and

- the reduction of Kalker’s creep coefficients

allows

- on the one hand to achieve the form of creep-force function with an adhesion optimum as known from measurements and as necessary for traction investigations
- and on the other hand to keep the principles of creep forces computation in dependence on longitudinal and lateral creep and spin.

In this manner, the creep-force functions can be adapted for various conditions of wheel-rail contact, see Fig 4.

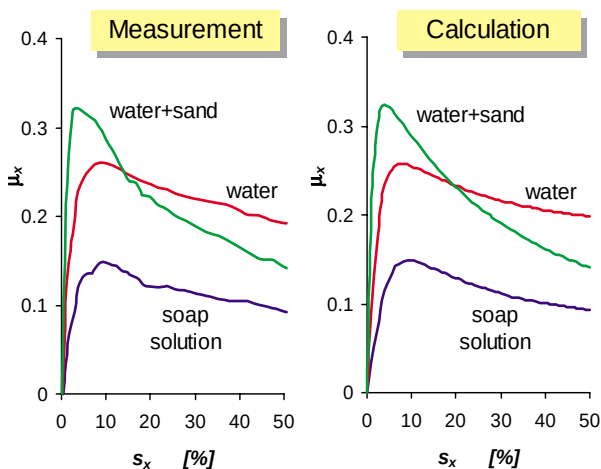


Fig. 4. Modelling of various adhesion conditions using the friction coefficient as function of slip velocity between wheel and rail ($V = 20 \text{ km/h}$)

At the same time, using this principle, the adhesion maximum decreases and parallel to this creep value at this maximum decreases with increasing of vehicle speed, which is a phenomenon well known from measurements. It can be observed on Fig. 5, which

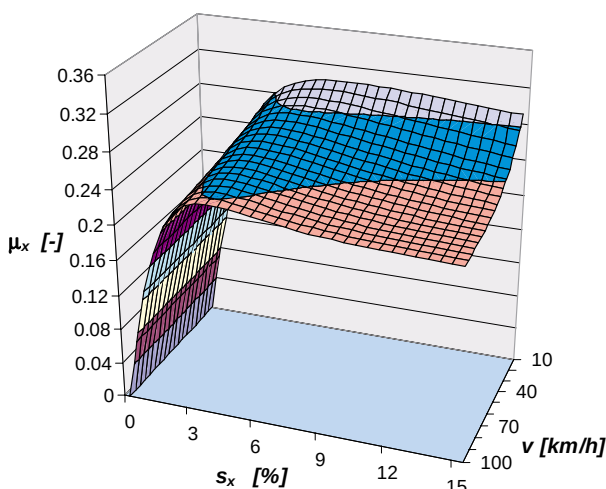


Fig. 5. Influence of vehicle speed on the form of creep-force functions using the friction coefficient as function of slip velocity between wheel and rail

shows examples of creep-force functions modelled using the method according to Polach [14] with the extension described above. The same principles can be used to extend the model of wheel-rail forces based on FASTSIM or any other method of creep force computation.

3.3 Extension of the time-saving method for use in both vehicle and axle drive dynamics

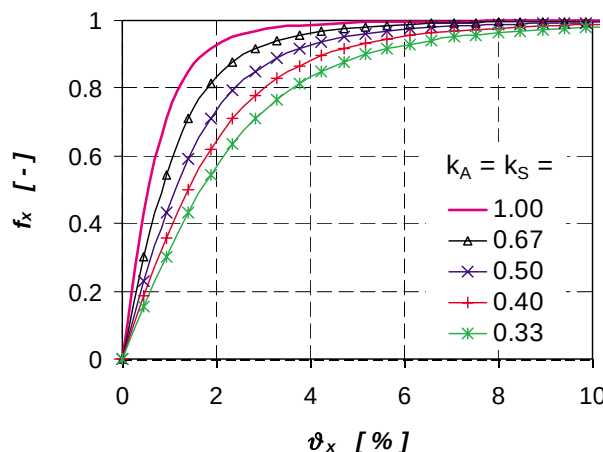
Although the method described above allows reproducing the basic tendencies of measured creep-force functions at high creep values, there are some limitations. To achieve the adhesion optimum at high creep values, a significant reduction of Kalker's coefficients would be necessary (less than 0.1). But the measurements of the creep-force function gradient do not usually show so low values.

The explanation may lie in the combination of dry and wet friction. For small creep values, the area of adhesion extends to the greater part of the contact area. The conditions are similar to dry friction. For large creep values, there is slip in the main part of the contact area. The layer of water or pollution influences the resulted force. The "stiffness coefficient" of surface soil decreases and, as a result of this, the creep-force function changes significantly its gradient.

In spite of complexity of this phenomenon, a good possibility was found to model the wheel-rail contact forces in good agreement with the measured functions using a simple extension of the time saving method proposed by the author [14].

In this method the tangential force (equation (2)) is expressed as a function of the gradient ϵ of the tangential stress (equation (5)). Using a reduction of Kalker's coefficient with a factor k , the equation (5) has the form

$$\epsilon_R = \frac{1}{4} \frac{G \cdot \pi \cdot a \cdot b \cdot k \cdot c_{11}}{Q \cdot f} s_x = k \cdot \epsilon \quad (7)$$



In (2) there are two terms: one of them connected to the area of adhesion, another one to the area of slip. Using different reduction factors k_A in the area of adhesion and k_S in the area of slip, the equation (2) has the form

$$F = - \frac{2 \cdot Q \cdot f}{\pi} \left(\frac{k_A \cdot \epsilon}{1 + (k_A \cdot \epsilon)^2} + \arctan(k_S \cdot \epsilon) \right) \quad (8)$$

Using $k_A > k_S$, there is nearly no reduction of the creep-function gradient at small creepages but a significant reduction of the gradient near saturation. The gradient of the creep-force function at the co-ordinate origin corresponds to the reduction of Kalker's coefficient

$$k = \frac{k_A + k_S}{2} \quad (9)$$

The form of the creep-force functions is more similar to the form of measured functions than with the reduction factor k , see Fig. 6. The diagram shows creep-force functions for longitudinal direction in non-dimensional co-ordinates

- non-dimensional wheel-rail force

$$f_x = \frac{F_x}{Q \cdot f} \quad (10)$$

- non-dimensional longitudinal creep

$$v_x = \frac{G \cdot a \cdot b \cdot c_{11} \cdot s_x}{Q \cdot f} \quad (11)$$

Using the proposed method various measured creep-force functions were modelled. As an example, Fig. 7 shows measurements with the Adtranz SBB 460 locomotive [11]. There are results of seven measurements with speed of 40 km/h on wet rail. The measured points were classified and average values, maximal and minimal values were calculated. Using the model described, parameters were found which provide a creep-force model with a very good agreement with the measurements.

The wheel-rail models with parameters presented above were tested for various speeds and for range of longitudinal creep from

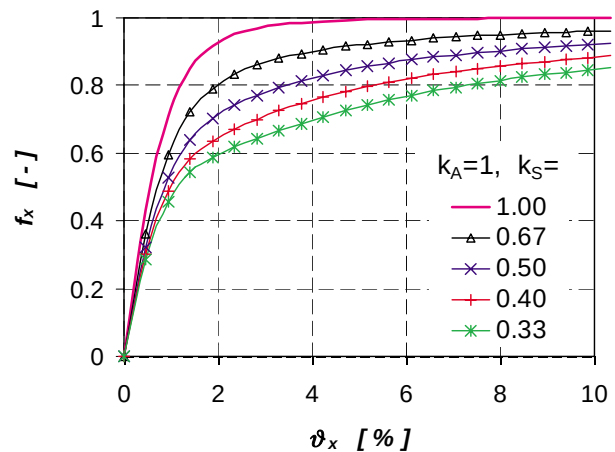


Fig. 6. Reduction of Kalker's coefficients: the standard method (left) and the proposed method with two different reduction factors (right)

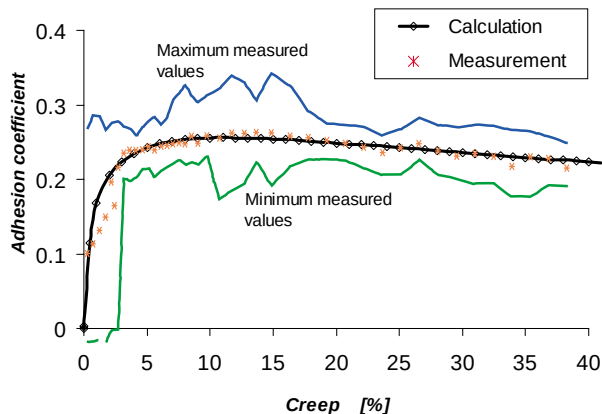


Fig. 7. Model of wheel-rail contact forces based on the measurements with the Adtranz SBB 460 locomotive (7 measurements on wet rails; $V = 40$ km/h; model parameters: $k_A = 0.16$, $k_S = 0.07$, $f_0 = 0.305$, $A = 0.50$, $B = 0.16$ s/m)

very small to high creep values. Even in this large range the results are plausible and the model is not limited to one speed or to a small creep range. Of course, change of conditions in contact of wheel and rail as well as other effects; e. g. the cleaning effect due to large creep (so called rail conditioning) will cause change of wheel-rail model parameters.

The examples confirm that the method gives a very good possibility to model the functionality of wheel-rail contact necessary for the investigation of axle drive systems. Parallel to this the method allows to keep the principles of creep forces computation

in dependence on longitudinal and lateral creep and spin, which is necessary for vehicle dynamics investigations.

As application examples of the proposed wheel-rail model, the quasi-static and dynamic investigations of the influence of locomotive traction effort on the wheel-rail forces and curving behaviour will be presented.

4. Investigation of the influence of locomotive tractive effort on its curving behaviour using the proposed wheel-rail contact model

In order to verify the method of wheel-rail force computation, the ADAMS/Rail model of the SBB 460 locomotive was extended by a full model of the driving system (Fig. 8), and runs through a curve on wet rails were simulated.

Fig. 9 shows the distribution of longitudinal and lateral quasi-static wheel-rail forces in a curve of 300 m radius, running at a speed of 87.7 km/h (lateral acceleration $a_{lat} = 1.0$ m/s²). The wheel-rail forces change with increasing tractive effort. Without tractive effort, there are opposite longitudinal forces on the left and right wheel. With increasing tractive effort the longitudinal forces on the outer wheel of the first wheel set and on the inner wheel of the second wheel set increase. An even distribution of the longitudinal forces will be achieved first on the adhesion limit. The angle between the wheel sets in the horizontal plane (so called steering angle) depends on the tractive effort as well. Without tractive effort, the angle between the wheel sets achieves the maximal

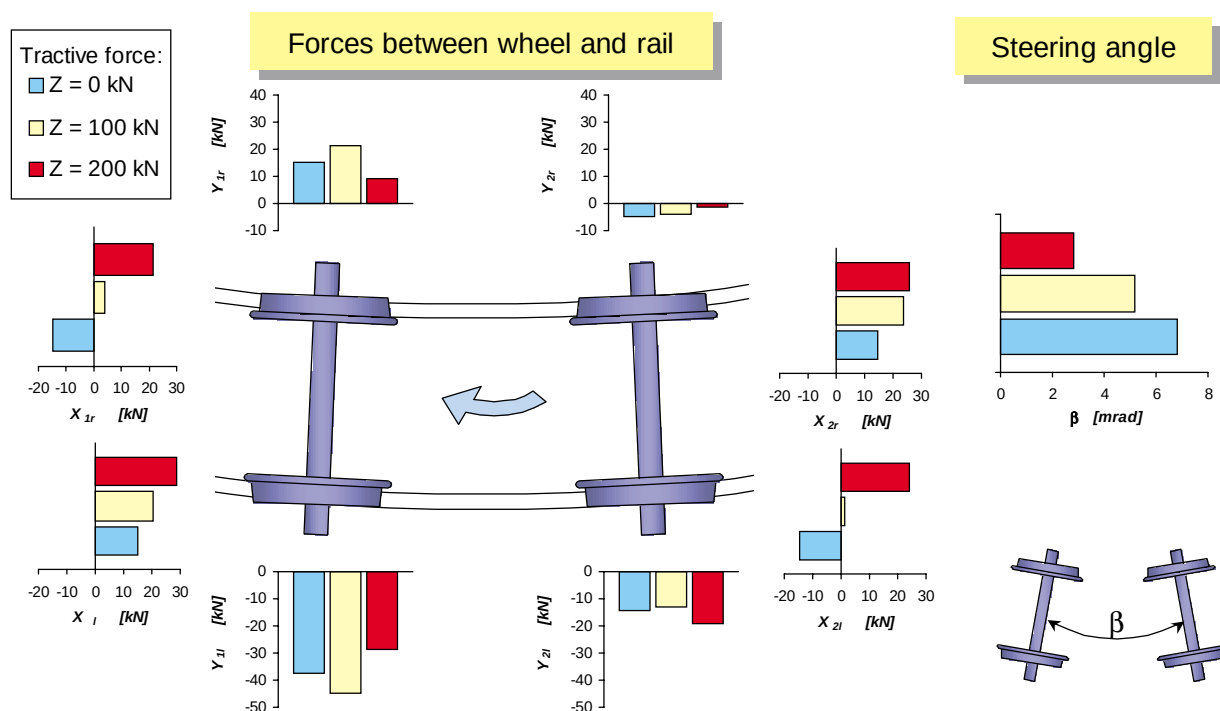


Fig. 9. Longitudinal and lateral wheel-rail forces and steering angle between wheelsets for different tractive effort

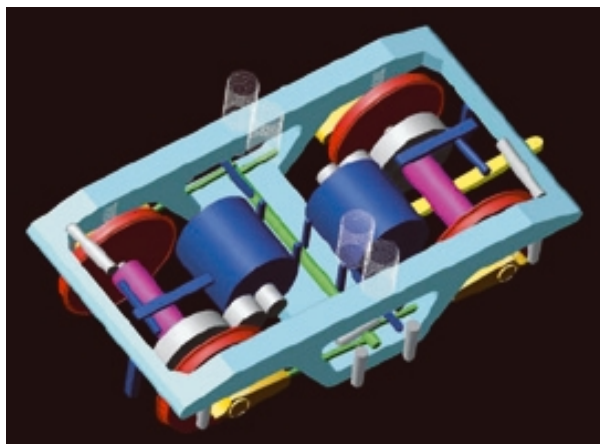


Fig. 8. Model of the locomotive bogie including drive system



Fig. 10. Test composition (test locomotive SBB 460, measuring coach and braking locomotive SBB 460) during the adhesion tests

value due to the steering moment of longitudinal forces. With increasing tractive effort the distribution of longitudinal forces changes as explained before, the steering moment acting on the wheel sets decreases and the steering angle between the wheel sets decreases as well. In spite of this the experience with these locomotives confirms that there is no negative influence on the wear of wheels and rails because of the statistically rare occurrence of maximal tractive effort. On the Gotthard-route the locomotives achieve three to four times longer intervals between the renewals of wheel profiles than the previous ones [19].

In order to test the possibility of simulating the dynamic change of traction torque, the adhesion tests [11] of the locomotive SBB 460 with test composition shown on Fig. 10 were simulated. In the course of curving simulation, the traction torque was increased from zero to the adhesion limit, in a similar way as during the adhesion test measurements. In this manner, a run on the unstable (decreasing) section of creep-force function was simulated. The influence of increased tractive effort on longitudinal and lateral wheel-rail forces and the steering angle between the wheel sets of one bogie were investigated. The simulation results show the same behaviour as observed during the tests. The time plots of traction torque, longitudinal wheel-rail forces, lateral displacements

of the wheel sets relative to track and steering angle between wheel sets for the speed of 70 km/h are shown in Fig. 11. With increasing tractive effort, the wheel set steering ability decreases. Simultaneously, the first wheel set of the bogie moves to the inner rail. The calculation shows the same dynamic behaviour tendency due to the change of the tractive effort as observed during the tests. Thereby the proposed method was proven as suitable for the investigation of problems regarding the interaction of traction dynamics and vehicle behaviour.

5. Conclusions

A fast method for the computation of wheel-rail forces developed by the author allows saving calculation time. With the presented extension of this model, various wheel-rail contact conditions can be modelled. The proposed method is suitable for the investigations of problems regarding the drive dynamics and their interaction with the traction control and vehicle dynamic behaviour. The results calculated using the proposed method show good agreement with measurements and confirm this as a possible way for the simulation of complex mechatronic systems of railway vehicles.

References:

- [1] FREIBAUER, L.: *Adheze kola vozidla na dráze*. Proc. of „VII. vědecká konference VŠDS, 3. sekce: Dopravní technika – část A“, VŠDS Žilina 1983, pp. 214-219
- [2] KALKER, J. J.: *On the rolling contact of two elastic bodies in the presence of dry friction*. Thesis, Delft 1967
- [3] KALKER, J. J.: *A fast algorithm for the simplified theory of rolling contact*. Vehicle System Dynamics 11 (1982), pp. 1-13
- [4] KALKER, J. J.: *Über die Mechanik des Kontaktes zwischen Rad und Schiene*. ZEV-Glasers Annalen 102 (1978), pp. 214-218
- [5] KALKER, J. J.: *Three-dimensional elastic bodies in rolling contact*. Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, Netherlands 1990
- [6] KRAGELSKIJ, I. V., VINOGRADOVA, I. E.: *Koeficienty trenija*. Moskva 1962
- [7] POLÁCH, O.: *Experimentální výzkum adheze v podélném a příčném směru*. Práce a štúdie VŠDS, séria strojnica, 17 (1987), pp. 131-144
- [8] POLÁCH, O.: *On problems of rolling contact between wheel and rail*. Archives of Transport. Polish Academy of Sciences, Vol. 2 (1990), No. 4, pp. 311-330
- [9] POLÁCH, O.: *Matematické modelování adhezní vazby kola a kolejnice*. In: Proc. of the conference „Dynamika kolejových vozidel a železničních tratí“, Mariánské Lázně 1990, pp. 91-96

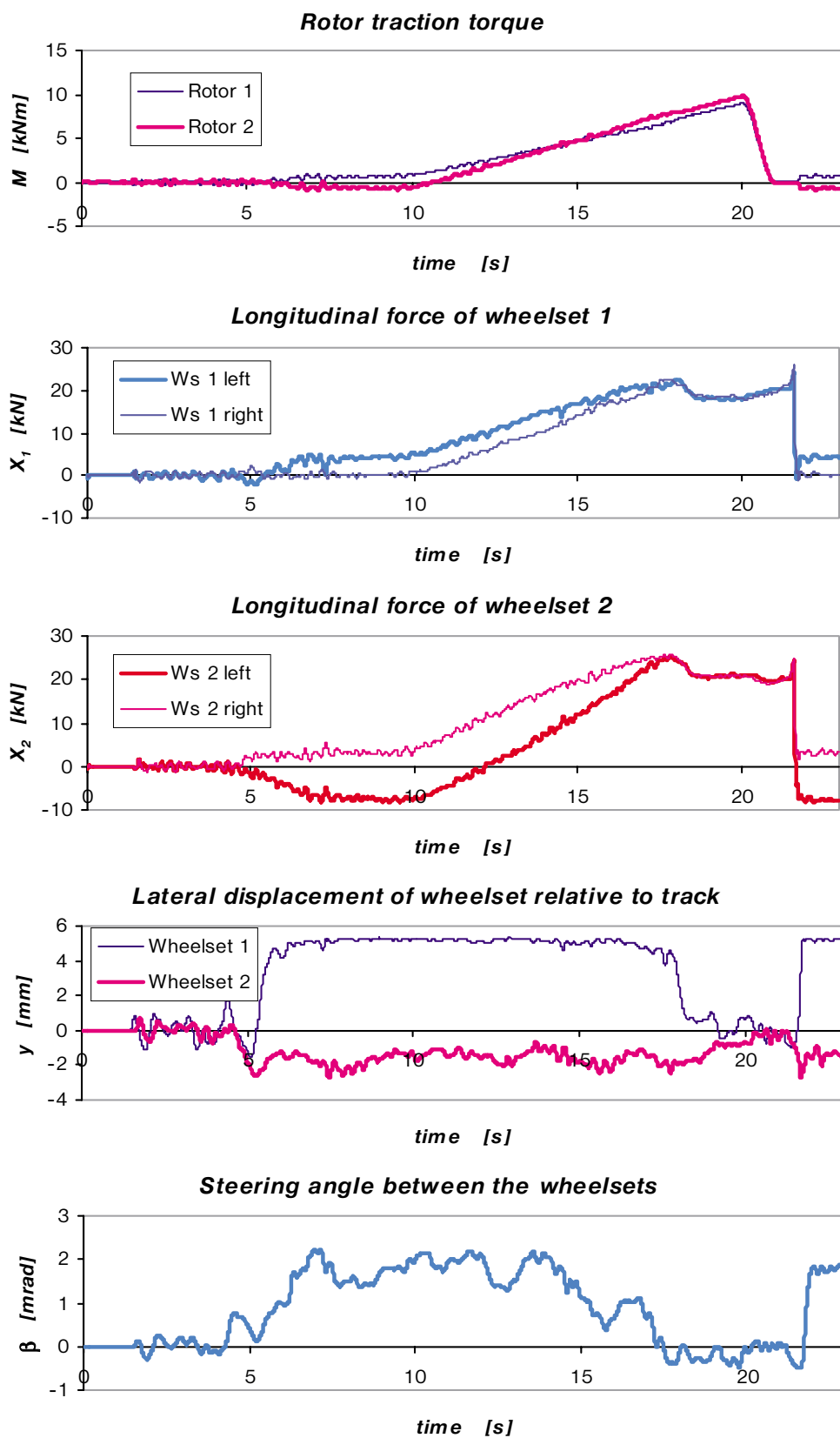


Fig. 11. Time plots of adhesion test simulation (curve $R = 400$ m, $V = 70$ km/h)

- [10] POLÁCH, O.: *Solution of wheel-rail contact forces suitable for calculation of rail vehicle dynamics*. Proc. of the 2nd Int. Conference on Railway Bogies, Budapest, Sept. 14-16, 1992, pp. 10-17
- [11] POLÁCH, O.: *SBB 460 Adhäsionsversuche*. Report No. 414, SLM Winterthur 1992
- [12] POLÁCH, O.: *Lok 2000 aneb vysoké rychlosti na švýcarský způsob*. In: Proc. of the seminar „Železniční vozidla“, Loučen u Nymburka, 1992, part 2, pp. 111-115
- [13] POLÁCH, O.: *Švýcarská lokomotiva SBB 460*. Železnice (1993), No. 5, pp. 16-17
- [14] POLÁCH, O.: *A Fast Wheel-Rail Forces Calculation Computer Code*. Proc. of the 16th IAVSD Symposium, Pretoria, August 1999, Vehicle System Dynamics Supplement 33 (1999), pp. 728-739
- [15] POLÁCH, O.: *Experience with use of a time saving method for wheel-rail forces calculation*. Scientific Papers of the University of Pardubice, Series B, 5 (1999)
- [16] RABINOWICZ, E.: *Friction and wear of materials*. John Wiley and Sons, New York, 1965
- [17] SHEN, Z. Y., HEDRICK, J. K. and ELKINS, J. A.: *A comparison of alternative creep force models for rail vehicle dynamic analysis*. Proc. of the 8th IAVSD-Symposium, Cambridge, MA, August 15-19, 1983, pp. 591-605
- [18] VERMEULEN, P. J., JOHNSON, K. L.: *Contact of non spherical bodies transmitting tangential forces*. Journal of Applied Mechanics, Vol. 31 (1964), pp. 338-340
- [19] MÜLLER, R.: *Veränderungen von Radlaufflächen im Betriebseinsatz und deren Auswirkungen auf das Fahrzeugverhalten (Teil 1)*. ZEV+DET Glasers Annalen, Vol. 122 (1998), No. 11, pp. 675-688

Vladimír Hlavňa – Pavel Fitz – Rastislav Isteník *

ANALÝZA MOBILNÉHO PROSTRIEDKU S DUÁLNYM POJAZDOM

AN ANALYSIS OF A MOBILE VEHICLE WITH DUAL RUN

V príspevku je urobený teoretický rozbor rovinného pohybu modelu mobilného energetického prostriedku s prídavným zariadením. Ďalej sa zaoberá priestorovým riešením pohybu kolesa v duálnom pojazde a dynamikou jeho pohybu. Použitý postup umožňuje veľmi jednoducho a efektívne riešiť vplyv zvolených parametrov na vytýpané parametre stroja. V príspevku je poukázané na vplyv zmeny rýchlosti, hmotnosti, tuhosti a tlmenia na jeho pohyb. Je navrhnutý tiež skúšobný stav na zisťovanie základných vlastností duálneho pojazdu.

Plane motion of a model vehicle with additional equipment is theoretically solved in this paper. The paper further deals with some questions concerning spatial motion of a dual-run wheel and consequences of such motion. The used method allows changing an arbitrary parameter in a very simple and effective way. The objective of the paper is to compare velocity, mass, stiffness and impact of damping on the vehicle motion. A test stand to measure properties of wheel-track-ground interactions was also designed.

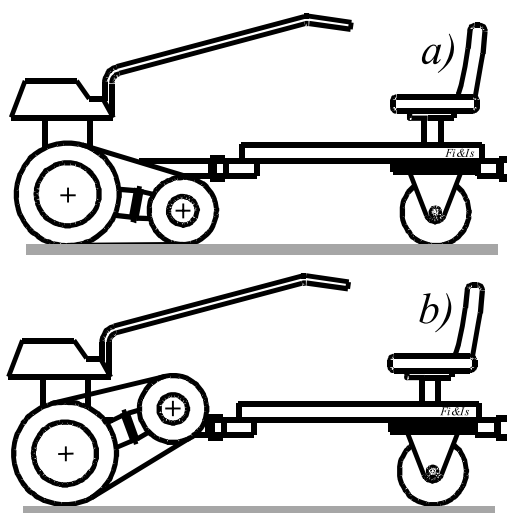
Úvod

V článku je analyzovaný trakčný mobilný prostriedok (malotraktor vo funkcii ťahača s prídavným zariadením – návesom) s duálnym pojazdom (obr. 1).

Introduction

A traction mobile vehicle (a small tractor used as a trailer equipped with an additional device – a semi-trailer) with dual run is analyzed. (Fig. 1).

Duálny pojazd umožňuje činnosť ťahača v pásovom (obr. 1a), alebo kolesovom režime (obr. 1b); je teda kombináciou pásového a kolesového pojazdu. Zabezpečuje funkciu pásu, resp. funkciu kolesa, odvalujúceho sa po vnútornej strane pásu, ktorý je z vonkajšej strany v styku s podložkou. Preto pri určovaní odporu takto riešeného pojazdu je potrebné uvažovať aj s vnútorným valivým odporom kolesa po páse. K riešeniu takéhoto prípadu je výhodné riešiť problém všeobecného prípadu odvalujúceho sa kolesa. Z dôvodu radiálneho kmitania elementov pneumatiky boli zobrať do úvahy aj straty energie, vznikajúce pri kmitaní.



Obr. 1. Malotraktor s návesom s pásom a) nezdvihnutým, resp. b) zdvihnutým

Fig. 1. Small tractor-semi trailer and a track:
a) non-lifted, b) lifted

Pre zvolený dynamický model (obr. 2) s rovnakými parametrami všetkých náprav boli odvodené príslušné pohybové rovnice [6]. Pre rôzne hodnoty parametrov náprav bol vytvorený dynamický model (obr. 6) riešený pomocou programu DYNAST [4]. Hlavným zámerom riešenia modelov je

Dual run enables the tractor to operate in a tracked regime (Fig. 1a), or in a wheel regime (Fig. 1b); it is, therefore, a combination of a tracked and wheel run. It provides an operation of the track or a wheel rolling along the inner side of the track that is in contact with ground on its outer side. When resistance of the run solved in this way is determined it is necessary to take into consideration internal rolling resistance of the wheel along the track. To solve this case it is advantageous to pay attention to a problem of a general case of a rolling wheel. Because of radial vibrations in the tire elements, energy losses resulting from vibrations were also taken into consideration.

For the chosen dynamic model (Fig. 2) featuring the same parameters for all axles, the corresponding equations of motion [6] were derived. A dynamic model (Fig. 6) was designed for different values of axle parameters and was solved by means of the program DYNAST [4]. The main objective of

* Prof. Ing. Vladimír Hlavňa, PhD., Ing. Pavel Fitz, PhD., Ing. Rastislav Isteník, PhD.

University of Žilina, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Railway Vehicles, Engines and Lifting Equipment,
E-mail: hlavna@fstroj.utc.sk

analýza vplyvu niektorých parametrov malotraktora (hmotnosť motora, vplyvy tuhostí a tlmení pneumatík, vplyvy niektorých rozmerov a pod.) na jeho ergonomické vlastnosti, mechanické namáhanie atď.

Na overenie niektorých vlastností duálneho pojazdu malotraktora bolo navrhnuté príslušné zariadenie, umožňujúce merať jeho vlastnosti pri priamej jazde a pri zatáčaní.

1. Dynamický model sústavy s rovnakými parametrami náprav

Na obr. 2 je znázornený dynamický model ťahača s návesom, kde sú za súradnice zvolené: zvislé posunutia x_1, x_2 ťažísk T_t, T_n a natočenie φ_1 ťahača. Systém má 3° voľnosti. Deformácie pružín ξ , ako aj súradnice x a φ boli merané vzhľadom na rovnovážnú polohu. Potenciálna energia tiaží bola zanedbaná.

Predpoklady: $(x) \uparrow x, \dot{x}, \ddot{x}, F_x; (+) \downarrow \varphi, \dot{\varphi}, \ddot{\varphi}; \varphi_1 \geq \varphi_2; x_1 \geq x_2$

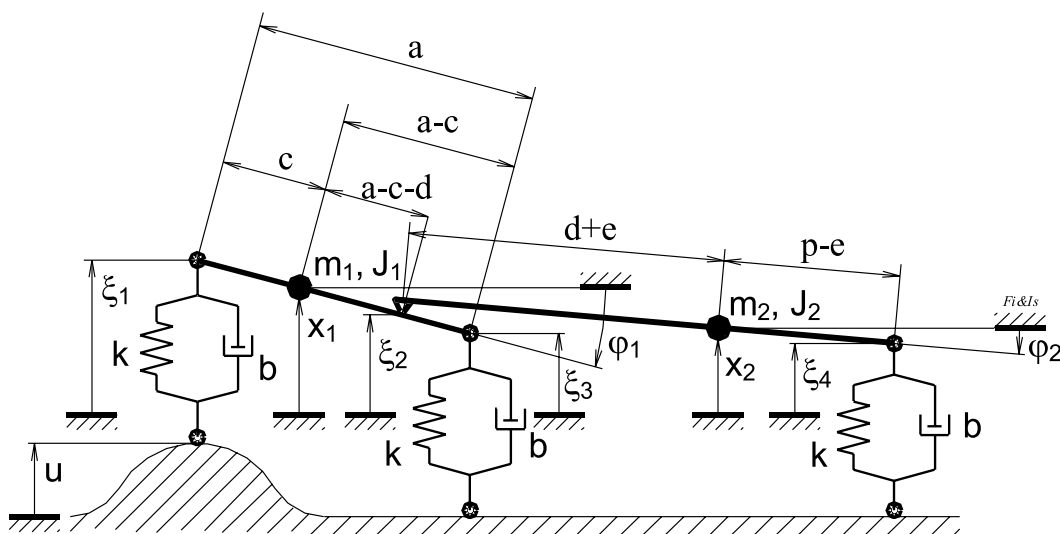
the model solution is an analysis of impact of some parameters of the tractor-semi trailer (engine mass, influences of the tire stiffness and damping, impact of some dimensions, etc.) on its ergonomic properties, mechanical stress, etc.

To verify some properties of the tractor-semi trailer with dual run specific equipment was designed to measure its characteristics during a straightforward run as well as during turning.

1. A dynamic model of the system featuring the same parameters of all axles

Fig. 2 presents a dynamic model of a tractor-semi trailer in which vertical displacements x_1, x_2 of centers of gravity T_t, T_n and swivel of the φ_1 trailer were chosen as coordinates. The system has three degrees of freedom. Deformations of springs ξ , as well as coordinates x and φ were measured with regard to the equilibrium position. Potential energy of masses was neglected.

Assumptions: $(x) \uparrow x, \dot{x}, \ddot{x}, F_x; (+) \downarrow \varphi, \dot{\varphi}, \ddot{\varphi}; \varphi_1 \geq \varphi_2; x_1 \geq x_2$



Obr. 2. Schéma ťahača s návesom

Fig. 2. A tractor-semi trailer

Deformácie pružín môžeme vyjadriť pomocou geometrických rozmerov, uvedených na obr. 2.

Spring deformations can be expressed by means of the geometric dimensions given in Fig. 2.

$$\xi_1 = x_1 - u_1 + c \cdot \varphi_1, \quad \xi_2 = x_1 - u_2 - (a - c) \cdot \varphi_1, \quad \varphi_2 = (x_1 - x_2 - (a - c - d) \cdot \varphi_1) / (d + e)$$

$$\xi_4 = x_2 - u_3 - ((p - e) \cdot (x_1 - x_2 - (a - c - d) \cdot \varphi_1) / (d + e).$$

Ako kinematické budenie bola zvolená ojedinelá nerovnosť tvaru:

Rare unevenness of surface was chosen as kinematic excitation:

$$u_{(x)} = 0.05(1 - \cos(\pi \cdot x)), \quad u_{[t]} = 0.05[1 - \cos(\pi \cdot v \cdot t)],$$

$$u_1 = u[t], \quad u_2 = u[t + a/v], \quad u_3 = u[t + (a + p)/v].$$

Pohybové rovnice boli zostavené pomocou Lagrangeových rovníc druhého druhu:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial Ek}{\partial \dot{x}_1} \right) + \frac{\partial D}{\partial \dot{x}_1} + \frac{\partial Ep}{\partial \dot{x}_1} = 0, \quad \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial Ek}{\partial \dot{x}_2} \right) + \frac{\partial D}{\partial \dot{x}_2} + \frac{\partial Ep}{\partial \dot{x}_2} = 0, \quad \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial Ek}{\partial \dot{\varphi}_1} \right) + \frac{\partial D}{\partial \dot{\varphi}_1} + \frac{\partial Ep}{\partial \dot{\varphi}_1} = 0.$$

Ich aplikovaním na riešený prípad možno dostať výsledné pohybové rovnice (platia pre malé uhly φ_1, φ_2) danej sústavy (pričom platí $L = d + e, P = p - e, N = a - c$):

$$\left(m_1 + \frac{J_2}{L^2} \right) \ddot{x}_1 - \left(\frac{J_2}{L^2} \right) \ddot{x}_2 - \left(\frac{J_2 N}{L^2} \right) \ddot{\varphi}_1 + \dot{x}_1 \left(2 + \frac{P^2}{L^2} \right) b - \dot{x}_2 \left(\frac{P}{L} + \frac{P^2}{L^2} \right) b + \dot{\varphi}_1 \left((2c - a) - \frac{P^2 N}{L^2} \right) b - \dot{u}_1 b - \dot{u}_2 b + \dot{u}_3 \left(\frac{P}{L} \right) b + x_1 \left(2 + \frac{P^2}{L^2} \right) k - x_2 \left(\frac{P}{L} + \frac{P^2}{L^2} \right) k + \varphi_1 \left((2c - a) - \frac{P^2 N}{L^2} \right) k - u_1 k - u_2 k + u_3 \left(\frac{P}{L} \right) k = 0, \quad (1)$$

$$- \left(\frac{J_2}{L^2} \right) \ddot{x}_1 + \left(m_2 - \frac{J_2}{L^2} \right) \ddot{x}_2 + \left(\frac{J_2 N}{L^2} \right) \ddot{\varphi}_1 - \dot{x}_1 \left(\frac{P}{L} + \frac{P^2}{L^2} \right) b + \dot{x}_2 \left(1 + \frac{P}{L} \right)^2 b + \dot{\varphi}_1 \left(\frac{PN}{L} + \frac{P^2 N}{L^2} \right) b - \dot{u}_3 \left(1 + \frac{P}{L} \right) b - x_1 \left(\frac{P}{L} + \frac{P^2}{L^2} \right) k + x_2 \left(1 + \frac{P}{L} \right)^2 k + \varphi_1 \left(\frac{PN}{L} + \frac{P^2 N}{L^2} \right) k - u_3 \left(1 + \frac{P}{L} \right) k = 0, \quad (2)$$

$$- \left(\frac{J_2 N}{L^2} \right) \ddot{x}_1 + \left(\frac{J_2 N}{L^2} \right) \ddot{x}_2 + \left(J_1 + \frac{N^2}{L^2} \right) \ddot{\varphi}_1 + \dot{x}_1 \left(2 - \frac{P^2 N}{L^2} \right) b + \dot{x}_2 \left(\frac{PN}{L} + \frac{P^2 N}{L^2} \right) b - \dot{\varphi}_1 \left(c + (c - a)^2 + \frac{P^2 N}{L^2} \right) b - \dot{u}_1 b - \dot{u}_2 b - \dot{u}_3 \left(\frac{PN}{L} \right) b + x_1 \left(2 + \frac{P^2 N}{L^2} \right) k + x_2 \left(\frac{PN}{L} + \frac{P^2 N}{L^2} \right) k - \varphi_1 \left(c + (c - a)^2 + \frac{P^2 N}{L^2} \right) k - u_1 k - u_2 k - u_3 \left(\frac{PN}{L} \right) k = 0. \quad (3)$$

Pri požiadavke zohľadnenia rozdielnosti parametrov jednotlivých náprav (radiálna tuhosť pneumatiky, kinematické, dynamické a energetické vlastnosti ...), musia byť tieto vo výpočtoch rešpektované, ako je uvedené ďalej.

2. Kinematika kolesa v duálnom vozidle

Z hľadiska kinematiky sú pri odvažovaní kolesa možné tri prípady. Ak v stykovej ploche kolesa a podložky nedochádza k vzájomnému pohybu, ide o ideálne odvažovanie (prípady vlečeného kolesa). V prípade, že v dotykovej ploche dochádza k relatívnemu pohybu, ide o odvažovanie s preklzom (prenos hnacej sily), resp. odvažovanie so šmykom (prenos brzdného sily). V duálnom vozidle je možný výskyt všetkých spomenutých prípadov. Nezávisí to len od toho, aká sila je prenášaná (hnacia resp. brzdná), ale aj od toho, či sa koleso odvažuje po pásu s hladkým vnútorným povrchom, alebo je zabezpečený bezsklzový styk kolesa a pásu vhodným dezénom pneumatiky kolesa a tvarovaním vnútornej plochy pásu.

Pri určovaní súčiniteľa odporu valenia duálneho vozidla je potrebné zohľadniť jeho špecifiká. Dochádza tu k odvažovaniu pružného kolesa po vnútornej strane pásu a k odvažovaniu pružného pásu po pružnej podložke. V prípade, že bude pôsobiť bočná

Equations of motion were constructed by means of Lagrange equations of second type:

Applying the above mentioned for the solved case we get the resultant equations (hold for small angles φ_1, φ_2) of the system (while the following relation holds $L = d + e, P = p - e, N = a - c$):

In compliance with the requirement of paying attention to differences in parameters of particular axles (radial stiffness of a tire, kinematics, dynamic and energetic characteristics, ...), these have to be respected in calculations, as will be shown later.

2. Kinematics of a wheel with dual run

From the viewpoint of kinematics there are three possible cases during a wheel rolling. If there is no reciprocal motion in the contact patch of a wheel and ground it is a case of ideal rolling (a case of a towed wheel). When there is relative motion in the contact area, it is a case of rolling with slip (transmission of tractive effort) or rolling with skid (transmission of braking effort). In dual run all three above mentioned cases are possible. It does not only depend on type of effort which is transmitted (tractive or braking), but also on the fact whether the wheel is rolling along the track having a smooth inner surface or whether slide-free contact of the wheel and the track is provided by means of a suitable tread of the wheel tire and also by the shaping of the inner surface of the track.

When determining the coefficient of rolling resistance of dual run it is necessary to pay attention to its specific features. A flexible wheel rolls along the inner side of the track and a flexible track rolls along flexible ground. If there is side force acting on

silu, bude dochádzať k vytváraniu mikrozón preklzávania nielen elementov behúňa pneumatiky po vnútornej ploche pásu, ale aj elementov vonkajšej plochy pásu po podložke a k bočnej deformácii pneumatiky i pásu. To spôsobí hysterézne straty v pružných členoch systému. Dôsledkom tohto je ekvivalentné zvýšenie valivého odporu duálneho pojazdu.

V prípade, že je potrebné riešiť nielen kinematické ale aj dynamické problémy odvalujúceho kolesa, je vhodné zaviesť tri súradné pravouhlé systémy, ktoré sú charakterizované jednotkovými vektormi a ďalej uvedenými súvislosťami – obr. 3.

Prvý – vzťažný, nepohyblivý systém so súradnými osami x_n, y_n, z_n a jednotkovými vektormi $\vec{i}_n, \vec{j}_n, \vec{k}_n$.

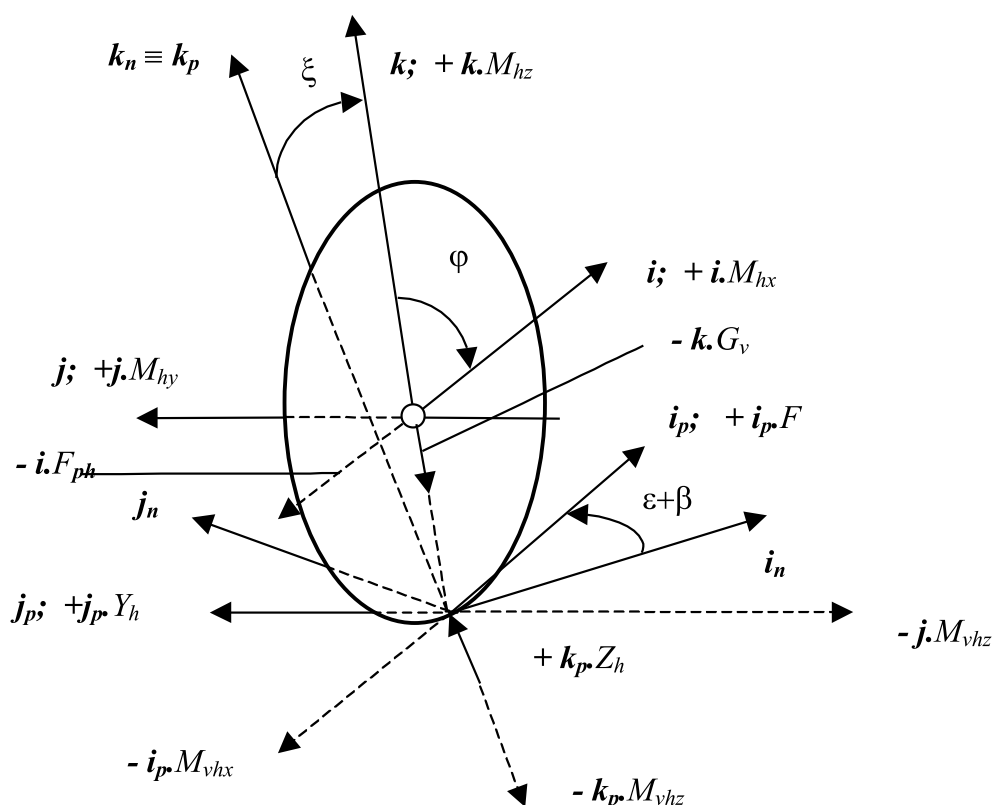
Druhý súradný systém x, y, z ($\vec{i}, \vec{j}, \vec{k}$) je situovaný do stredu kolesa tak, že jednotkový vektor $\vec{j}$ je totožný s osou otáčania kolesa. Smer pohybu kolesa je všeobecný, pretože zohľadňuje uhol smerovej odchýlky kolesa (nie je totožný s $\vec{i}_n$ ani s $\vec{i}$).

run, micro zones of sliding not only of elements of the tire tread along the inner surface of the track but also of the elements of the outer surface of the track along the ground occur together with lateral deformation of both the tire and the track. It will bring about hysteresis losses in elastic members of the system. The result will be an equivalent increase of rolling resistance of dual run.

When not only kinematics but also dynamic problems of the rolling wheel are to be solved it is good to work with three coordinate rectangular systems characterized by unit vectors and dependences introduced further – Fig. 3.

The first reference fixed system with coordinate axes x_n, y_n, z_n and unit vectors $\vec{i}_n, \vec{j}_n, \vec{k}_n$.

The second coordinate system x, y, z ($\vec{i}, \vec{j}, \vec{k}$) is situated in the center of the wheel so that the unit vector $\vec{j}$ is identical with the axis of the wheel turning. The direction of the wheel motion is general because it respects the slip angle of tire (it is identical neither with $\vec{i}_n$ nor with $\vec{i}$).



Obr. 3. Situovanie troch súradných systémov; sily a momenty
Fig. 3. Location of three coordinate systems; forces and moments

Tretí súradný systém osami x_p, y_p, z_p a jednotkovými vektormi $\vec{i}_p, \vec{j}_p, \vec{k}_p$ je spojený s pásom tak, že $\vec{i}_p \equiv \vec{i}$ a $\vec{k}_p \equiv \vec{k}$.

Vzájomné súvislosti medzi uvedenými súradnými systémami možno vyjadriť pomocou natočenia jedného systému voči druhému. Napr. pri otočení vektora $\vec{r}$ o malý uhol κ (kedy možno predpo-

The third coordinate system is connected with the track by means of the axes x_p, y_p, z_p and the unit vectors $\vec{i}_p, \vec{j}_p, \vec{k}_p$ so that $\vec{i}_p \equiv \vec{i}$ and $\vec{k}_p \equiv \vec{k}$.

Mutual dependences among the mentioned coordinate systems can be expressed by means of swiveling of one system against another. For example, when the vector $\vec{r}$ is turned by a small angle

kladaf, že $\sin \kappa = \kappa$ a $\cos \kappa = 1$) - obr. 4 - vyplýva pre natočený vektor vzťah

$$\vec{r}_o = \vec{r} + \kappa \cdot \vec{r}. \quad (4)$$

Ak jednotkový vektor $\vec{i}_p$ vyplýva z otočenia $\vec{i}$ o $(\epsilon + \beta) \cdot \vec{k}_n$, potom platí vzťah

$$\vec{i}_p = \vec{i}_n + (\epsilon + \kappa) \vec{k}_n \cdot \vec{i}_n, \text{ resp.}$$

$$\vec{i}_p = \vec{i}_n + (\epsilon + \kappa) \vec{j}_n, \quad (5)$$

v ktorom ϵ je odklon nadstavby vozidla od zvislej osi a β je natočenie kolesa - čiže relatívny uhol pohybu nadstavby. Výraz $(\epsilon + \beta)$ je absolútny uhlový pohyb kolesa.

Podobne aj pre $\vec{j}$ vyplýva z dvoch natočení $\vec{j}_n$ o $(\epsilon + \beta) \cdot \vec{k}_n + \xi \cdot \vec{i}_p$, kde ξ je uhol odklonu kolesa

$$\vec{j} = \vec{j}_n + ((\epsilon + \beta) \cdot \vec{k}_n + \xi \cdot \vec{i}_n + \xi \cdot (\epsilon + \beta) \cdot \vec{j}_n) \cdot \vec{j}_n. \quad (6)$$

Ak budú zanedbané malé veličiny druhého rádu, potom platia vzťahy

$$\vec{j} = \vec{j}_n + ((\epsilon + \beta) \cdot \vec{k}_n + \xi \cdot \vec{i}_n) \cdot \vec{j}_n,$$

$$\text{resp. približne } \vec{j} = -(\epsilon + \beta) \cdot \vec{i}_n + \vec{j}_n + \xi \cdot \vec{k}_n. \quad (7)$$

Pre všetky ďalšie prepočty vrátane vzťahov (5) a (6) možno použiť ďalej uvedené schémy vzájomných väzieb:

	$\vec{i}_n$	$\vec{j}_n$	$\vec{k}_n$	
$\vec{i}$	1	$\epsilon + \beta$	0	(8)
$\vec{j}$	$-(\epsilon + \beta)$	1	ξ	
$\vec{k}$	0	$-\xi$	1	

	$\vec{i}_n$	$\vec{j}_n$	$\vec{k}_n$	
$\vec{i}_p$	1	$\epsilon + \beta$	0	(9)
$\vec{j}_p$	$-(\epsilon + \beta)$	1	0	
$\vec{k}_p$	0	0	1	

	$\vec{i}_p$	$\vec{j}_p$	$\vec{k}_p$	
$\vec{i}$	1	0	0	(10)
$\vec{j}$	0	1	ξ	
$\vec{k}$	0	$-\xi$	1	

Rýchlosť $\vec{v}_k$ ťažiska kolesa možno v pohyblivom súradnom systéme určiť zo vzťahu

$$\vec{v}_k = \dot{x} \vec{i} + \dot{y} \vec{j} + \dot{z} \vec{k}, \quad (11)$$

κ (we can assume that $\sin \kappa = \kappa$ and $\cos \kappa = 1$) - Fig. 4 - the following relation results for the vector of swiveling

$$\vec{r}_o = \vec{r} + \kappa \cdot \vec{r}. \quad (4)$$

If the unit vector $\vec{i}_p$ results from the swiveling of $\vec{i}$ by $(\epsilon + \beta) \cdot \vec{k}_n$ then the following relation holds

$$\vec{i}_p = \vec{i}_n + (\epsilon + \kappa) \vec{k}_n \cdot \vec{i}_n \text{ or}$$

$$\vec{i}_p = \vec{i}_n + (\epsilon + \kappa) \vec{j}_n, \quad (5)$$

in which ϵ is deflection of the vehicle superstructure from the vertical axis

and β is steering of the wheel, i. e. a relative angle of the superstructure motion. The expression $(\epsilon + \beta)$ is an absolute angular motion of the wheel.

Similarly, it also results for $\vec{j}$ from two swivels of $\vec{j}_n$ by $(\epsilon + \beta) \cdot \vec{k}_n + \xi \cdot \vec{i}_p$, where ξ is a camber angle

$$\vec{j} = \vec{j}_n + ((\epsilon + \beta) \cdot \vec{k}_n + \xi \cdot \vec{i}_n + \xi \cdot (\epsilon + \beta) \cdot \vec{j}_n) \cdot \vec{j}_n. \quad (6)$$

If small quantities of second order are neglected, then the following relations will hold

$$\vec{j} = \vec{j}_n + ((\epsilon + \beta) \cdot \vec{k}_n + \xi \cdot \vec{i}_n) \cdot \vec{j}_n,$$

$$\text{or, approx. } \vec{j} = -(\epsilon + \beta) \cdot \vec{i}_n + \vec{j}_n + \xi \cdot \vec{k}_n. \quad (7)$$

The following diagrams can be used for all other calculations, including the relations (5) and (6)

	$\vec{i}_n$	$\vec{j}_n$	$\vec{k}_n$	
$\vec{i}$	1	$\epsilon + \beta$	0	(8)
$\vec{j}$	$-(\epsilon + \beta)$	1	ξ	
$\vec{k}$	0	$-\xi$	1	

	$\vec{i}_n$	$\vec{j}_n$	$\vec{k}_n$	
$\vec{i}_p$	1	$\epsilon + \beta$	0	(9)
$\vec{j}_p$	$-(\epsilon + \beta)$	1	0	
$\vec{k}_p$	0	0	1	

	$\vec{i}_p$	$\vec{j}_p$	$\vec{k}_p$	
$\vec{i}$	1	0	0	(10)
$\vec{j}$	0	1	ξ	
$\vec{k}$	0	$-\xi$	1	

Velocity $\vec{v}_k$ of the center of gravity of the wheel in the movable coordinate system can be determined from the relation

$$\vec{v}_k = \dot{x} \vec{i} + \dot{y} \vec{j} + \dot{z} \vec{k}, \quad (11)$$

a pre zrýchlenie platí vzťah

$$\frac{d\vec{v}_k}{dt} = \ddot{x} \cdot \vec{i} + \ddot{y} \cdot \vec{j} + \ddot{z} \cdot \vec{k} + \dot{x} \frac{d\vec{i}}{dt} + \dot{y} \frac{d\vec{j}}{dt} + \dot{z} \frac{d\vec{k}}{dt}. \quad (12)$$

V uvedenom vzťahu pre zrýchlenie možno derivácie vektorov pohyblivej sústavy vyjadriť pomocou vektorov nepohyblivej sústavy v zmysle prepočtu (8). Derivácie vektorov nepohyblivej sústavy podľa času sú rovné nule. Teda pre $\vec{i} = \vec{i}_n + (\epsilon + \beta) \cdot \vec{j}_n$ platí

$$\frac{d\vec{i}}{dt} = (\dot{\epsilon} + \dot{\beta}) \cdot \vec{j}_n, \quad (13)$$

a vektor $\vec{j}_n$ možno transformovať späť do pôvodnej sústavy. Ak budú zanedbané malé veličiny druhého rádu potom platia vzťahy

$$\begin{aligned} \frac{d\vec{i}}{dt} &= (\dot{\epsilon} + \dot{\beta}) \cdot \vec{j}_n, \\ \frac{d\vec{j}}{dt} &= -(\dot{\epsilon} + \dot{\beta}) \cdot \vec{i} + \dot{\xi} \cdot \vec{k}, \\ \frac{d\vec{k}}{dt} &= -\dot{\xi} \cdot \vec{j}, \end{aligned} \quad (14)$$

Po dosadení vzťahov (14) do vzťahu (12) a potom do vzťahu pre pohybovú rovnicu – obr. 3, ktorá má tvar

$$m_k \cdot \frac{d\vec{v}_k}{dt} = F\vec{i}_p + Y_h\vec{j}_p + Z_h\vec{k}_p - F_{ph}\vec{i} - F_{yh}\vec{j} - G_v\vec{k} - G_k\vec{k}_p, \quad (15)$$

sa získajú tri skalárne pohybové rovnice pre smery

$$\vec{i}: \quad m_k[\ddot{x} - \dot{y}(\dot{\epsilon} + \dot{\beta})] = F - F_{ph}, \quad (16)$$

$$\vec{j}: \quad m_k[\ddot{y} + \dot{x}(\dot{\epsilon} + \dot{\beta}) - \dot{z}\dot{\xi}] = Y_h - F_h + \xi(Z_h - G_k), \quad (17)$$

$$\vec{k}: \quad m_k(\ddot{z} + \dot{y}\dot{\xi}) = Z_h - (G_v - G_k) - \xi Y_h. \quad (18)$$

Zmena momentu hybnosti, je rovná výslednému momentu vonkajších síl vzhľadom k ťažisku kola

$$\vec{K}_k = \sum \vec{M}_k. \quad (19)$$

Moment hybnosti $\vec{K}_k$ je funkciou nezávislej uhlovej rýchlosti

$$\vec{\omega} = \omega_x \vec{i} + \omega_y \vec{j} + \omega_z \vec{k}, \quad (20)$$

ktorej zložky možno vyjadriť v pohyblivom súradnom systéme, takže

$$\vec{K}_k = (J_x \omega_x - J_{xy} \omega_y - J_{xz} \omega_z) \cdot \vec{i} + (-J_{xy} \omega_x + J_y \omega_y - J_{yz} \omega_z) \cdot \vec{j} + (-J_{xy} \omega_x - J_{yz} \omega_y + J_z \omega_z) \cdot \vec{k}. \quad (21)$$

Dosadením zložiek vektora uhlovej rýchlosti $\vec{\omega}$ (a pri zanedbaní malých veličín druhého rádu)

$$\vec{\omega} = \dot{\xi} \cdot \vec{i} + \dot{\phi} \cdot \vec{j} + (\dot{\epsilon} + \dot{\beta}) \cdot \vec{k}, \quad (22)$$

and the following relation holds for acceleration

$$\frac{d\vec{v}_k}{dt} = \ddot{x} \cdot \vec{i} + \ddot{y} \cdot \vec{j} + \ddot{z} \cdot \vec{k} + \dot{x} \frac{d\vec{i}}{dt} + \dot{y} \frac{d\vec{j}}{dt} + \dot{z} \frac{d\vec{k}}{dt}. \quad (12)$$

In the above mentioned relation for acceleration derivations of the vectors of the movable system can be expressed by means of the vectors of the fixed system according to the calculation (8). The derivations of the vectors of the fixed system according to time are equal to zero. Hence, for $\vec{i} = \vec{i}_n + (\epsilon + \beta) \cdot \vec{j}_n$ holds

$$\frac{d\vec{i}}{dt} = (\dot{\epsilon} + \dot{\beta}) \cdot \vec{j}_n, \quad (13)$$

and vector $\vec{j}_n$ can be transformed back to the original system. If small quantities of second order are neglected, then the following relations will hold

$$\begin{aligned} \frac{d\vec{i}}{dt} &= (\dot{\epsilon} + \dot{\beta}) \cdot \vec{j}_n, \\ \frac{d\vec{j}}{dt} &= -(\dot{\epsilon} + \dot{\beta}) \cdot \vec{i} + \dot{\xi} \cdot \vec{k}, \\ \frac{d\vec{k}}{dt} &= -\dot{\xi} \cdot \vec{j}, \end{aligned} \quad (14)$$

After substituting relation (14) to relation (12) and then to the relation for the equation of motion – Fig. 3 having the form

we get three scalar kinetic equations for directions

$$\vec{i}: \quad m_k[\ddot{x} - \dot{y}(\dot{\epsilon} + \dot{\beta})] = F - F_{ph}, \quad (16)$$

$$\vec{j}: \quad m_k[\ddot{y} + \dot{x}(\dot{\epsilon} + \dot{\beta}) - \dot{z}\dot{\xi}] = Y_h - F_h + \xi(Z_h - G_k), \quad (17)$$

$$\vec{k}: \quad m_k(\ddot{z} + \dot{y}\dot{\xi}) = Z_h - (G_v - G_k) - \xi Y_h. \quad (18)$$

The change in the moment of motion is equal to the resultant moment of outer forces with reference to the wheel center of gravity

$$\vec{K}_k = \sum \vec{M}_k. \quad (19)$$

The moment of motion $\vec{K}_k$ is the function of independent angular speed

$$\vec{\omega} = \omega_x \vec{i} + \omega_y \vec{j} + \omega_z \vec{k}, \quad (20)$$

whose components can be expressed in the movable coordinate system

Substituting the components of the angular speed vector $\vec{\omega}$ (neglecting small quantities of second order)

$$\vec{\omega} = \dot{\xi} \cdot \vec{i} + \dot{\phi} \cdot \vec{j} + (\dot{\epsilon} + \dot{\beta}) \cdot \vec{k}, \quad (22)$$

do rovnice (21) a s uvažovaním, že deviačné momenty sú pri vyvážení kolesa nulové, vyplýva vzťah pre moment hybnosti

$$\vec{K}_k = J_x \dot{\xi} \cdot \vec{i} + J_y \dot{\phi} \cdot \vec{j} + J_z (\dot{\epsilon} + \dot{\beta}) \cdot \vec{k}, \quad (23)$$

a jeho zmena v čase je daná vzťahom

$$\dot{\vec{K}}_k = J_x \ddot{\xi} \cdot \vec{i} + J_y \ddot{\phi} \cdot \vec{j} + J_z (\ddot{\epsilon} + \ddot{\beta}) \cdot \vec{k} + J_x \dot{\xi} \frac{d\vec{i}}{dt} + J_y \dot{\phi} \frac{d\vec{j}}{dt} + J_z (\dot{\epsilon} + \dot{\beta}) \frac{d\vec{k}}{dt}. \quad (24)$$

Vektor výsledného momentu vzhľadom na ťažisko kolesa sa skladá z vektora momentu pôsobenia nápravy $\vec{M}_h$, vektora pôsobenia pásu v styku s pneumatikou $\vec{M}_v$ a vektora $\vec{r}_{ps} \times \vec{F}_p$, ktorý predstavuje moment síl pôsobiacich v styku kolesa s pásom k jeho ťažisku

$$\begin{aligned} \vec{M}_h &= M_x \cdot \vec{i} + M_y \cdot \vec{j} + M_z \cdot \vec{k}, \\ \vec{M}_v &= -M_{vx} \cdot \vec{i}_p - M_{vy} \cdot \vec{j}_p - M_{vz} \cdot \vec{k}_p, \\ \vec{F}_p &= F \cdot \vec{i}_p + Y_h \cdot \vec{j}_p + Z_h \cdot \vec{k}_p, \\ \vec{r}_{ps} &= r \cdot \xi \cdot \vec{i}_p - r \cdot \vec{k}_p. \end{aligned} \quad (25)$$

Dosadením rovníc (14), (24) a (25) do rovnice (19) v súradnom systéme x, y, z , s uvažovaním rovníc (10) a za predpokladu, že $J_x = J_z$ a $J_y = J_k$, vyplývajú tri skalárne rovnice pre smery:

$$\vec{i}: \quad J_x \xi + J_k \varphi (\epsilon + \beta) = M_{h,x} - M_{v,x} + Y_h r + Z_h r \xi, \quad (26)$$

$$\vec{j}: \quad J_k \ddot{\phi} = M_{h,y} - M_{v,y} - Fr - \xi M_{v,z}, \quad (27)$$

$$\vec{k}: \quad J_x \ddot{\xi} (\epsilon + \beta) + J_k \dot{\phi} \dot{\xi} = M_{h,z} - M_{v,z} - \xi \cdot M_{v,y}, \quad (28)$$

v ktorých vystupuje aj gyroskopický moment

$$\vec{M}_g = J_k \dot{\phi} [-(\dot{\epsilon} + \dot{\beta}) \cdot \vec{i} + \dot{\xi} \cdot \vec{k}], \quad (29)$$

pričom $M_{v,y}$ je moment valivého odporu a $M_{v,z}$ je stabilizačný moment.

3. Niektoré dynamické a energetické vlastnosti kolesa v duálnom pojazde

Tak ako klasické automobilové koleso aj koleso s pneumatikou v duálnom pojazde má možnosť deformovať sa nielen v radiálnom smere, ale aj v smere tangenciálnom a bočnom. Na prácu kolesa v duálnom pojazde má preto podstatný vplyv nielen jeho tuhosť, ale aj hmotnosť a vlastnosti väzbových síl vystupujúcich medzi jednotlivými elementmi pneumatiky.

into equation (21) and considering that the deviation moments are zero at the wheel balancing, then the following relation for moment of motion is developed

$$\vec{K}_k = J_x \dot{\xi} \cdot \vec{i} + J_y \dot{\phi} \cdot \vec{j} + J_z (\dot{\epsilon} + \dot{\beta}) \cdot \vec{k}, \quad (23)$$

and its change in time is given by the relation

$$\dot{\vec{K}}_k = J_x \ddot{\xi} \cdot \vec{i} + J_y \ddot{\phi} \cdot \vec{j} + J_z (\ddot{\epsilon} + \ddot{\beta}) \cdot \vec{k} + J_x \dot{\xi} \frac{d\vec{i}}{dt} + J_y \dot{\phi} \frac{d\vec{j}}{dt} + J_z (\dot{\epsilon} + \dot{\beta}) \frac{d\vec{k}}{dt}. \quad (24)$$

The vector of the resultant moment with reference to the wheel center of gravity consists of the vector of the axle impact moment $\vec{M}_h$, the vector of track impact in the contact point with the pneumatic tire $\vec{M}_v$ and vector $\vec{r}_{ps} \times \vec{F}_p$, representing the moment of forces acting at the contact patch of the wheel with the track to its center of gravity

$$\begin{aligned} \vec{M}_h &= M_x \cdot \vec{i} + M_y \cdot \vec{j} + M_z \cdot \vec{k}, \\ \vec{M}_v &= -M_{vx} \cdot \vec{i}_p - M_{vy} \cdot \vec{j}_p - M_{vz} \cdot \vec{k}_p, \\ \vec{F}_p &= F \cdot \vec{i}_p + Y_h \cdot \vec{j}_p + Z_h \cdot \vec{k}_p, \\ \vec{r}_{ps} &= r \cdot \xi \cdot \vec{i}_p - r \cdot \vec{k}_p. \end{aligned} \quad (25)$$

Substituting the equations (14), (24) and (25) into the equation (19) in the coordinate system x, y, z , taking into consideration the equation (10) and providing that $J_x = J_z$ and $J_y = J_k$, three scalar equations for the following directions develop:

$$\vec{i}: \quad J_x \xi + J_k \varphi (\epsilon + \beta) = M_{h,x} - M_{v,x} + Y_h r + Z_h r \xi, \quad (26)$$

$$\vec{j}: \quad J_k \ddot{\phi} = M_{h,y} - M_{v,y} - Fr - \xi M_{v,z}, \quad (27)$$

$$\vec{k}: \quad J_x \ddot{\xi} (\epsilon + \beta) + J_k \dot{\phi} \dot{\xi} = M_{h,z} - M_{v,z} - \xi \cdot M_{v,y}, \quad (28)$$

in which also a gyroscopic moment appears

$$\vec{M}_g = J_k \dot{\phi} [-(\dot{\epsilon} + \dot{\beta}) \cdot \vec{i} + \dot{\xi} \cdot \vec{k}], \quad (29)$$

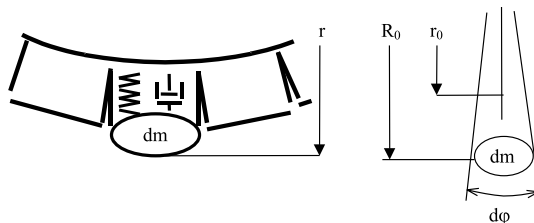
where $M_{v,y}$ is the moment rolling resistance and $M_{v,z}$ is the stabilization moment.

3. Some dynamic and energetic characteristics of the wheel with dual run

Similarly as in the case of a classical automobile wheel also a wheel with a pneumatic tire with dual run can be deformed not only in radial direction but also in tangential and lateral directions. The performance of the wheel with dual run is, therefore, substantially influenced not only by its stiffness but also by mass and by properties of binding forces existing among individual elements of the pneumatic tire.

3.1. Vplyv radiálnej tuhosti

Za predpokladu, že otáčajúce sa koleso uhlovou rýchlosťou ω sa skladá z nekonečného počtu elementov hmotnosti dm (pre elementárny uhol $d\varphi$) sú tieto zaťažované radiálnymi silami dF_r a silami trenia dF_t . Nech každý element sa pohybuje v radiálnom smere v tuhom spojení s obvodom kolesa – pozri obr. 5.



Obr. 5. Základná schéma a všeobecné rozmery
Fig. 5. Basic diagram and general dimensions

3.1. Influence of radial stiffness

Providing that the wheel rotating at the angle velocity ω , consists of an infinite number of elements of mass dm (for the elementary angle $d\varphi$); these elements are loaded with radial forces dF_r and friction forces dF_t . Let each element move in radial direction in a rigid contact with the wheel circumference – see Fig. 5.

Hmotnosť jednotlivých elementov dm , ak μ charakterizuje zmeny rozmerov pneumatiky hmotnosti m možno určiť zo vzťahu

$$dm = \mu \cdot m \cdot (2 \cdot \pi)^{-1} \cdot d\varphi. \quad (30)$$

Elementárna radiálna sila dF_r od sil pružnosti pôsobiaca na elementárnu hmotnosť dm pneumatiky s radiálnou tuhosťou k_r je daná vzťahom

$$dF_r = (r - r_0) \cdot k_r \cdot d\varphi, \quad (31)$$

a ak $(b \frac{dr}{dt} + F)$ je trecia sila na jednotkovej dĺžke ($d\varphi = 1$) pričom prvý člen v zátvorke charakterizuje straty úmerné rýchlosti a druhý ostatné straty. Pre elementárnu treciu silu dF_t potom platí vzťah

$$dF_t = \left(b \frac{dr}{dt} + F \right) d\varphi. \quad (32)$$

Spomínaný element vykonáva v skutočnosti dva pohyby:

- tangenciálny s obvodovou rýchlosťou $v_{tg} = r\omega$,
- radiálny vyplývajúci z pružnosti pneumatiky.

Po úpravách je pohybová rovnica sledovaného elementu daná vzťahom

$$\ddot{r} + b \frac{d\varphi}{dm} \dot{r} + (k_r \frac{d\varphi}{dm} - \omega^2) \cdot r \cdot k_r \cdot r_0 \frac{d\varphi}{dm} - F \frac{d\varphi}{dm}. \quad (33)$$

Zo vzťahu (30) vyplýva, že na jeden radián uhla ($d\varphi = 1$) pripadá hmotnosť $\mu \cdot m \cdot (2 \cdot \pi)^{-1}$. Časť prvého člena pravej strany rovnice (33) – $k_r \frac{d\varphi}{dm}$ je kvadrátom uhlovej rýchlosti, teda platí vzťah

$$\omega^2 = \left(\frac{2\pi k_r}{\mu m} \right)^{0.5}. \quad (34)$$

Pohybovú rovnicu možno teda napísať v konečnom tvare

$$\ddot{r} + b \cdot \frac{\omega^2}{k_r} \dot{r} + (\omega_k^2 - \omega^2) \cdot r = \frac{\omega_k^2}{k_r} (k_r \cdot r_0 - F). \quad (35)$$

Íf μ charakterizuje zmeny rozmerov pneumatiky hmotnosti m , hmotnosť jednotlivých elementov dm možno určiť zo vzťahu

$$dm = \mu \cdot m \cdot (2 \cdot \pi)^{-1} \cdot d\varphi. \quad (30)$$

The elementary radial force dF_r from forces of elasticity acting on the elementary mass dm of the pneumatic tire having radial stiffness k_r is given by the relation

$$dF_r = (r - r_0) \cdot k_r \cdot d\varphi, \quad (31)$$

and if $(b \frac{dr}{dt} + F)$ is friction force along the unit length ($d\varphi = 1$);

where the first element in the brackets characterizes losses proportional to the velocity and the second characterizes other losses. Then, for the elementary friction force dF_t the following relation holds

$$dF_t = \left(b \frac{dr}{dt} + F \right) d\varphi. \quad (32)$$

The mentioned element actually carries out two motions:

- tangential, with circumferential velocity $v_{tg} = r\omega$,
- radial, resulting from the pneumatic tire elasticity.

After the arrangements, the kinetic equation of the observed element is given by the relation

$$\ddot{r} + b \frac{d\varphi}{dm} \dot{r} + (k_r \frac{d\varphi}{dm} - \omega^2) \cdot r \cdot k_r \cdot r_0 \frac{d\varphi}{dm} - F \frac{d\varphi}{dm}. \quad (33)$$

From the relation (30) follows that to one radian of the angle ($d\varphi = 1$) corresponds the mass $\mu \cdot m \cdot (2 \cdot \pi)^{-1}$. A part of the first element of the right side of the equation (33) – $k_r \frac{d\varphi}{dm}$ is a square of the angular velocity and, therefore, the following relation holds

$$\omega^2 = \left(\frac{2\pi k_r}{\mu m} \right)^{0.5}. \quad (34)$$

The equation of motion can be then written in its definitive form

$$\ddot{r} + b \cdot \frac{\omega^2}{k_r} \dot{r} + (\omega_k^2 - \omega^2) \cdot r = \frac{\omega_k^2}{k_r} (k_r \cdot r_0 - F). \quad (35)$$

Ak sa parametre k_r , ω_k , b , ω a F nebudú s časom meniť, tak rovnica (35) je lineárna diferenciálna rovnica druhého rádu s konštantnými koeficientmi a pravou stranou. Riešením tejto rovnice je možné určiť kmitanie sledovaného elementu pneumatiky pre rôzne prevádzkové podmienky.

3.2. Straty energie

Energii elementu pneumatiky pri opúšťaní zóny kontaktu možno všeobecne napísať ako súčet jeho kinetickej a potenciálnej energie

$$E = E_k + E_p. \quad (36)$$

Pri opúšťaní zóny kontaktu pneumatiky jej element kmitá. Keďže hodnotu potenciálnej energie elementu možno zanedbať (polomer pneumatiky je v tomto bode približne rovný R_0 – obr. 5), bude celková energia rovná kinetickej energii v momente opúšťania zóny kontaktu. Celkovú kinetickú energiu všetkých elementov pneumatiky možno vyjadriť vzťahom

$$E_k = \frac{1}{2} \int v_{rel}^2 dm. \quad (37)$$

Aby bolo možné túto energiu vypočítať je potrebné poznať rozloženie hmotnosti po priereze pneumatiky a závislosť zmeny relatívnej rýchlosti. Podľa Kulikova možno radiálnu rýchlosť krajného elementu pneumatiky (v mieste dotyku) pri opúšťaní zóny kontaktu určiť z približného vzťahu

$$v_0 = R_0 \cdot \omega \cdot \operatorname{tg} \varphi_0 \left(1 + \frac{R_0 \cos \varphi_0}{R_{pa}} \right). \quad (38)$$

Radiálna rýchlosť elementov v mieste styku pneumatiky s ráfikom je nulová. Rýchlosť ostatných elementov pneumatiky sa bude teda meniť v hraniciach od $v_0 \rightarrow 0$. Zmena rýchlosti môže byť všeobecná, resp. elementy môžu kmitať v jednej fáze (súčasne vzdalovanie sa od centra). Experimenty ukázali, že elementy obrysu pneumatiky kmitajú obvyčajne v jednej fáze.

V prípade, že sú známe závislosti spomínaných veličín (rozloženia hmotnosti a zmeny rýchlosti), je možné vypočítať energiu za jednu otáčku kolesa, pretože všetky elementy prejdú zónou kontaktu, získajú kinetickú energiu a využijú ju pri radiálnom vlastnom kmitaní za zónou kontaktu.

Keďže čas jednej otáčky kolesa vyplýva zo vzťahu $2\pi = \omega \cdot \Delta t$, možno stratový výkon potrebný na kmitanie určiť z nasledujúceho vzťahu

$$P_{rk} = \frac{\int R_0^2 \cdot \operatorname{tg}^2 \varphi_0 (R_{pa} + R_0 \cos \varphi_0)^2 dm}{4\pi R_{pa}^2} \omega^2. \quad (39)$$

Ak stredná obvodová rýchlosť pre valivý polomer kolesa r_v v zóne kontaktu pneumatiky s pásom je $v = r_v \omega$, potom radiálna sila v dôsledku kmitania elementov pneumatiky je daná vzťahom

$$F_{rd} = \frac{\int R_0^2 \cdot \operatorname{tg}^2 \varphi_0 (R_{pa} + R_0 \cos \varphi_0)^2 dm}{4\pi R_{pa}^2 r_v^3} v^2. \quad (40)$$

If the parameters k_r , ω_k , b , ω and F do not change with time, then the equation (35) is a linear differential equation of second order with constant coefficients and with a right side. When solving this equation it is possible to define vibrations of the observed element of the pneumatic tire for different operational conditions.

3.2. Losses of energy

When leaving the contact area, energy of the pneumatic tire element can be generally described as a sum of its kinetic and potential energy

$$E = E_k + E_p. \quad (36)$$

At leaving the contact area of the pneumatic tire, its element vibrates. As the value of potential energy of the element can be neglected (radius of the tire in this point is approximately equal to R_0 – Fig. 5), the total energy will be equal to kinetic energy in the moment of leaving the contact area. Total kinetic energy of all elements of the pneumatic tire can be expressed by means of the relation

$$E_k = \frac{1}{2} \int v_{rel}^2 dm. \quad (37)$$

In order to calculate this energy it is necessary to know distribution of mass along the tire cross-section and dependence of a change of relative speed. According to Kulikov radial velocity of the boundary element of the tire (in a contact patch) at leaving the contact area can be determined from the approximate relation

$$v_0 = R_0 \cdot \omega \cdot \operatorname{tg} \varphi_0 \left(1 + \frac{R_0 \cos \varphi_0}{R_{pa}} \right). \quad (38)$$

Radial velocity of elements in the point of the tire-rim contact is zero. Velocity of other elements of the pneumatic tire will, therefore, change within the range from $v_0 \rightarrow 0$. The change of velocity can be general or, in other words, the elements can vibrate in one phase (simultaneous motion away from the center). The experiments have shown that elements of the tire outline usually vibrate in the same phase.

When dependences of the mentioned quantities are known (distribution of mass and changes of velocity), it is possible to calculate energy during one revolution of the wheel because all elements pass through the contact area, acquire kinetic energy and use it in radial vibration behind the contact area.

As the time need for one turning of the wheel follows from the relation $2\pi = \omega \cdot \Delta t$, loss output needed for vibrations can be determined from the following relation

$$P_{rk} = \frac{\int R_0^2 \cdot \operatorname{tg}^2 \varphi_0 (R_{pa} + R_0 \cos \varphi_0)^2 dm}{4\pi R_{pa}^2} \omega^2. \quad (39)$$

If the mean circumferential velocity for rolling radius of the wheel r_v in the area of the tire-track contact is $v = r_v \omega$, then radial force due to vibration of the tire elements is given by the relation

$$F_{rd} = \frac{\int R_0^2 \cdot \operatorname{tg}^2 \varphi_0 (R_{pa} + R_0 \cos \varphi_0)^2 dm}{4\pi R_{pa}^2 r_v^3} v^2. \quad (40)$$

Za predpokladu, že uhol φ_0 bude malý, potom $\text{tg}\varphi_0 \approx \varphi_0$; $\cos \varphi_0 = 1$ a $R_0 \approx r_v \approx r_0$ takže rovnica (40) nadobudne tvar

$$F_{rd} \approx \frac{\int \varphi_0^2 (R_{pa} + r_0)^2 dm}{4\pi R_{pa}^2 r_0} v^2, \quad (41)$$

resp.

$$F_{rd} \approx \frac{\int \varphi_0^2 (R_{pa} + r_0)^2 r_0 dm}{4\pi R_{pa}^2} \omega^2. \quad (42)$$

Pri dynamickom výpočte je potrebné rešpektovať rôzne vlastnosti náprav vozidla. Uvedené vzťahy aplikované pre koleso v duálnom pojazde definujú niektoré vstupné parametre náprav vozidla a to na základe informácií o kolese (typ pneumatiky, rozmer, tlak v pneumatike atď.).

4. Dynamický model sústavy s rozdielnymi parametrami náprav

Matematický model, ktorého výpočtová schéma je na obr. 6, umožňuje výpočet príslušných hodnôt ťahača s návesom pre ľubovoľné hodnoty tuhostí a tlmení kolies jednotlivých náprav. Tuhosti a tlmenia na jednotlivých kolesách náprav môžu byť okrem iného významne ovplyvnené napr. typom použitých pneumatík, tlakom vzduchu v pneumatikách a pod.

Supposing that the angle φ_0 is small, then $\text{tg}\varphi_0 \approx \varphi_0$; $\cos \varphi_0 = 1$ and $R_0 \approx r_v \approx r_0$ and the equation (40) will have the following form

$$F_{rd} \approx \frac{\int \varphi_0^2 (R_{pa} + r_0)^2 dm}{4\pi R_{pa}^2 r_0} v^2, \quad (41)$$

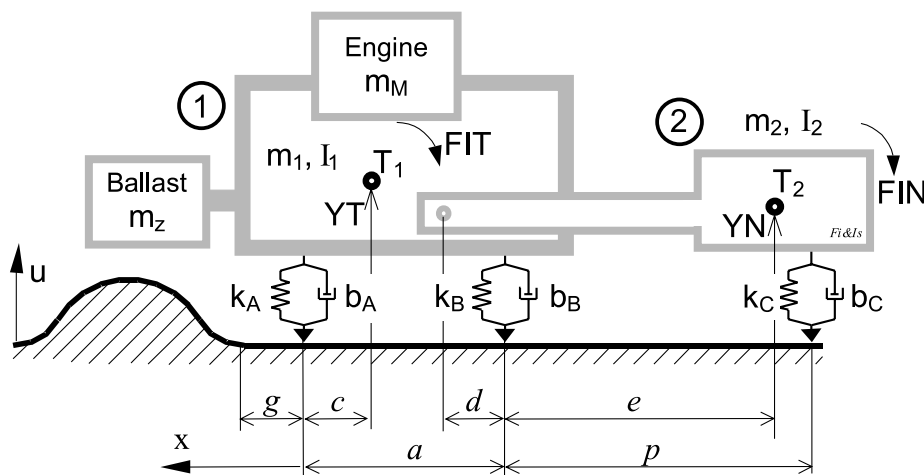
or

$$F_{rd} \approx \frac{\int \varphi_0^2 (R_{pa} + r_0)^2 r_0 dm}{4\pi R_{pa}^2} \omega^2. \quad (42)$$

In case of dynamic calculation it is necessary to take into consideration different characteristics of the vehicle axles. The mentioned relations implemented for the wheel with dual run define some input parameters of the vehicle axles on the basis of information about the wheel (type of pneumatic tire, dimension, press in tire, etc.).

4. Dynamic model of the system with different parameters of axles

The mathematical model whose computing scheme is in Fig. 6 enables the calculation of corresponding values of the tractor-semi trailer for arbitrary values of stiffness and damping of wheels of individual axles. Stiffness and damping on individual wheels of axles can be, apart from other things, significantly influenced by, e.g. a type of the used pneumatic tires, air pressure in tires, etc.



Obr. 6. Schéma sústavy ťahača s návesom s rozdielnymi parametrami náprav
Fig. 6. System of a tractor-semi trailer with different parameters of axles

Model ťahača s návesom využíva zjednodušený model pneumatík, uvedený na obr. 7. Pre vývin radiálnej sily sú pre pneumatiku rozhodujúce tieto aspekty:

- nelinearita deformačnej konštitučnej závislosti (závislosti medzi radiálnou deformáciou a silou). Konštitučná závislosť (ďalej len k. z.) je vždy typu *spodné obmedzenie* vplyvom možnosti odsokku kolesa od podložky. Pre praktické výpočty je potrebné používať k. z., stanovenú za podmienok, zodpovedajúcich najčastejšie využívanému režimu činnosti pneumatík. Pre bežné podmienky

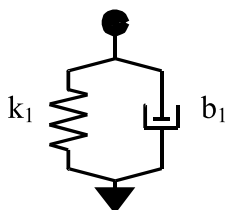
The model of the tractor-semi trailer makes use of simplified type of pneumatic tires shown in Fig. 7. To develop radial force the following aspects are decisive for a pneumatic tire:

- non-linearity of deformational, constitutional dependence (dependence between radial deformation and force). Constitutional dependence (further abbrev. as c. d.) is always of *down limitation* type due to possible interruption of the wheel-ground contact. For practical calculations it is necessary to use the c. d. given under the conditions corresponding to the most frequently used

prevádzky malotraktora nie je potrebné vplyv nenulovej krivosti nerovnosti podložky na zmenu deformačnej k. z. uvažovať.

- tlmenie pneumatiky, ktoré je opäť závislé na rovnakých prevádzkových parametroch. Vzhľadom k jeho malej veľkosti v rozhodujúcom režime činnosti pneumatiky je možné ho uvažovať ako lineárne závislé od tlaku v pneumatike.

Z nameranej [1] deformačnej charakteristiky jednej pneumatiky Barum 168/80 R 13 OR 34 (obr. 8) vyplýva jej radiálna tuhosť $k = 2,0 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$ a konštanta lineárneho tlmenia $b = 30 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$ pre amplitúdu deformácie pneumatiky $w \geq 1,5 \text{ mm}$. Vzhľadom na to, že meranie konštanty tlmenia pneumatík použitých na riešenom malotraktore zatiaľ nebolo realizované, bola vo výpočtoch uvažovaná orientačná hodnota podľa [1].



Obr. 7. Zjednodušený model pneumatiky
Fig. 7. Simplified model of tire

Štandardné parametre sústavy boli nasledovné: $v = 15 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$; $a = 0,52 \text{ m}$; $v = 0,1 \text{ m}$; $d = 0,2 \text{ m}$; $e = 1 \text{ m}$; $p = 1,23 \text{ m}$; $c = 0,1 \text{ m}$; $k = 4 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$; $b = 60 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$; motor: AGZAT 3,5 kW/5500min⁻¹, $m_M = 16 \text{ kg}$ (bez príslušenstva). V legende obrázkov je uvedené, ktorý zo štandardných parametrov bol zmenený (napr. hmotnosť použitého motora m_M , hodnoty rýchlosti) a príslušná hodnota na akú bol zmenený (ostatné parametre zostávajú štandardné).

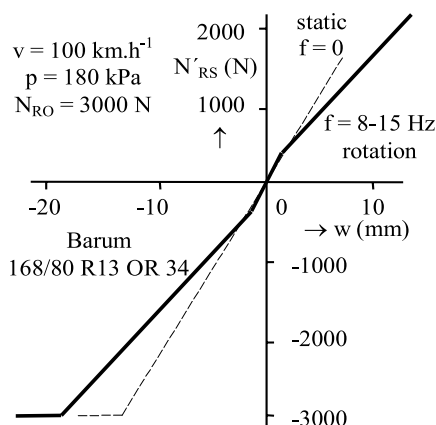
Simulačný výpočet bol urobený pre kinematické budenie tvaru funkcie cos, pričom výška nerovnosti bola uvažovaná 0,05 m a dĺžka nerovnosti 0,15 m. Grafické znázornenie kinematického budenia jednotlivých náprav v závislosti od polohy vozidla je znázornené na obr. 9.

Vzhľadom na požiadavku viacerých výkonových variantov stroja (deklarovaný v cieľoch projektu) bola urobená analýza vplyvu hmotnosti motora (obr. 13). Do riešeného malotraktora sa štandardne montuje motor AGZAT (3,5 kW/5500 min⁻¹) s hmotnosťou 16 kg bez príslušenstva.

operational mode of pneumatic tires. For ordinary operational conditions of a small tractor it is not necessary to consider influence of non-zero curvature of unevenness of ground on change of c. d. deformation;

- damping of the tire which is also dependent on the same operating parameters. Due to its slight magnitude in the decisive operational mode of the pneumatic tire it is possible to consider it as being linearly dependent on tire pressure.

From the measured [1] deformation characteristic of one pneumatic tire Barum 168/80 R 13 OR 34 (Fig. 8.) follows its radial stiffness $k = 2,0 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$ and the constant of linear damping $b = 30 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$ for the amplitude of pneumatic tire deformation $w \geq 1,5 \text{ mm}$. Owing to the fact that measurements of the damping constant of the tires used on the small tractor described in this article have not been carried out so far, the orientation value specified in [1] was used for the purpose of our calculations.

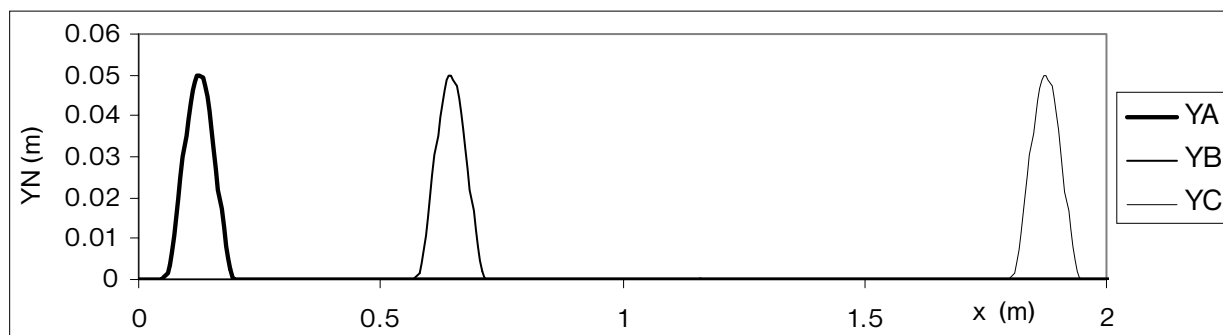


Obr. 8. Deformačná charakteristika pneumatiky
Fig. 8. Deformation characteristic of tire

The standard parameters of the system were the following: $v = 15 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$; $a = 0,52 \text{ m}$; $v = 0,1 \text{ m}$; $d = 0,2 \text{ m}$; $e = 1 \text{ m}$; $p = 1,23 \text{ m}$; $c = 0,1 \text{ m}$; $k = 4 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$; $b = 60 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$; engine: AGZAT 3.5 kW/5500min⁻¹, $m_M = 16 \text{ kg}$ (without accessories). The text below the figures says which of the standard parameters was changed (e.g. mass of the used engine m_M , values of velocity) and the corresponding value to which it was altered (other parameters remain standard).

The simulation calculation was made for kinematics excitation of cos function where the height of unevenness was considered 0.05 m and the length of unevenness 0.15 m. Graphic presentation of kinematics excitation of individual axles in dependence on a position of the vehicle is in Fig. 9.

Taking into consideration the requirement for more output variants of the machine an analysis of influence of the engine mass was done (Fig. 13). The engine AGZAT (3.5 kW/5500 min⁻¹) having the mass of 16 kg without accessories was mounted in a standard way into the investigated small tractor-semi trailer.



Obr. 9. Kinematické budenie jednotlivých náprav
Fig. 9. Kinematic excitation of individual axles

Niektoré alternatívne motory:

Robin EH18V	16,7 kg (4,5 kW/3600 min ⁻¹),
ACME ADN 48W	55 kg (7,5 kW/3600 min ⁻¹),
ACME ADN 54W	55 kg (8,4 kW/3600 min ⁻¹).

Some alternative engines:

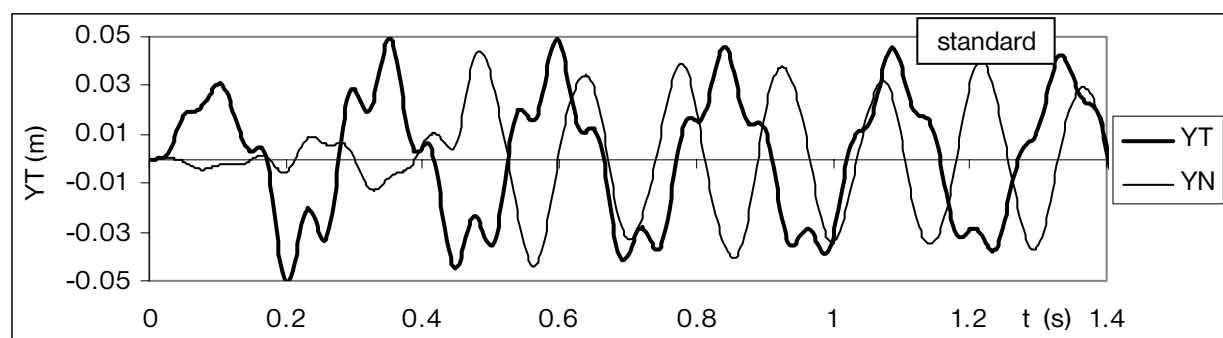
Robin EH18V	16.7 kg (4.5 kW/3600 min ⁻¹),
ACME ADN 48W	55 kg (7.5 kW/3600 min ⁻¹),
ACME ADN 54W	55 kg (8.4 kW/3600 min ⁻¹).

Analýza parametrov sústavy je podrobne rozpracovaná v [6]. Pre ilustráciu sú na obr. 10 – 13 uvedené priebehy niektorých charakteristických veličín.

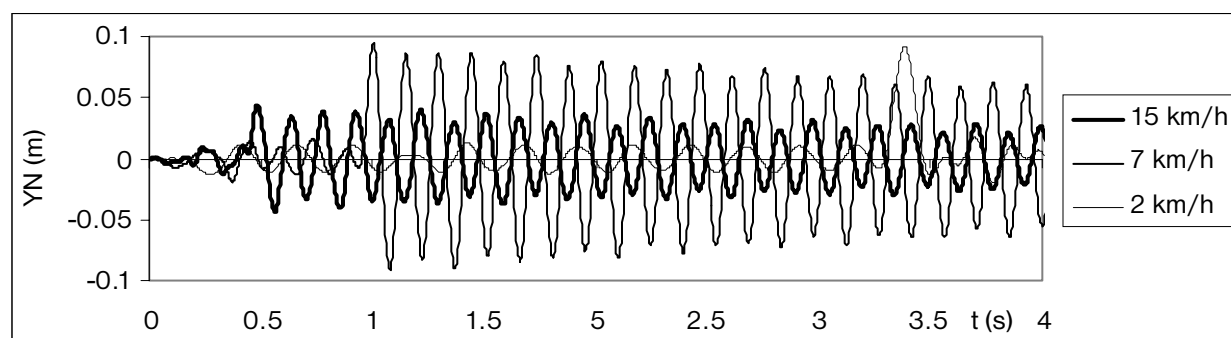
Realizačným výstupom riešenej problematiky je definovanie optimálnych parametrov pre návrh prototypu malotraktora s duálnym pojazdom. Z obr. 10 – 13 je na prvý pohľad zrejmé, že

A detailed analysis of the system parameters is presented in [6]. Courses of some characteristic quantities can be seen in Figs. 10 – 13.

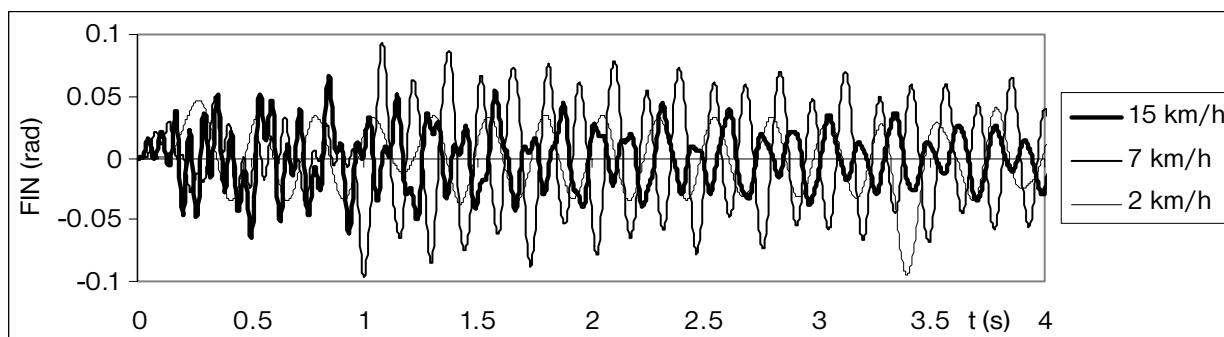
An output of the solved problems is to define optimal parameters suitable for designing a small tractor-semi trailer with dual run. It is obvious from Figs. 10 – 13 that the damping of the



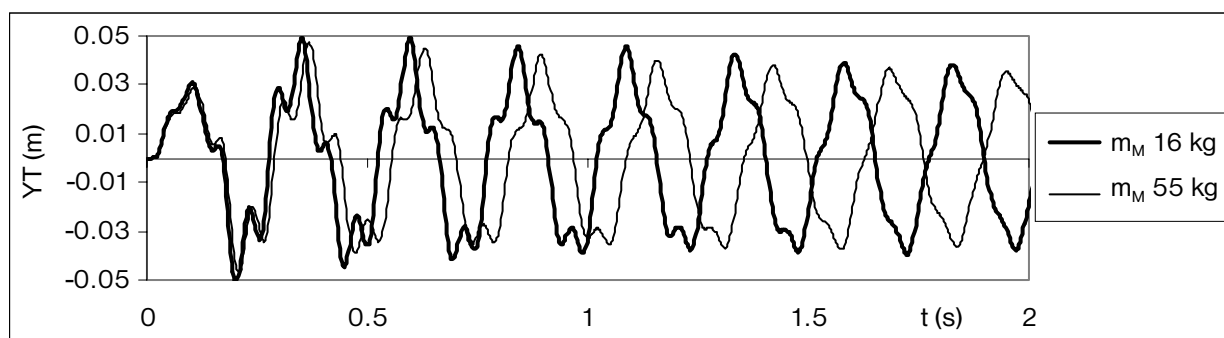
Obr. 10. Poloha ťažísk ťahača a návesu pre štandardné parametre
Fig. 10. Position of centers of gravity of the tractor and semi-trailer for standard parameters



Obr. 11. Priebeh YN pre rôzne rýchlosti
Fig. 11. A course of YN for different velocities



Obr. 12. Priebeh FIN pre rôzne rýchlosti
Fig. 12. A course of FIN for different velocities



Obr. 13. Priebeh YT pre rôzne hmotnosti motora
Fig. 13. A course of YT for different engine masses

tlmenie sústavy, ktorého parametre boli prevzaté z [1] je veľmi malé. Táto skutočnosť potvrdzuje nevyhnutnosť experimentálne overiť konštanty tlmenia pre pneumatiky riešeného malotraktora. Pre overenie príslušných vstupných parametrov výpočtu bol navrhnutý skúšobný stav KO-PA-PO.

5. Skúšobný stav

Pre vyhodnocovanie nielen základných vlastností duálneho pojazdu, ale aj pre overenie teórie duálneho pojazdu je potrebné poznať niektoré reálie, vznikajúce v interakcii koleso – pás – podložka (KO-PA-PO). Skúšobný stav navrhovaný na Katedre koľajových vozidiel, motorov a zdvihadiel (KKVMZ) má umožniť získať základné informácie o interakcii koleso – pás – podložka. Táto interakcia významnou mierou rozhoduje o vlastnostiach stroja. Vzhľadom na existujúce finančné možnosti je zariadenie navrhnuté tak, aby bolo čo najjednoduchšie a boli využité dostupné existujúce zariadenia laboratórií katedry.

Pri navrhovaní skúšobného stavu na zisťovanie niektorých základných vlastností interakcie koleso – pás – podložka (pozri obr. 14) sa vychádzalo z týchto základných všeobecných požiadaviek:

- jednoduchosť a spoľahlivosť zariadenia,
- minimalizácia nákladov na výrobu,
- využiteľnosť niektorých existujúcich zariadení laboratórií KKVMZ

system, the parameters of which were taken from [1] is minimal. This fact underlines the necessity to experimentally verify the damping constants for pneumatic tires of the investigated small tractor. To verify the corresponding input parameter of the calculation the test stand KO-PA-PO was designed.

5. Test stand

To evaluate not only the basic characteristics of dual run but also to verify dual run theory it is necessary to know some facts occurring during an interaction of wheel-track-ground (KO-PA-PO). The test stand designed in the Department of Railway Vehicles, Engines and Lifting Equipment enables to acquire basic information about the above-mentioned wheel-track-ground interaction. This interaction significantly influences the machine characteristics. Owing to the present financial situation the test stand was designed so as to be as simple as possible with the objective of using the existing equipment of the department laboratories.

The basic general requirements served as the basis when designing the test stand for investigation of some fundamental characteristics of the wheel-track-ground interaction (see Fig. 14):

- simplicity and reliability of the equipment,
- minimalization of production costs,
- utilization of some already existing laboratory equipment.

a požiadaviek špecifických vyplývajúcich zo samotného cieľa úlohy t. j.:

- overenie základných technických možností duálneho pojazdu,
- zistenie niektorých základných parametrov duálneho pojazdu,
- overenie správania sa duálneho pojazdu pri pôsobení bočnej sily so zameraním sa na vedenie pásu,
- porovnanie základných vlastností duálneho pojazdu v prevedení „ako pásový pojazd“ a „ako kolesový pojazd“, t. j. v oboch polohách turasu,
- v prípade potreby zisťovať životnosť a spoľahlivosť základných častí duálneho pojazdu,
- umožniť konfrontovať výsledky niektorých teoretických riešení súvisiacich s podstatou návrhu duálneho pojazdu.

Na základe uvedených požiadaviek bola spracovaná úvodná štúdia projektu skúšobného stavu, pozostávajúceho z ďalej uvedených základných častí:

1. *zdroj energie*. Ako zdroj energie je navrhnutý elektrický indukčný dynamometer MEZ Vsetín KS 37A – 4 tvar M642ZZ, ktorý je inštalovaný v priestoroch laboratórií katedry a jeden jeho koniec je využívaný na zisťovanie mechanických strát spaľovacích motorov. Základné parametre dynamometra sú uvedené v tabuľke 1.
2. *blok – stojan*, pozostávajúci z:
 - rámu ako nosnej časti,
 - nekonečného pásu, ako podložky. Povrch nekonečného pásu možno následne riešiť rôznymi úpravami imitujúcimi vlastnosti rôznych druhov podložky,
 - vychýľovanej časti, umožňujúcej modelovať jazdu v oblúku.
3. *duálny pojazd*, pozostávajúci z:
 - naklápanej konzoly – turas,
 - hnacieho kolesa,
 - napínacieho kolesa,
 - pásu.

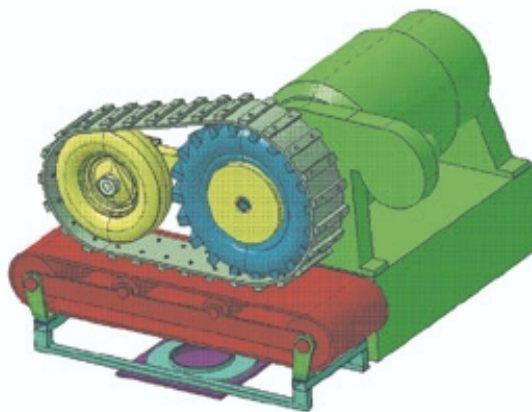
Základné parametre dynamometra KS 37A – 4

Tab. 1

Výkon kW	7,3	22	41
Otáčky min ⁻¹	500	1500	2800

6. Záver

Model na obr. 2 predpokladá rovnaké hodnoty tuhostí a tlmení na jednotlivých nápravách. Aplikácia odvodených vzťahov (1), (2) a (3) pre výpočet je časovo veľmi náročná. Pre prípad rôznych tuhostí a tlmení jednotlivých náprav a analýzu vplyvu hmotnostných a rozmerových parametrov bol navrhnutý spresnený model vozidla uvedený na obr. 6. V tomto modeli boli aplikované spres-



Obr. 14. Virtuálny model skúšobného stavu KO-PA-PO

Fig. 14. Virtual model of the KO-PA-PO test stand

drive when necessary,

- to enable confrontation of results of some theoretical solutions having relations to the core of the dual run design.

On the basis of the above-mentioned requirements an introductory study of the test stand project was prepared. It consisted of the following basic parts:

1. *source of energy*. An electric induction dynamometer MEZ Vsetín KS 37A – 4 of M642ZZ shape has been suggested as the source of energy. It is installed in the laboratories of the department. One end of the dynamometer is used to determine mechanical losses of combustion engines. Basic parameters of the dynamometer are shown in Table 1.
2. *block – stand*, consisting of:
 - a frame as a supporting structure,
 - an infinite strip serving as ground. The surface of the strip can be altered so that characteristics of various types of ground can be imitated,
 - a part which can be deflected, thus enabling simulation of ride in arc.
3. *dual run*, consisting of:
 - an inclinable console,
 - a driving wheel,
 - a tightening wheel,
 - a strip.

Basic parameters of a dynamometer KS 37A – 4

Tab. 1

Power kW	7,3	22	41
Revolution min ⁻¹	500	1500	2800

6. Conclusion

The model shown in Fig. 2 suggests equal values of stiffness and damping on individual axles. The application of derived relations (1), (2) and (3) for calculation is time consuming. A more precise model of a vehicle shown in Fig. 6 was designed for cases of different stiffness and damping of individual axles and for analysis of influence of mass and dimensional parameters. In this

nené charakteristiky pneumatík a boli rešpektované niektoré kinematické, dynamické a energetické vlastnosti kolesa v duálnom pojazde. Pri uvažovaní priestorového pohybu kolesa boli zohľadnené zotrvačné sily vyplývajúce zo súčiny rýchlosti translačného a rotačného pohybu, vplyv bočnej sily na koleso a vektor výsledného momentu vzhľadom na ťažisko kolesa zohľadňujúce gyroskopický účinok otáčania kolesa. Aby bola problematika styku koleso – pás – podložka v riešenom duálnom pojazde podrobne vyšetrená je potrebné teoreticky doriešiť niektoré problémy súvisiace so stykom kolesa a špecificky upraveného pásu. Toto nie je možné riešiť všeobecne, ale iba pre konkrétnu konštrukčnú úpravu pásu. Na overenie získaných výsledkov bol navrhnutý skúšobný stav.

Uvedené výsledky sú realizačným výstupom grantovej úlohy č. 1/5269/98 [8].

model more precise characteristics of pneumatic tires were applied and some kinematics, dynamic and energetic characteristics of a wheel with dual run were respected. When considering spatial motion of the wheel, inertial forces resulting from the product of velocity of translational and rotational motions, influence of side force on the wheel and the vector of the resultant moment with regard to the wheel center of gravity and taking into account gyroscopic effect of the wheel rotation were considered. In order to investigate the problems arising from the wheel – track – ground interaction with dual run properly and in detail it is necessary to solve theoretically some problems connected with contact of the wheel with a specifically adapted track. This cannot be solved in a general way, it has to be solved only for specific, concrete constructional adaptation of a track. The test stand was designed to verify the gathered results.

The results included in the paper are outputs of grant project No. 1/5269/98 [8].

7. Literatúra – References

- [1] APETAUR, M.: *Nelineární dynamické soustavy automobilu a jejich prvky stacionárně náhodně buzené*. [Doktorská dizertace], ČVUT Praha, Praha, 1987.
- [2] ČÁP, J., FREIBAUER, L., HLAVŇA, V.: *Teorie vozidel*, Alfa, Bratislava, 1991.
- [3] GARDEN, E., WORSWICK, T.: *Transaction of the Institution of the Rubber Industry*, vol. 27, N. 2, 1951.
- [4] MANN, H.: *Teorie strojních soustav II. – DYNAST*, ES VUT Brno, Brno, 1990.
- [5] NOVOPOLSKIJ, V. I.: *Ekspериментальное исследование потер на качение автомобильного колеса*, Avtomobil'naja i traktornaja promyšlennost', N 1, 1954.
- [6] SEMETKO, J., JANOŠKO, I.: *Dynamometric vehicle for determination of drawing characteristics*. In. Czasopismo techniczne. Mechanika, Krakov, 6/98
- [7] SEMETKO, J., JANOŠKO, I.: *Ťahové skúšky traktora s mikropočítačom*. In. Acta Technol. agric. Univ. agric. Nitra, 31/94
- [8] Projekt VEGA MŠ SR a SAV: „Výskum koncepcie a interdisciplinárne riešenie duálneho pohonu mobilných energetických prostriedkov, z východzieho bázového kolesového usporiadania 2K2 s určením pre horské podmienky“, DUAL '98, DUAL '99, DUAL 2000, zborníky z kolokvií k uvedenej grantovej úlohe, EDIS Žilina, 1998, 1999, 2000.

Milan Sága *

PRÍSPEVOK K ANALÝZE NESTACIONÁRNEHO NÁHODNÉHO KMITANIA VOZIDIEL

CONTRIBUTION TO THE ANALYSIS OF NON-STATIONARY RANDOM VIBRATION OF VEHICLES

Cieľom príspevku je zahrnúť do „klasického“ statistického riešenia kmitania vozidiel nestacionárne náhodné budenie. Ostatné parametre vozidla sú deterministické funkcie. Nestacionárna náhodná funkcia bude modelovaná premenlivou rýchlosťou vozidla a vertikálnou nerovnosťou trate. Budeme uvažovať evolučný gaussovský proces. Dynamika pohybu koľajového vozidla bude analyzovaná použitím Monte Carlo simulácie a teórie Markovových procesov.

Kľúčové slová: náhodné kmitanie, Monte Carlo simulácia, Markovov proces nestacionárny náhodný proces, stochastická analýza, odozva strednej hodnoty, kovariančná odozva.

Úvod

Väčšina štúdií v oblasti stochastickej dynamiky je venovaná gaussovským stacionárnym budeniam, ale len málo náhodných procesov v inžinierskej praxi je reálne gaussovských a stacionárnych. Stochastické zaťaženia môžu byť interpretované nie len ako externé sily, ale aj ako externé kinematické efekty. Bolotin v [3] definoval náhodné zaťaženie nasledovne:

- zaťaženie od turbulencie atmosféry,
- akustické zaťaženie,
- zaťaženie od pulzácie v turbulentnej okrajovej vrstve,
- zaťaženie od tlaku morských vln,
- zaťaženie dopravných strojov od nerovnosti jazdnej dráhy a
- seizmické zaťaženie.

Na druhej strane, exaktné riešenia v lineárnych alebo nelineárnych analýzach náhodných vibrácií sú veľmi limitované a sú obyčajne založené na predpokladoch, že budenie je charakteru gaussovského bieleho šumu a konštrukcie môžu byť modelované ako systémy s jedným stupňom voľnosti. Je známe, že riešiť dynamické systémy s viacerými stupňami voľnosti je možné len numerickými postupmi.

V prípade stochastických systémov (najmä nelineárnych) sa stretávame s prístupmi ako sú: metóda tangenciálnej linearizácie (TLM) [13], metóda štatistickej linearizácie (SLM) v rôznych modifikáciách [1], [6], [8], [9], [11], [13], [15], [17], [18], metóda štatistickej kvadratizácie (SQM) [20], aplikácia Markovových procesov (MPT) [10], [16], [17], funkcionálna metóda Volterra a Wie-

The goal of the paper is to include non-stationary random vibration excitation into the "classic" statistical solution of vehicles. Other vehicle parameters are the deterministic functions. The non-stationary random function will be modelled by changeable speed of the vehicle and vertical unevenness of track. We shall assume evolutionary Gaussian process. The dynamics of railway vehicle motion will be analysed by the Monte Carlo simulation and the theory of Markov processes.

Key words: random vibration, Monte Carlo simulation, Markov process, non-stationary random process, stochastic analysis, mean response, covariance response.

Introduction

Most studies in the field of stochastic dynamics are devoted to Gaussian stationary excitations but only a few random processes in engineering practice are really Gaussian and stationary. Stochastic loadings will be interpreted not only as external forces, but also as external kinematics effects. Bolotin defined [3] random excitation as follows:

- loading due to atmospheric turbulence,
- acoustic loading,
- loading due to pulsation in a turbulent boundary layer,
- loading due to pressure of sea waves,
- loading of transport machines due to unevenness of track, and
- seismic loading.

On the other hand, the exact solutions in linear or non-linear random vibration analyses are very limited and they are usually based on the assumptions that the excitation is Gaussian white noise and the structures can be modelled as single degree-of-freedom systems. It is well known that to solve the multi degree-of-freedom dynamics systems is possible only numerical approaches.

In the case of stochastic systems (especially non-linear) we encounter the approaches, such as: tangent linearization method (TLM) [13], statistical linearization method (SLM) in various modifications [1], [6], [8], [9], [11], [13], [15], [17], [18], statistical quadratization method (SQM) [20], the Markov process approach (MPT) [10], [16], [17], functional method of Volterra and

* Milan Sága

Department of Mechanics and Strength, Faculty of Mechanical Engineering, University of Žilina, Veľký diel, SK-01026 Žilina, Slovak Republic
E-mail: saga@fstroj.utc.sk

nera (FMVW) [13], asymptotická metóda Krylova – Bogoljubova – Mitropolského (ASM) [6], perturbačná metóda (PM) a jej modifikácie [4], [6], [11], [17].

Vďaka výpočtovej technike je simulačná metóda Monte Carlo veľmi populárna a často aplikovaná [6], [7], [19], [21]. Hoci táto metóda je jednoduchá a nemá obmedzenia, je všeobecne časovo náročná a drahá. Z pohľadu týchto ťažkostí, aproximačné metódy, vrátane PM, TLM, SLM, SQM, MPT môžu byť výhodné. Niektorí autori hľadajú nové prístupy riešenia kombináciou Monte Carlo metód s inými metódami [7].

Matematický model

Na vytvorenie matematického modelu systému pre dynamickú analýzu je potrebné idealizovať inerčné, tlmiace a tuhostné vlastnosti diskretnými alebo spojitými prvkami (konečné prvky). Obvyčajne prvý krok je vytvoriť fyzikálny model, ktorý môže byť súhrnom diskretných prvkov ako sú hmota, pružina, tlmič alebo prvkov kontinua ako pruhy, nosníky, škrupiny a objemy alebo kombináciou diskretných a spojitých elementov. Aplikácia základných princípov mechaniky dá sústavu všeobecne nelineárnych diferenciálnych rovníc

$$\dot{x}(t) + A(x, t) \cdot x(t) = f(t), \quad (1)$$

kde $x(t)$ je vektor odozvy zodpovedajúci náhodnému vektoru budenia $f(t)$, $A(x, t)$ je reálna alebo komplexná matica sústavy rozmeru $n \times n$. $A(x, t)$ môže byť lineárna alebo nelineárna, závislá od charakteru problému. Mnoho mechanických modelov je lineárnych vďaka ich analytickej jednoduchosti a faktu, že dávajú reálne výsledky pre veľkú triedu problémov.

Avšak existuje množstvo úloh, pre ktoré lineárne modely nedávajú akceptovateľné výsledky, takže je nevyhnutné vytvárať nelineárne modely. To znamená, ak $A(x, t)$ je nelineárna, môžeme aplikovať známe aproximačné metódy (PM, TLM, SLM, SQM). Použitím linearizačných techník dostaneme štatisticky ekvivalentnú maticu systému A .

Táto štúdia prezentuje dva prístupy na stanovenie odozvy systému modelovaného rovnicou (1):

1. pomocou teórie Markovových procesov a
2. Monte Carlo simuláciou.

Riešenie pomocou teórie Markovových procesov

Formulácia Markovového procesu vyžaduje idealizáciu, že budenie je nezávislé od dvoch časových okamžikov bez ohľadu ako blízko sa nachádzajú (delta korelácia) [17]. Tento predpoklad [17], [4], ktorý je jasne fyzikálne nerealizovateľný, vedie k takým modelom, ktoré majú charakter bieleho šumu a procesy získané lineárnym filtrovaním bieleho šumu.

Uvažujme systém diferenciálnych rovníc prvého rádu (1) s počiatočnými podmienkami $x(0) = 0$ a silovým budením $f(t) = y(t) \cdot p(t)$. Sila $f(t)$ je vektor modulovaného evolučného procesu

Wiener (FMVW) [13], asymptotic method of Krylov – Bogoljubov – Mitropolsky (ASM) [6], perturbation method (PM) and its modifications [4], [6], [11], [17].

Thanks to computer techniques, Monte Carlo simulation method (MCS) is very popular and frequently applied [6], [7], [19], [21]. Although this method is straightforward and does not have such limitations, is generally time-consuming and costly. In view of these difficulties, approximate methods, including PM, TLM, SLM, SQM can be advantageous. Some authors look for the new approaches of the solution by combining the Monte Carlo method with other methods [7].

Mathematical model

To construct a mathematical model of a system for dynamic analysis, it is necessary to idealize the inertia, damping and stiffness properties by discrete or continuous elements. Usually the first step is to construct a physical model that may be an assemblage of discrete elements such as mass, springs and dashpots, continuous elements such as bars, beams, shells and volumes, or a combination of both discrete and continuous elements. The application of the fundamental laws of mechanics yields a set of generally non-linear differential equations

$$\dot{x}(t) + A(x, t) \cdot x(t) = f(t), \quad (1)$$

where $x(t)$ is the response vector corresponding to the random excitation vector $f(t)$, $A(x, t)$ is the real or complex structural matrix of order $n \times n$. $A(x, t)$ may be linear or non-linear, depending on the nature of the problem. Many mechanical models are linear thanks to their analytical simplicity and the fact that they yield realistic results for large class problems.

There are, however, a number of problems for which linear models do not yield acceptable results, so that it becomes necessary to construct non-linear models. It means, if $A(x, t)$ is non-linear, we can apply well-known approximate methods (PM, TLM, SLM or SQM). Using linearization techniques we get the statistically equivalent structural matrix A .

This study presents two approaches in determining the response of a system modelled by equation (1):

1. by the Markov processes theory; and
2. Monte Carlo simulation.

Solution by Markov process theory

The Markov process formulation requires the idealization that the excitation is independent at two instants of time regardless of how close they are (delta correlation) [17]. This assumption [17], [4], which is clearly physically unrealisable, leads to such models as white noise and processes obtained by linearly filtering white noise.

Let us consider the system of first-order differential equations (1) with initial conditions $x(0) = 0$ and force excitation $f(t) = y(t) \cdot p(t)$. The force $f(t)$ is a modulated evolutionary process

s deterministickou vektorovou funkciou $y(t)$ a stacionárnym náhodným procesom $p(t)$ s nulovou strednou hodnotou.

Odozva strednej hodnoty $x(t)$ je [17]:

$$\dot{E}[x] + A \cdot E[x] = E[f], \quad (2)$$

kde $E[\dots]$ je operátor strednej hodnoty a kovariančná odozva $x(t)$ je

$$\dot{K}(t) + A \cdot K(t) + (A \cdot K(t))^T = b \cdot y^T + y \cdot b^T, \quad (3)$$

kde $K(t)$ je kovariančná matica,

$$K(t) = E[x \cdot x^T] \text{ a } K(0) = 0$$

a

$$b(t) = h(t) \cdot \int_0^t h^{-1}(u) \cdot y(u) \cdot E[p(u) \cdot p(t)] \cdot du.$$

Rovnice (2) a (3) určujú, že vektor stredných hodnôt a kovariančná matica sú funkciami času. Matica $h(t)$ je tzv. matica fundamentálneho riešenia alebo matica impulznej odozvy. Ak sa predpokladá, že $p(t)$ má charakter bieleho šumu s $E[p(t_1) \cdot p(t_2)] = 2 \cdot \pi \cdot \Phi_0 \cdot \delta(t_2 - t_1)$, potom rovnica (3) môže byť určená:

$$\dot{K}(t) + A \cdot K(t) + (A \cdot K(t))^T = 2 \cdot \pi \cdot \Phi_0 \cdot y(t) \cdot y^T(t), \quad (4)$$

kde Φ_0 je výkonová spektrálna hustota funkcie $p(t)$. Pripustné riešenie rovnice (4) je možné urobiť pomocou špeciálneho numerického postupu.

Uvažujme Crank - Nicolsonovu integračnú metódu. Diskrétna časová derivácia je daná vzťahom

$$\dot{K}(t) = \frac{2}{\Delta} \cdot [K(t) - K(t - \Delta)] - \dot{K}(t - \Delta), \quad (5)$$

kde Δ je časový krok integračnej metódy. Použitím rovníc (5) a (4) môžeme písať

$$\left(\frac{2}{\Delta} \cdot I + A \right) \cdot K(t) + [A \cdot K(t)]^T = 2 \cdot \pi \cdot \Phi_0 \cdot y(t) \cdot y^T(t) + \frac{2}{\Delta} \cdot K(t - \Delta) + \dot{K}(t - \Delta), \quad (6)$$

kde I je jednotková matica. Rovnica (6) je tzv. Ljapunova rovnica vo všeobecnom tvare. V každom kroku je potrebné použiť špeciálny numerický algoritmus vytvorený v MATLAB-e.

Riešenie pomocou Monte Carlo simulácie

Alternatívnou možnosťou predošlého prístupu je použiť Monte Carlo metódu. S využitím súčasných výpočtových možností sa stáva táto metóda oveľa viac atraktívnou.

Výsledky sú určované zo série numerických analýz rovnice (1) (približne 100 - 1000 realizácií náhodného budenia). Je odporúčané generovať asi 5000 náhodných hodnôt budiacej funkcie (definovanej výkonovou spektrálnou hustotou $S_{ff}(\omega)$) pre každú realizáciu. Simulácia vstupného nestacionárneho evolučného gausovského centrovaneho procesu $f(t)$ môže byť formulovaná:

vector with a deterministic vector function $y(t)$ and stationary random process $p(t)$ with zero mean.

The mean response of $x(t)$ [17] is

$$\dot{E}[x] + A \cdot E[x] = E[f], \quad (2)$$

where $E[\dots]$ is the mean value operator and the covariance response of $x(t)$ is

$$\dot{K}(t) + A \cdot K(t) + (A \cdot K(t))^T = b \cdot y^T + y \cdot b^T, \quad (3)$$

where $K(t)$ is the covariance matrix,

$$K(t) = E[x \cdot x^T] \text{ and } K(0) = 0$$

and

$$b(t) = h(t) \cdot \int_0^t h^{-1}(u) \cdot y(u) \cdot E[p(u) \cdot p(t)] \cdot du.$$

Equations (2) and (3) imply that mean vector and covariance matrix are the time functions. Matrix $h(t)$ is so-called the fundamental solution matrix or impulse response matrix. If it is assumed that $p(t)$ is white noise with $E[p(t_1) \cdot p(t_2)] = 2 \cdot \pi \cdot \Phi_0 \cdot \delta(t_2 - t_1)$, then the equation (3) can be expressed as

$$\dot{K}(t) + A \cdot K(t) + (A \cdot K(t))^T = 2 \cdot \pi \cdot \Phi_0 \cdot y(t) \cdot y^T(t), \quad (4)$$

where Φ_0 is the power spectral density of $p(t)$. The acceptable solution of the equation (4) is possible to make by special numerical approach.

Let us consider Crank - Nicolson integration method. The discrete time derivation is given by

$$\dot{K}(t) = \frac{2}{\Delta} \cdot [K(t) - K(t - \Delta)] - \dot{K}(t - \Delta), \quad (5)$$

where Δ is the time step of the integration method. Using the equations (5) and (4) we can write

$$\left(\frac{2}{\Delta} \cdot I + A \right) \cdot K(t) + [A \cdot K(t)]^T = 2 \cdot \pi \cdot \Phi_0 \cdot y(t) \cdot y^T(t) + \frac{2}{\Delta} \cdot K(t - \Delta) + \dot{K}(t - \Delta), \quad (6)$$

where I is the identity matrix. The equation (6) is so-called Lyapunov equation in general form. In each time step is necessary to use the special numerical algorithm created in MATLAB.

Solution by Monte Carlo simulation

The alternative avenue of the previous approach is to use the Monte Carlo method. With the advent of recent computational facilities, this method becomes ever more attractive.

The results are determined from the series of numerical analyses of equation (1) (approximately 100 - 1000 realisations of random excitation). It is recommended to generate about 5000 random values of excitation function (defined by power spectral density $S_{ff}(\omega)$) for each realisation. Simulation of input non-stationary evolutionary Gaussian process $f(t)$ with zero mean can be formulated by

$$f(t) = c(t) \cdot y(t) = \sqrt{2} \sum_{k=1}^N \sqrt{S_{cc}(\omega_k) \cdot \Delta\omega} \cdot \cos(\omega_k \cdot t - \varphi_k) \cdot y(t), \quad (7)$$

kde φ_k je náhodné číslo s rovnomerným rozložením ($0 \leq \varphi_k \leq 2 \cdot \pi$), $y(t)$ je určujúca modulačná časová funkcia, $c(t)$ je centrovateľný stacionárny proces s výkonovou spektrálnou hustotou $S_{cc}(\omega)$. Ak je $S_{cc}(\omega)$ konštantná, tak $c(t)$ má charakter bieleho šumu. Výkonová spektrálna hustota vstupného zaťaženia $f(t)$ je $S_{ff}(\omega, t) = y^2(t) \cdot S_{cc}(\omega)$.

Štatistická analýza kmitania koľajového vozidla

Pohyb vozidiel na železničnej trati spôsobuje vibrácie. Pretože profil trate je náhodnou funkciou priestorových súradníc, tieto vibrácie sú tiež náhodné. Budeme predpokladať, že pohyb vozidla v horizontálnom smere je nerovnomerný (premenlivá rýchlosť, hoci dôležitejšou nestacionaritou môže byť premenlivá akosť trate).

Použitím uvedenej teórie budeme riešiť odozvu jednoduchého modelu vozidla (obr. 1) spôsobenú nestacionárnym náhodným buđením. Určíme prvé a druhé štatistické momenty (t. j. vektor stredných hodnôt a kovariančnú maticu) odozvy mechanického modelu na obr.1.

Štrukturálne parametre sú:

- hmotnosť podvozku	$m_1 = 3000$	kg
- hmotnosť skrine vagóna	$m_2 = 13000$	kg
- konštanta tlmenia vo zvislom smere	$b_1 = 120000$	Nsm ⁻¹
- konštanta tlmenia vo zvislom smere	$b_2 = 100000$	Nsm ⁻¹
- zvislá tuhosť	$k_1 = 3000000$	Nm ⁻¹
- zvislá tuhosť	$k_2 = 1500000$	Nm ⁻¹

Uvažujeme aproximáciu výkonovej spektrálnej hustoty vertikálnej nerovnosti $u(t)$ trate podľa ORE B 176 [12] v tvare

$$S_{uu}(\lambda) = \frac{A \cdot b^2}{(\lambda^2 + a^2) \cdot (\lambda^2 + b^2)}, \quad (8)$$

kde $a = 0,0206$, $b = 0,8246$, $A = 4,032 \cdot 10^{-7}$ pre dobrú trať a $A = 1,08 \cdot 10^{-8}$ pre zlú trať. λ je dĺžková frekvencia.

Ak rýchlosť vozidla je funkciou času $v = v(t)$ a

$$\lambda = \frac{\omega}{v}, \quad (9)$$

potom

$$S_{uu}(\omega, t) = \frac{1}{v(t)} \cdot \frac{A \cdot b^2}{\left[\frac{\omega^2}{v^2(t)} + a^2 \right] \cdot \left[\frac{\omega^2}{v^2(t)} + b^2 \right]}, \quad (10)$$

kde ω je kruhová frekvencia.

Ak aplikujeme teóriu Markovových procesov, budeme potrebovať použiť predpoklad evolučného náhodného buđenja s deter-

where φ_k is uniformly distributed random number ($0 \leq \varphi_k \leq 2 \cdot \pi$), $y(t)$ is a deterministically modulating time function, $c(t)$ is zero mean stationary process with power spectral density $S_{cc}(\omega)$. If $S_{cc}(\omega)$ is constant $c(t)$ is white noise. The evolutionary power spectral density of input loading $f(t)$ is $S_{ff}(\omega, t) = y^2(t) \cdot S_{cc}(\omega)$.

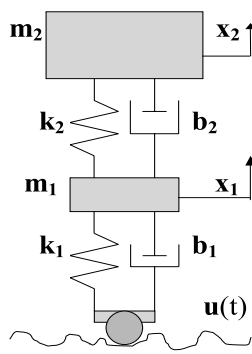
Statistical analysis of railway vehicle vibration

A vehicle moving on railway track causes vibrations. Since the profile of a track is a random function of the spatial coordinates, these vibrations are also random. We shall assume that the motion of the vehicle in the horizontal direction is non-uniform (changeable speed, although more important non-stationarity can be the changeable track quality).

Using previous theory we shall solve the response of the simple vehicle model (Fig. 1) under non-stationary random excitation. Let us determine the first and second statistical moments (i.e. the mean vector and the covariance matrix) of the response of the mechanical model on Fig. 1.

The structural parameters are:

- mass of bogie	$m_1 = 3000$	kg
- mass of body of coach	$m_2 = 13000$	kg
- damping coefficient in vertical direction	$b_1 = 120000$	Nsm ⁻¹
- damping coefficient in vertical direction	$b_2 = 100000$	Nsm ⁻¹
- vertical stiffness	$k_1 = 3000000$	Nm ⁻¹
- vertical stiffness	$k_2 = 1500000$	Nm ⁻¹



Obr. 1. Dynamický model vozidla
Fig. 1. Dynamic model of vehicle

Let us consider the approximation of the power spectral density of vertical unevenness $u(t)$ of track in due order ORE B 176 [12] in the form

$$S_{uu}(\lambda) = \frac{A \cdot b^2}{(\lambda^2 + a^2) \cdot (\lambda^2 + b^2)}, \quad (8)$$

where $a = 0,0206$, $b = 0,8246$, $A = 4,032 \cdot 10^{-7}$ for a good track and $A = 1,08 \cdot 10^{-8}$ for a bad track. λ is the length frequency.

If the vehicle speed is time function $v = v(t)$ and

$$\lambda = \frac{\omega}{v}, \quad (9)$$

then

$$S_{uu}(\omega, t) = \frac{1}{v(t)} \cdot \frac{A \cdot b^2}{\left[\frac{\omega^2}{v^2(t)} + a^2 \right] \cdot \left[\frac{\omega^2}{v^2(t)} + b^2 \right]}, \quad (10)$$

where ω is the circular frequency.

Applying the Markov process theory we shall need to use the assumption of an evolutionary random excitation with a determi-

ministicou modulačnou funkciou a náhodným procesom s charakterom bieleho šumu. Preto je potrebné definovať parametre filtra budiacej funkcie. Bežne používaným filtrom pri modelovaní zemetrasenia je Kanai - Tajimiov filter určený nasledujúcou diferenciálnou rovnicou

$$m_e \cdot \ddot{u} + b_e \cdot \dot{u} + k_e \cdot u = w(t), \quad (11)$$

kde $w(t)$ je známy Gaussovský proces s charakterom bieleho šumu s konštantnou výkonovou spektrálnou hustotou S_0 . Frekvenčná odozva filtra môže byť vyjadrená vzťahom

$$H(\omega) = \frac{1}{k_e - \omega^2 \cdot m_e + i \cdot \omega \cdot b_e}. \quad (12)$$

Porovnaním výkonovej spektrálnej hustoty funkcie $u(t)$ z (11) a (10) dostaneme:

$$\frac{S_0}{(k_e - \omega^2 \cdot m_e) + b_e^2 \cdot \omega^2} = \frac{1}{v} \cdot \frac{A \cdot b^2}{\left[\frac{\omega^2}{v^2} + a^2 \right] \cdot \left[\frac{\omega^2}{v^2} + b^2 \right]} \quad (13)$$

Z rovnice (13) je jasné že:

$$S_0 = A \cdot b^2, \quad m_e = \frac{1}{\sqrt{v^3}}, \quad b_e = \frac{(a+b)^2}{v}, \quad k_e = a \cdot b \cdot \sqrt{v}. \quad (14)$$

Zostrojme pohybové rovnice:

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} (b_1 + b_2) & -b_2 \\ -b_2 & b_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} (k_1 + k_2) & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} b_1 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \dot{u} \\ 0 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} u \\ 0 \end{Bmatrix}. \quad (15)$$

Zlúčením rovníc (11) a (15) môžu byť pohybové rovnice vyjadrené nasledovne

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{\sqrt{v^3(t)}} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \ddot{u} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} (b_1 + b_2) & -b_2 & -b_1 \\ -b_2 & b_2 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{(a+b)^2}{v(t)} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{u} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} (k_1 + k_2) & -k_2 & -k_1 \\ -k_2 & k_2 & 0 \\ 0 & 0 & a \cdot b \cdot \sqrt{v(t)} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ u \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ w(t) \end{Bmatrix}. \quad (16)$$

Vytvoríme 2-dimenzionálny Markovov vektor [17] pomocou substitúcie:

$$y_1 = x_1, \quad y_2 = x_2, \quad y_3 = u, \quad y_4 = \dot{x}_1, \quad y_5 = \dot{x}_2, \quad y_6 = \dot{u}$$

potom výsledné rovnice sú:

$$\begin{Bmatrix} \dot{y}_1 \\ \dot{y}_2 \\ \dot{y}_3 \\ \dot{y}_4 \\ \dot{y}_5 \\ \dot{y}_6 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\left(\frac{k_1 + k_2}{m_1}\right) & \frac{k_2}{m_1} & \frac{k_1}{m_1} & -\left(\frac{b_1 + b_2}{m_1}\right) & \frac{b_2}{m_1} & \frac{b_1}{m_1} \\ \frac{k_2}{m_2} & -\frac{k_2}{m_2} & 0 & \frac{b_2}{m_2} & -\frac{b_2}{m_2} & 0 \\ 0 & 0 & -a \cdot b \cdot \sqrt{v(t)} & 0 & 0 & -(a \cdot b)^2 \cdot \sqrt{v(t)} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ y_3 \\ y_4 \\ y_5 \\ y_6 \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ \sqrt{v^3(t)} \end{Bmatrix} w(t) \quad (17)$$

alebo

$$\dot{y}(t) = A(t) \cdot y(t) + b(t) \cdot w(t). \quad (18)$$

nistic modulated function and white noise process. Therefore, it is necessary to define the filter parameters of the excitation function. A commonly used filter in modelling of the earthquake ground motion is the Kanai-Tajimi filter governed by the following differential equation

$$m_e \cdot \ddot{u} + b_e \cdot \dot{u} + k_e \cdot u = w(t), \quad (11)$$

where $w(t)$ is well-known Gaussian white noise process with constant power spectral density S_0 . The frequency response function of the filter can be expressed as

$$H(\omega) = \frac{1}{k_e - \omega^2 \cdot m_e + i \cdot \omega \cdot b_e}. \quad (12)$$

Comparing the power spectral density of $u(t)$ from (11) and (10) we get

From (13) it is clear that

$$S_0 = A \cdot b^2, \quad m_e = \frac{1}{\sqrt{v^3}}, \quad b_e = \frac{(a+b)^2}{v}, \quad k_e = a \cdot b \cdot \sqrt{v}. \quad (14)$$

Let us construct the equations of motion

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} (b_1 + b_2) & -b_2 \\ -b_2 & b_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} (k_1 + k_2) & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} b_1 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \dot{u} \\ 0 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} u \\ 0 \end{Bmatrix}. \quad (15)$$

Combining (11) and (15) the equations of motion can be expressed as

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{\sqrt{v^3(t)}} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \ddot{u} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} (b_1 + b_2) & -b_2 & -b_1 \\ -b_2 & b_2 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{(a+b)^2}{v(t)} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{u} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} (k_1 + k_2) & -k_2 & -k_1 \\ -k_2 & k_2 & 0 \\ 0 & 0 & a \cdot b \cdot \sqrt{v(t)} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ u \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ w(t) \end{Bmatrix}. \quad (16)$$

Let us constitute the 2-dimensional Markov vector by substitute:

$$y_1 = x_1, \quad y_2 = x_2, \quad y_3 = u, \quad y_4 = \dot{x}_1, \quad y_5 = \dot{x}_2, \quad y_6 = \dot{u}$$

then the final equations are given by

$$\begin{Bmatrix} \dot{y}_1 \\ \dot{y}_2 \\ \dot{y}_3 \\ \dot{y}_4 \\ \dot{y}_5 \\ \dot{y}_6 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\left(\frac{k_1 + k_2}{m_1}\right) & \frac{k_2}{m_1} & \frac{k_1}{m_1} & -\left(\frac{b_1 + b_2}{m_1}\right) & \frac{b_2}{m_1} & \frac{b_1}{m_1} \\ \frac{k_2}{m_2} & -\frac{k_2}{m_2} & 0 & \frac{b_2}{m_2} & -\frac{b_2}{m_2} & 0 \\ 0 & 0 & -a \cdot b \cdot \sqrt{v(t)} & 0 & 0 & -(a \cdot b)^2 \cdot \sqrt{v(t)} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ y_3 \\ y_4 \\ y_5 \\ y_6 \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ \sqrt{v^3(t)} \end{Bmatrix} w(t) \quad (17)$$

or

$$\dot{y}(t) = A(t) \cdot y(t) + b(t) \cdot w(t). \quad (18)$$

Ak uvažujeme $E(y) = 0$, použitím rovnice (4) dostaneme kovariančnú odozvu v nasledovnom tvare

$$\dot{E}[y \cdot y^T] + A \cdot E[y \cdot y^T] + (A \cdot E[y \cdot y^T])^T = 2 \cdot \pi \cdot S_0 \cdot b(t) \cdot b^T(t). \quad (19)$$

Numerické riešenie môže byť realizované pomocou rovnice (6).

Ak

$$v(t) = \frac{100}{3,6} \cdot \left[1 + 0,4 \cdot \sin\left(\frac{\pi \cdot t}{T}\right) \right],$$

potom časová modulačná funkcie je

$$b^T(t) = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \sqrt{\left(\frac{100}{3,6} \cdot \left[1 + 0,4 \cdot \sin\left(\frac{\pi \cdot t}{T}\right) \right]\right)^3} \end{bmatrix},$$

kde $T (=120 [s])$ je doba simulácie. Známkou akosti chodu W_z môže byť vyjadrená ako

$$W_z = 3,17 \cdot [E(\ddot{x}_2^2)]^{0,15}. \quad (20)$$

Výsledky riešenia rovníc (18 a (19) sú ukázané v grafickej forme na obrázkoch 2 – 7. Porovnáваме smerodajnú odchýlku vertikálnych posunutí, rýchlostí a zrýchlení hmotných bodov 1 a 2 pre parameter kvality trate $A = 4,032 \cdot 10^{-7}$ (dobrá trať) a $A = 1,08 \cdot 10^{-8}$ (zlá trať). Obrázok 8 ukazuje priebeh známky akosti chodu W_z hmotného bodu m_2 .

Considering $E(y) = 0$ we obtain the covariance response by using (4) as follows

The numerical solution can be realised by (6).

If

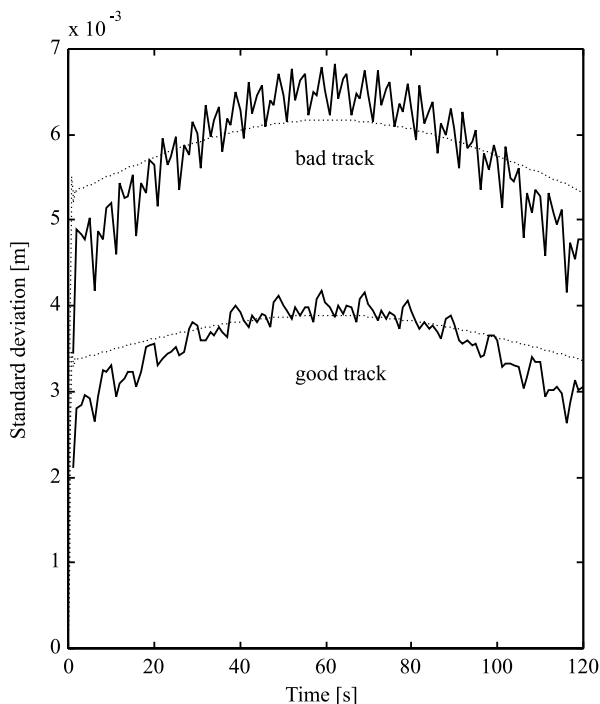
$$v(t) = \frac{100}{3,6} \cdot \left[1 + 0,4 \cdot \sin\left(\frac{\pi \cdot t}{T}\right) \right],$$

then the time modulation function is

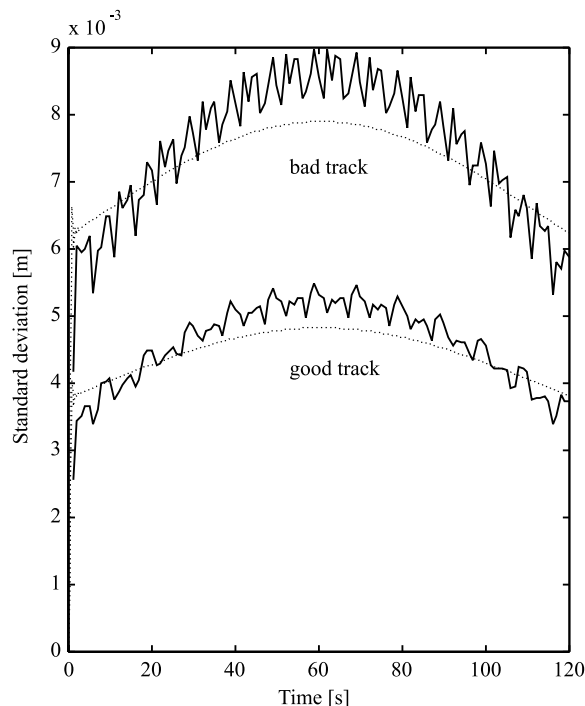
where $T (=120 [s])$ is duration of the simulation. The mark of ride quality W_z can be expressed as

$$W_z = 3,17 \cdot [E(\ddot{x}_2^2)]^{0,15}. \quad (20)$$

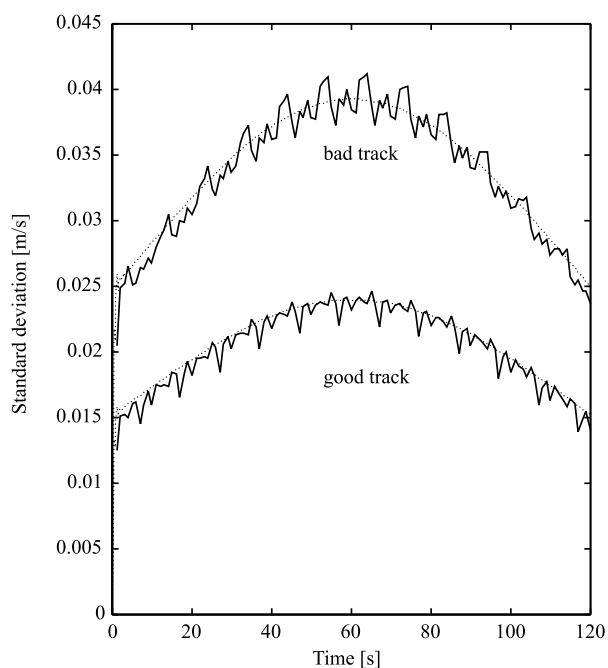
The results of the solution of equations (18) and (19) are shown in graphic form on Figs. 2 – 7. We compare the standard deviation of vertical displacements, velocities, and accelerations of mass bodies 1 and 2 for the track quality parameter $A = 4,032 \cdot 10^{-7}$ (good track) and $A = 1,08 \cdot 10^{-8}$ (bad track). Figure 8 shows the behaviour of the mark of ride quality W_z of mass body m_2 .



Obr. 2. Časový priebeh smerodajnej odchýlky posunutia x_1
Fig. 2. Time behaviour of the standard deviation of displacement x_1
— Monte Carlo simulation
..... Markov process theory

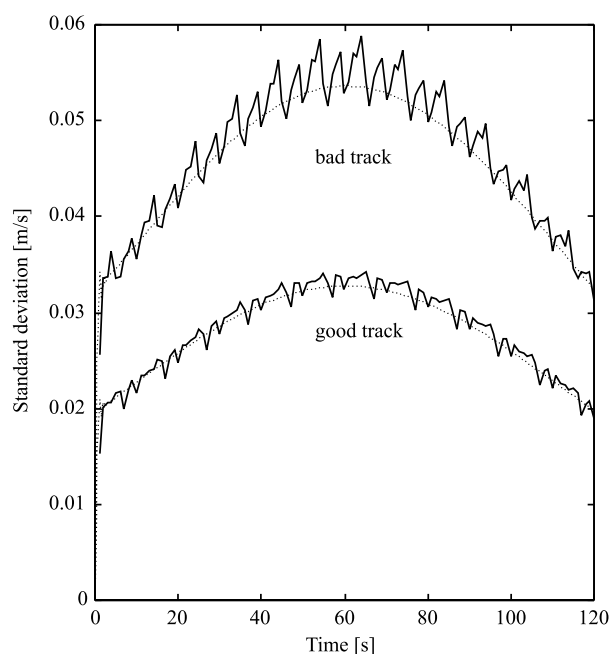


Obr. 3. Časový priebeh smerodajnej odchýlky posunutia x_2
Fig. 3. Time behaviour of the standard deviation of displacement x_2
— Monte Carlo simulation
..... Markov process theory



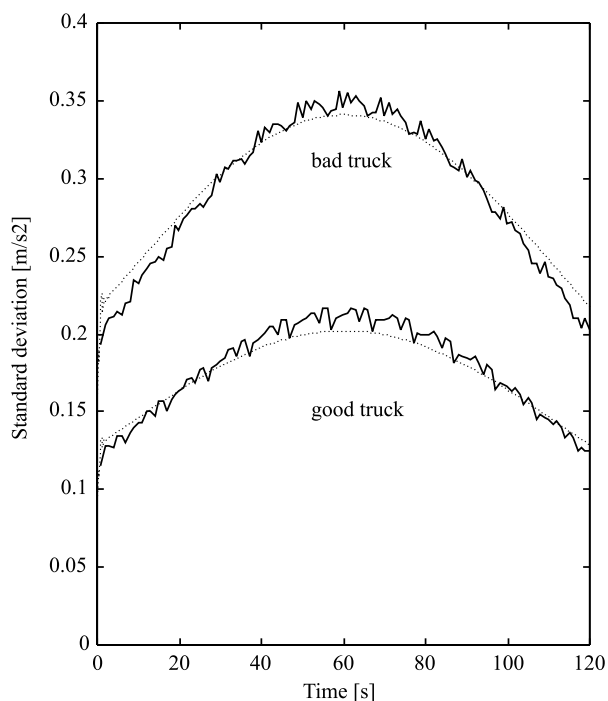
Obr. 4. Časový priebeh smerodajnej odchyľky rýchlosti dx_1/dt
Fig. 4. Time behaviour of the standard deviation of velocity dx_1/dt

— Monte Carlo simulation
..... Markov process theory



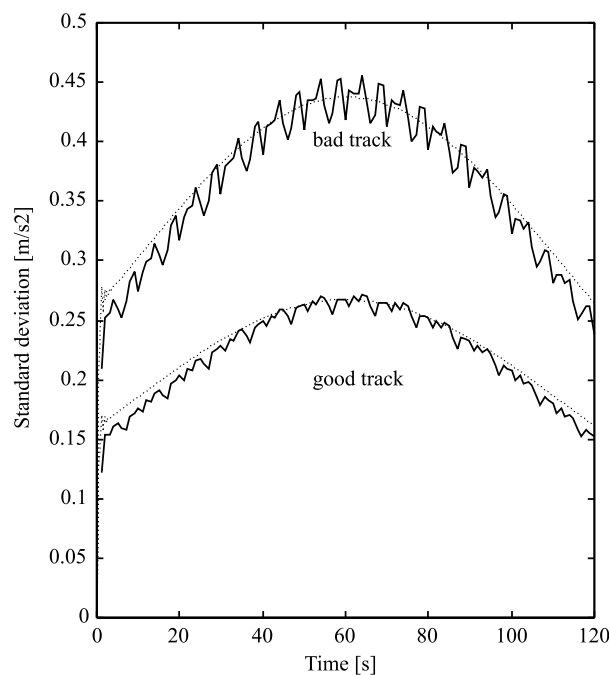
Obr. 5. Časový priebeh smerodajnej odchyľky rýchlosti dx_2/dt
Fig. 5. Time behaviour of the standard deviation of velocity dx_2/dt

— Monte Carlo simulation
..... Markov process theory



Obr. 6. Časový priebeh smerodajnej odchyľky zrýchlenia d^2x_1/dt^2
Fig. 6. Time behaviour of the standard deviation of acceleration d^2x_1/dt^2

— Monte Carlo simulation
..... Markov process theory



Obr. 7. Časový priebeh smerodajnej odchyľky zrýchlenia d^2x_2/dt^2
Fig. 7. Time behaviour of the standard deviation of acceleration d^2x_2/dt^2

— Monte Carlo simulation
..... Markov process theory

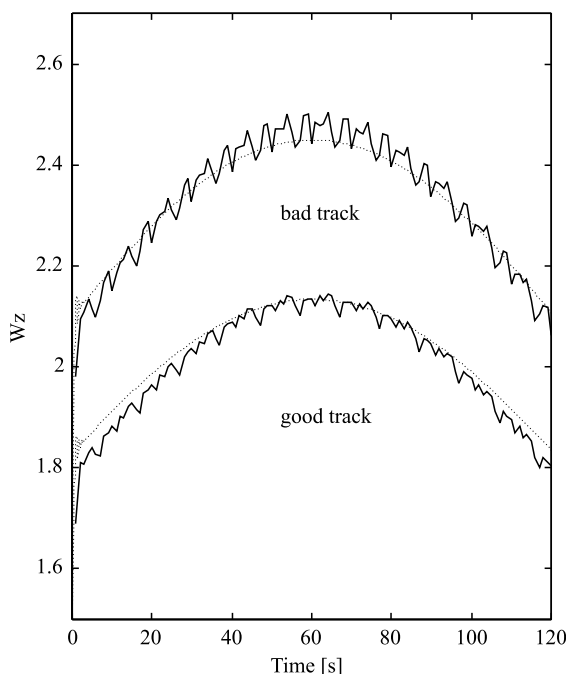
Záver

V tejto štúdii je popis nestacionárneho kmitania rozšírený na dynamiku vozidiel použitím teórie Markovových procesov a „klasického“ Monte Carlo prístupu, ktoré eliminujú tradičné obmedzenie konštantnej rýchlosti (alebo akosti trate) počas doby kmitania.

Zvlášť po sérii numerických analýz (Monte Carlo simulácia), prezentovaný prístup používajúci Markovov vektor je veľmi efektívny a rýchly vzhľadom na výpočtový čas (približne 50-krát rýchlejší).

Monte Carlo simulácia je prezentovaná kvôli kontrole správnosti výsledkov, ktoré ukazujú celkom dobrú zhodu.

Na záver by bolo vhodné zdôrazniť, že tieto štatistické odozvy sú veľmi užitočné pri odhade spoľahlivosti konštrukcii vozidiel.



Obr. 8. Časový priebeh známky akosti chodu skrine vagóna
Fig. 8. Time behaviour of the mark of ride quality of body of coach
— Monte Carlo simulation
..... Markov process theory

Conclusion

In this study, a non-stationary vibration description is extended to the dynamic analyses of vehicles by using the Markov process theory and “classic” Monte Carlo approach, which eliminate the traditional restriction of constant speed (or the track quality) during the period oscillation.

Particularly, after a series of numerical analyses (Monte Carlo method), the presented Markov vector approach is very effective and rapid with respect to the computational time (approximately fifty times more rapid).

The Monte Carlo simulation is presented to check the accuracy of the results, which show a fairly good comparison.

Finally, it should be emphasized that these statistically responses are very useful for estimating the reliability of the vehicles structures.

Literatúra - References

- [1] BENDAT, J., S.: *Nonlinear system analysis and identification from random data*, John Wiley & Sons, New York 1990
- [2] BILÝ, M.: *Simulácia náhodných procesov na základe hustoty pravdepodobnosti*, seminár Náhodné procesy a identifikácia mechanických dynamických systémov, Poprad 1989, (96-116)
- [3] BOLOTIN, V., V.: *Slučajnyje kolebania uprugich sistem*, Nauka, Moskva 1979
- [4] BREPTA, R. - PUST, L. - TUREK, F.: *Mechanické kmitání*, Sobotáles, Praha 1994
- [5] ČAČKO, J.: *Modelovanie náhodných procesov na základe korelačnej teórie*, seminár Náhodné procesy a identifikácia mechanických dynamických systémov, Poprad 1989, (117-148)
- [6] DOBIÁŠ, I.: *Nelineární dynamické soustavy s náhodnými vstupmi*, ACADEMIA, Praha 1988
- [7] ELISHAKOFF, I. - COLOMBI, P.: *Successful combination of the stochastic linearization and Monte Carlo methods*, Journal of Sound and Vibration, 160(3), 1993, (554-558)
- [8] GRUNDMANN, H. - WAUBKE, H.: *Non-linear stochastic dynamics of systems with random properties: A spectral approach combined with statistical linearization*, Int. J. Non-Linear Mechanics, Vol. 31, No. 5, 1996, (619-630)
- [9] CHERNG, R., H. - WEN, Y., K.: *Stochastic finite element analysis of non-linear plane trusses*, Int. J. Non-Linear Mechanics, Vol. 26, No. 6, 1991, (835-849)
- [10] IYENGAR R., N.: *Stochastic response and stability of the Duffing oscillator under narrowband excitation*, Journal of Sound and Vibration, 126(2), 1988, (255-263)
- [11] JULIŠ, K. - BREPTA, R. a kol.: *Mechanika II, Dynamika*, SNTL, Praha 1987
- [12] KALINČÁK, D. - KRŠKO, J.: *Hodnotenie zrýchlení dvojkolesí pri jazde po reálnej trati*, Súčasné problémy v koľajových vozidlách - PRORAIL '99, Žilina, október 1999, (201-208)
- [13] KROPÁČ, O.: *Náhodné jevy v mechanických soustavách*, SNTL, Praha 1987
- [14] KROPÁČ, O.: *Statistická dynamika mechanických soustav*, seminár Náhodné procesy a identifikácia mechanických dynamických systémov, Poprad 1989, (16-55)
- [15] LÁBAJ, J., KALINČÁK, D., KUKUČA, P., GAJDOŠ, J., GERLICI, J., LACK, T.: *Výpočtové metody v dopravnej a manipulačnej technike*, EDIS ŽU, Žilina, 1997.

- [16] NAES, A. – MOE, V.: *Stationary and non-stationary random vibration of oscillators with bilinear hysteresis*, Int. J. Non-Linear Mechanics, Vol. 31, No. 5, 1996, (553-562)
- [17] NIGAM, N., C.: *Introduction to Random Vibrations*, MIT Press, Cambridge 1983
- [18] ROBERTS, J., B. – SPANOS, P., D.: *Random Vibrations and Statistical Linearization*, John Wiley & Sons, New York 1990
- [19] RUBINSTEIN, R., Y.: *Simulation and the Monte Carlo Method*, John Wiley & Sons, New York 1981
- [20] SPANOS, P., D. – DONLEY, M., G.: *Nonlinear multi-degree-of-freedom system random vibration by equivalent statistical quadratization*, Int. J. Non-Linear Mechanics, Vol. 27, No. 5, 1992, (735-748)
- [21] VAVRO J., TVARŮŽEK J., HUSÁR Š.: *Experimental Load Measuring for Determining of Durability of Chassis Parts of Microcar Vehicle*, in "Proceedings of the XIII. Imeko World Congress", Torino, 1994

Jerzy Cisek – Zygmunt Szlachta – Marian Zabłocki *

PODMIENKY TESTOVANIA EMISII PEVNÝCH ČASTÍC VZNETOVÝCH MOTOROV

TEST CONDITIONS OF DIESEL ENGINE PARTICULATE EMISSION AND THE RESULTS OBTAINED

Príspevok predstavuje účinky štyroch faktorov merania emisií pevných častíc: metódu určenia riedenia výfukových plynov v meracom tuneli, rýchlosť riedenia výfukových plynov, podmienky filtrov pre meranie pevných častíc a izokinetiku vzorkovania v meracom tuneli. Prezentované výsledky sa dotýkajú vybraných parametrov charakterizujúcich podmienky merania emisií pevných častíc. Samozrejme, že tieto údaje nevyplývajú vplyv iných parametrov na výsledky. Ukazujú však na potrebu detailnejšej špecifikácie protokolu meraní, pre porovnateľnosť výsledkov. Je to obzvlášť dôležité pri meraní malých množstiev obsahu pevných častíc v rozmedzí, ktoré by mali podľa očakávania limitovať EURO III a EURO IV. Zdá sa, že nahradenie predpisu R 49 novým skúšobným cyklom ESC alebo ETC by sa malo stať dobrou príležitosťou pre dôkladnejšiu analýzu metód experimentov vo vzťahu k opakovateľnosti a reprodukovateľnosti výsledkov.

In this work, based on experimental results, the effect of four factors of particulate emission measurements were taken into account: the method of determining the exhaust dilution in a diluting tunnel, the ratio of exhaust gases dilution, conditioning of the filters used in particle emission measurements and isokinetics of sampling a diluting tunnel.

The results presented in this paper concern four chosen parameters characterizing conditions of the measurement of particle emissions. Obviously, this data does not close the question of influence on other parameters on their result measurements. They show, however, the necessity of more detailed specification on the protocol of measurements to enable comparison of various results. It is particularly important during measurements of small emissions of particles in the range expected by the rules of EURO-III and EURO-IV. It seems that the replacement of the R-49 standard by a new test cycle ESC or ETC should become a good opportunity for a deep analysis of the methods of experiments, in relation to the repeatability and reproducibility of the results.

1. Introduction

Measurements of particulate matter emission from diesel engines create the heaviest problems during determination of emissions of harmful components of exhaust gases. The presently used experimental procedure is determined by the EPA [1], ISO [2] and ECE – R49 regulations accepted internationally more than 10 years ago. This procedure requires special measuring equipment with the exhaust diluting tunnel, which simulates the real conditions of mixing exhaust gases with surrounding air. Particulate matter emission is determined gravimetrically by thorough weighing of particles filtered from the mixture sampled from the tunnel. The above-mentioned regulations determine various features of the design of measuring equipment as well as the conditions of the measurement. However, many important details of the experimental procedure have not been accurately defined or are left free of choice. This reduces the possibility of comparing the results obtained in various centers and diminishes their repeatability and objectivity [4, 5, 6, 7, 8, 9].

These effects are the more pronounced, and the smaller are the measured emissions, e.g. during the investigations aimed for

a significant reduction of emission as expected in the next future. The potential uncertainty of the measurement results may make it difficult to find correct conclusions during engine testing for particulate matter emissions (e.g. for homologation) or for research.

2. Measuring equipment and conditions of the measurements

The scheme of the measuring equipment used in investigations is presented in Fig.1. This equipment makes it possible to determine all the values and parameters necessary for measurements of the particulate matter emissions per hour or unit particulate emissions from engines, according to the ISO no CD 8178 – 1 or ECE – R49 standards. CO_2 concentrations were determined using the IR analyser (NDIR) and NO_x (nitrogen oxides) excess was determined using the chemiluminescence instrument (CLA).

The tests were carried out on a 4-cylinder-loaded diesel engine with a direct injection system and compression ratio of 15.2. Its power was equal to 70 kW at 2600 RPM. Temperature of mixed

* Jerzy Cisek, Ph.D., M.E., Zygmunt Szlachta, Assoc. Prof., D.Sc., Ph.D., M.E., Marian Zabłocki, Prof., D.Sc., Ph.D., M.E.

Institute of Automobiles and Internal Combustion Engines – Cracow University of Technology, ul. Warszawska 24, 31-155 Krakow, Poland,
Tel./Fax: +48-12-632 53 84, E-mail: jcisek@usk.pk.edu.pl, z.szlachta@usk.pk.edu.pl

gases in the tunnel did not exceed 52 °C. The sampled mixture flew through two serial PALL filters of 47 mm in diameter. These filters were weighted using the SARTORIUS microbalance with accuracy of 0.001 mg. All the measurements were fivefold.

The ECE-R49 experimental protocol was used and the particulate matter emission was calculated using the following formula:

$$PM = m_f \cdot \frac{SR}{V_f} \cdot V_{sp} \quad [\text{g/h}]$$

where: m_f – the mass of particles settled in the filters [g],

SR – the exhaust gas dilution ratio in a tunnel, defined as a relation of the volume of the exhaust gas – air mix flowing in a tunnel to the exhaust gas volume, taken from the engine exhaust, contained in it,

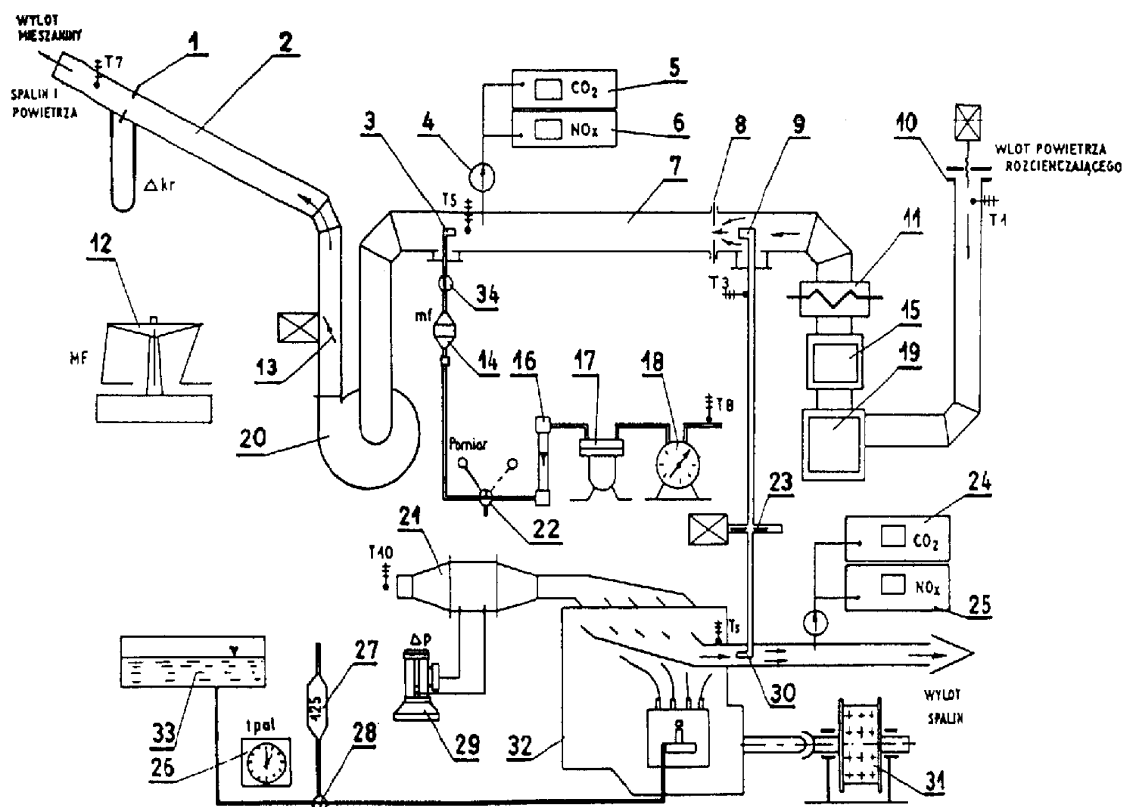
V_f – the volume of the exhaust gas – air mix directed from the diluting tunnel onto a particle filter [m³],

V_{sp} – the exhaust gas flow in an engine exhaust [m³/h].

3. The effect of the determination method of the exhaust gases dilution ratio in the tunnel

The ECE-R49 protocol allows using several methods of determining the dilution ratio SR without any qualitative distinction between them. The result of particulate matter emission measurements may, however, depend on the chosen method. To evaluate the effect of the method, three methods from among those allowed by the ECE-R49 protocol were chosen for comparison:

- I – the method based on measurements of CO_2 concentration in exhaust gases in the diluting tunnel and in the sucked air;
- II – the method based on the carbon balance and measurement of CO_2 concentration in diluted exhaust gases in the diluting tunnel and in the sucked air; and
- III – the method based on measurement of NO_x (nitrogen oxides) concentration in the engine exhaust gases in the diluting tunnel and in the sucked air.



Designations:

1 – measuring orifice plate to measure the exhaust gas and air flow; 2 – tunnel exhaust pipe; 3 – sampling probe to extract exhaust gas and air mix samples from the tunnel; 4 – pump to extract gas samples; 5 – CO_2 analyser; 6 – NO_x analyser; 7 – exhaust gas dilution tunnel; 8 – mixing orifice plate to mix exhaust gas with air; 9 – exhaust gas inlet into the tunnel; 10 – adjustable diluting air intake; 11 – heat exchanger; 12 – microbalance to weigh particulate matter in filters; 13 – adjustable throttle; 14 – set of filters; 15 – diluting air chemical filter; 16 – rotameter; 17 – vacuum pump; 18 – laboratory gasometer; 19 – diluting air dust filter; 20 – fan; 21 – laminar flowmeter; 22 – three-way valve; 23 – adjustable exhaust gas throttle; 24 – CO_2 analyser; 25 – NO_x analyser; 26 – stop-watch; 27 – fuel meter; 28 – three-way valve; 29 – Askania micromanometer; 30 – sampling probe to take samples of exhaust gas flowing into the tunnel; 31 – brake; 32 – tested Diesel engine; 33 – fuel tank

Fig. 1. Schematic of equipment details for determination the particulate matter emission in diesel engine exhaust

The comparative calculations were based on the investigations carried out under the following conditions of engine work:

- 1 - idle work at 600 RPM,
- 2 - maximum torque at 1600 RPM,
- 3 - external power at 2100 RPM ($N_e = 79$ kW),
- 4 - rated conditions of engine work ($n = 2600$ RPM, $N_e = 71$ kW).

The mixture volume sampled from the tunnel onto the filters V_f was not varied and was equal to 200 dm^3 . Various settings of the tunnel for the particular conditions of the engine work were chosen in such way as to obtain the determined exhaust dilution ratios within the range of $SR = 8$ to 17 for all 3 methods used.

Fig. 2 presents the results of SR calculations using the above-presented methods. Under the same conditions of engine work, all applied methods should give theoretically the same values of SR (tunnel settings are invariable for a given revolutions). The arithmetic mean indicates that the highest SR values are obtained using the I-st method and the lowest - using the III-rd one. This regularity is not valid for $n = 2600$ RPM only, but in this case the scattering of results is highest.

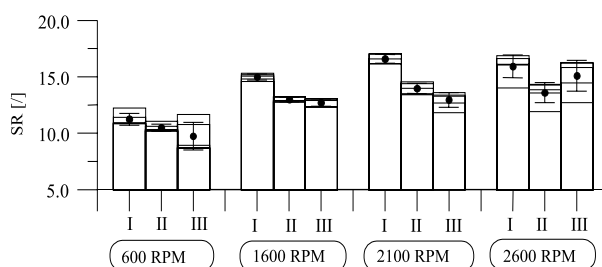


Fig. 2. Dilution ratio SR determined by means of methods I, II and III under different engine running conditions and fivefold measurement repetition
I - Standard deviation; • - Arithmetic average

The presented data shows that the general scattering of SR values is similar for all methods and conditions of engine work. Only in the case of the III-rd method and the maximal revolutions a more significant scattering of the results was obtained.

Fig. 3 presents the values of the relative error, made during determination of the dilution ratio under the particular conditions of engine work.

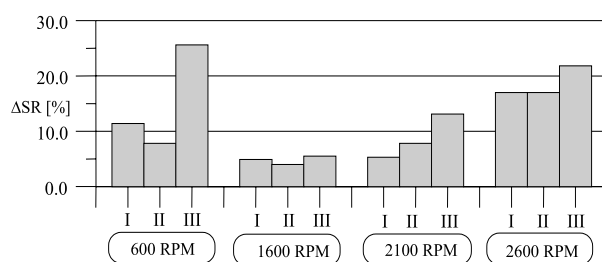


Fig. 3. Relative error of the dilution ratio ΔSR for measurement results presented on Fig. 2

Generally, under all conditions of the engine work the III-rd method gave the highest error. The relative SR error is the highest at the idle run and maximal revolutions. An increase of the SR error with the engine revolutions under load may be clearly observed.

Fig. 4 presents the results of measurements and calculations of the particulate matter emission PM , for various methods of determination (I, II and III) and for various conditions of engine work.

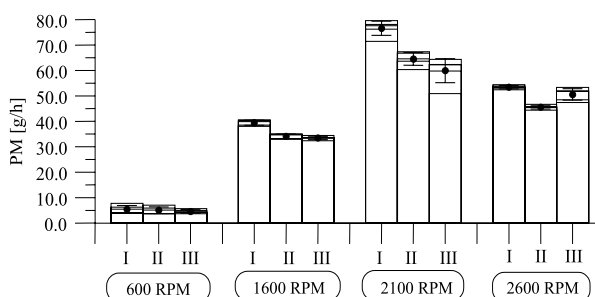


Fig. 4. Particulate matter emission PM for different methods (I, II, III) of dilution ratio SR determination. Engine and dilution tunnel running as well as measurement conditions as given on Fig. 2
I - Standard deviation; • - Arithmetic average

PM values, their standard deviations and the arithmetic mean are also shown on the histograms of 5 subsequent measurements (their deviations). As it may be expected the lowest PM values were found for small engine revolutions and the idle run, irrespective of the method of SR determination. Parallel to the higher SR values obtained using the I-st method the particulate matter emission is the highest. The similar regularity may be observed for the smallest SR and PM values. It may indicate that the dilution ratio of exhaust gases in the tunnel significantly affects calculation of PM values from the used formula.

The value of the PM relative error, presented in Fig. 5 seems to be very interesting.

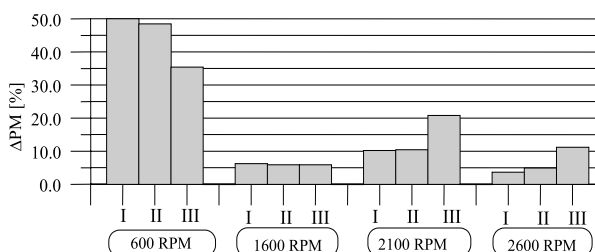


Fig. 5. Relative error of particulate matter emission PM for measurement results presented on Fig. 4

The highest relative error, of the order of 30 - 50 % was observed for PM determinations at small revolutions and idle run of the engines. It may be related to the lower repeatability of combustion and lower particulate matter emission, leading to higher scatter of

the smaller mass of particles accumulated on the measuring filters. This result is, however, not fully consistent with the data presented in Fig. 3, where the SR relative error was not significantly dependent on particular conditions of engine work. This fact may be explained by taking into consideration the formula used in PM calculations. One should also remember that V_f was invariable during measurements, while scattering of V_{sp} , the flow intensity of exhaust gases was relatively low. We may assume that both parameters do not significantly affect the measured PM value. For this reason the influence of the disturbance of the SR determination method on results of PM evaluation may be also caused by the scattering of mass of the particulate matter mf settled on filters. The relative error of the mass settled on filters, determined under various conditions of engine work is presented in Fig. 6.

It may be seen that scattering of the measured particle masses is highest at idle run of the engine, when the relative error reaches 40 %. Under these conditions the particulate matter emission per hour is small, so at $V_f = \text{const.}$ the mass of particles accumulated on the measuring filters is also smaller than under other conditions of engine work. This leads to the increase of the scatter of both values, the measured mass and particulate matter emission. When the engine is loaded, this error is much smaller, but it increases with engine revolutions.

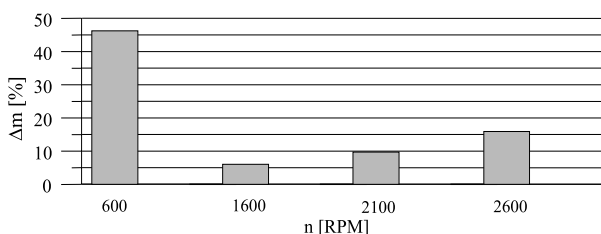


Fig. 6. Relative error of the particulate mass mf collected on the filters at fivefold measurement repetition. Measuring conditions as given on Fig. 4

Based on the above-presented results of measurement one may state that the measured value of particulate matter emission depends clearly on the method used for determining the exhaust dilution ratio. Each of these methods bears different levels of experimental and calculation errors, dependent on the conditions of engine work. Thus, comparisons of the results of particulate matter emission determinations obtained in various centres (laboratories) should be limited to the same method of SR determination. The preferable method seems to be the I-st method, based on measurements of CO_2 concentrations, when the calculated values of PM , the particulate matter emissions are highest at the lowest scatter of their values.

4. The effect of the dilution ratio in the diluting tunnel

The ratio of exhaust gas dilution is one of the parameters that may be generally freely set during the measurement of the particulate matter emission measurements down to the value of $SR = 4$ [2]. The theory states that changes of the dilution ratio under

fixed engine work conditions should not affect the measured value of the particulate matter emission. The investigations of the influence of this parameter on the result of measurements of particulate matter emissions were carried out during the engine work under the maximal torque $M_{max} = 420$ [Nm] and revolutions of 1600 RPM. The dilution ratio SR was determined using the I-st method based on determining the carbon dioxide CO_2 concentration. Measurements were performed in two series of experiments of different choice of the gas mixture volume sampled from the diluting tunnel onto the filters V_f .

In the first series the same volume of gases $V_f = \text{const.} = 200$ dm³ was sampled from the tunnel at various exhaust-gas dilution ratios. The dilution ratio SR fluctuated roughly between 5 to 21 and was equal to 4.95; 10.1; 15.7 and 21.6 (average values for 5 measurements). The following values of SR were achieved by changing the volumes of exhaust gas and air supplied in the diluting tunnel. The results of measurements are shown in Fig.7 together with the average standard deviation for 5 repetitions.

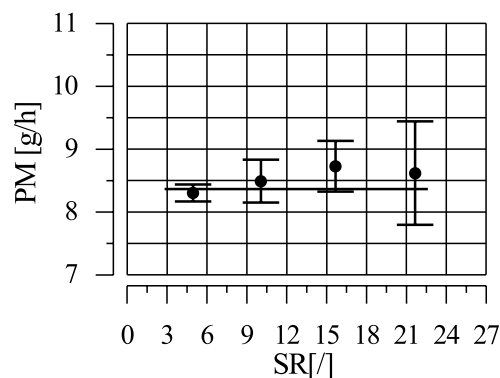


Fig. 7. The effect of the exhaust gas dilution ratio SR on the particulate matter emission per hour PM , at fixed engine settings and constant volume of gases sampled onto the filters V_f
I - Standard deviation; • - Arithmetic average

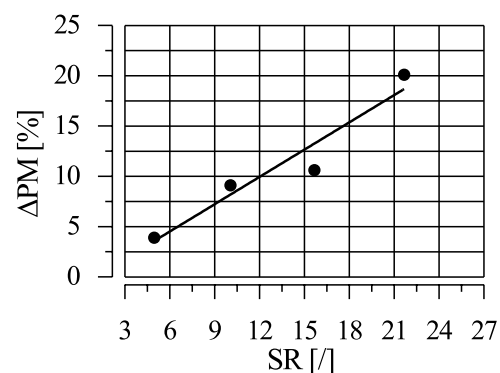


Fig. 8. The effect of dilution of the exhaust gases on the relative error of determination of the particulate matter emission ΔPM , at fixed engine settings and invariable volume of gases sampled onto the filters V_f

The obtained results do not allow drawing any substantial conclusions concerning the effect of dilution ratio SR on the measured values of the particulate matter emission. Both Fig. 7 and 8 show that with increasing dilution of exhaust gases the relative error of PM measurements increases strongly, which may make it difficult to draw conclusions.

As it was assumed for this series the volume of gases sucked off the filters was maintained constant for all SR values. Under such conditions the increase in SR caused a mass of particles deposited on the filters was obviously diminishing. This relationship is shown in Fig. 9. Within the SR changes between about 5 and 21, the loading of filters with particles diminishes fourfold. In consequence the relative error of PM determination (equivalent to the error of determining the mass on the filters) increases as the dilution ratio SR (presented in Fig. 8) increases. This seriously enhances the uncertainty of conclusions, which might be determined based on the investigations carried out at $V_f = \text{const.}$

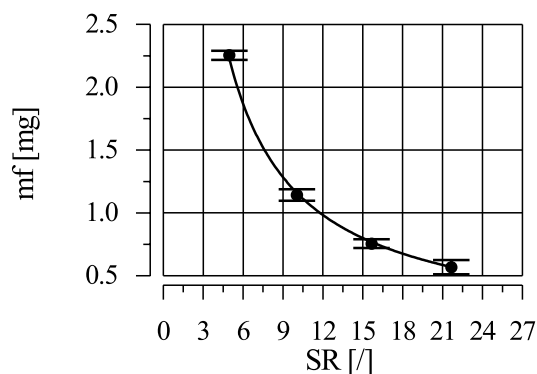


Fig. 9. The effect of the exhaust gas dilution ratio SR on the mass of particles accumulated on the filters mf , at fixed engine settings and invariable volume of gases sampled onto the filters V_f

For these reasons another series of measurements was carried out in such a way that the volume of the gas mixture sampled from the diluting tunnel onto the filters was changing along with variations of SR . The volume V_f was varied with SR so as to obtain a similar mass of particles on the filters independent of the dilution ratio. These masses varied within the limits of 0.8 – 1.0 mg. As it may be seen in Fig. 10, the range of the variations in particle masses did not exceed 20 %. The exhaust-gas-dilution ratio was similarly changing as in the first series of measurements, i.e. within the limits of 3 – 21. Its values were equal to: 3.2, 8.5; 15.5 and 20.3, respectively. Under such conditions the volume taken onto the filters varied between about 50 to 400 dm³ (Fig. 10). The results of the particle matter emissions measurements carried out under these conditions are presented in Fig. 11.

It may be clearly seen that within the applied limits of SR the variation of the average particle matter emission per hour PM practically does not depend on the exhaust-gas-dilution ratio in the tunnel SR .

Investigations carried out in both series lead to hints important for the technique of measuring the particle matter emissions

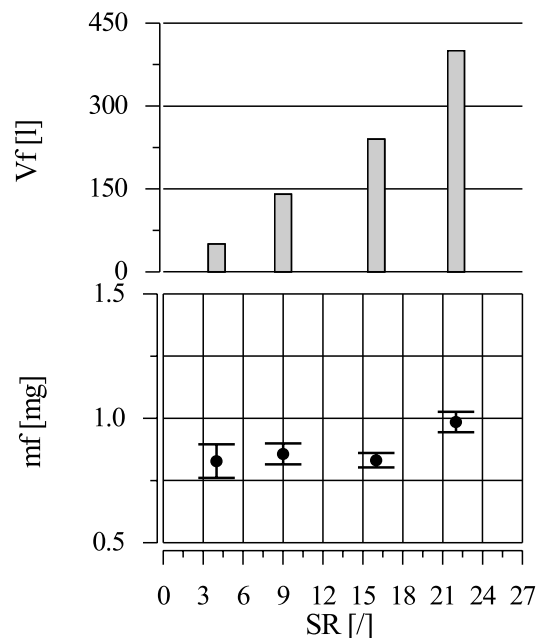


Fig. 10. Mass of particles deposition the filters mf and volume of gases directed onto the filters V_f during determination of the effect of the dilution ratio SR on the particle matter emission PM

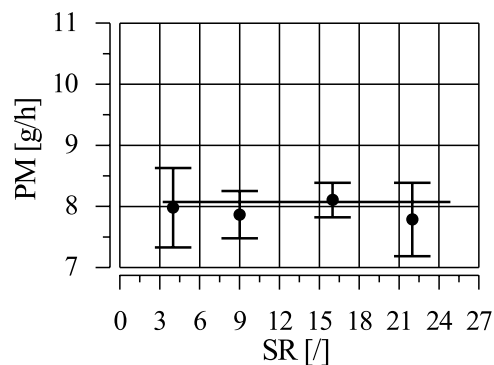


Fig. 11. The effect of variations in the exhaust gas dilution ratio SR on the particle matter emission per hour PM , at varying volume of gases directed onto filters V_f

using the exhaust-gas-diluting tunnel. During the routine measurements of particulate matter emission one should pay attention to the proper choice of the volume of the mixture of gases V_f , sampled onto the filters from the diluting tunnel and onto the loading of the filters with particles. The ratio of exhaust gases dilution usually may be set quite arbitrarily. In order to obtain a good accuracy of PM measurements, one should try to obtain similar loading of the measuring filters in the subsequent measurements and to gain a sufficient mass of particles on the filters. These conditions should create a criterion of the choice of the mixture sampled from the diluting tunnel, V_f , at various ratios of exhaust dilution in the tunnel.

5. The effect of conditioning the filters applied in the particle matter emission measurements

One of the measurement conditions, which are not sufficiently precisely defined, is the preparation of filters, called their conditioning. According to the EPA [1], ISO [2] and ECE - R49 [3] standards these filters should be conditioned both before the application and before weighing in the pure state and after deposition of particles and before the second weighing. According to the ISO standard, before the investigation the pure filters should be conditioned for a period of time not shorter than one hour. In this time they should be kept in an air-conditioned chamber in a closed but unsealed Petri dish. After removal from the chamber the filter must be used within eight hours. Otherwise, the conditioning procedure must be repeated.

Conditioning the filter after depositing of particles (and before weighing) should be carried out for at least two hours but not longer than 80 hours. The ISO standard does not precisely state other conditions of the conditioning procedure. The EPA and ECE - R49 recommendations give more detailed data concerning both temperature of the procedure and humidity of air. According to the ECE - R49 protocol temperature in the conditioning chamber and during the weighing of filters should be kept within $20 \div 30 \pm 6^\circ\text{C}$, at relative humidity of air within $35 \div 55 \pm 10\%$. Duration of conditioning is consistent with the ISO recommendations described above.

From among those recommendations the most doubtful are the rather wide limits conditioning time. They vary in measurements of various authors, which makes any comparison less reliable.

For this reason the conditioning time was taken as a main variable in the investigations presented below.

As it was mentioned before in the investigations the PALL filters (EMFAB TX 40 HJ 20 WW), meeting the requirements of the ISO and ECE standards and widely used in measurements of particulate matter emissions by diesel engines were used in our studies.

At the beginning the changes in mass of two pure filters (new) during conditioning were measured before use in particle emission measurements. Fig. 12 presents variations in mass of these filters for different periods of conditioning.

As it may be seen, there is an increase of the mass of filters over the whole period of conditioning, up to about 100 hours; although, these changes of mass are not big and remain within several hundred parts of a milligram. These results show, however, that the filters are not completely non-hygroscopic. In such a situation, because of the precision of the measurements of particulate matter emission, it is very important to strictly follow the same protocol of conditioning (time, temperature and humidity of air) of both pure filters before use and loaded filters. Moreover, it seems that conditioning time should be close in both cases.

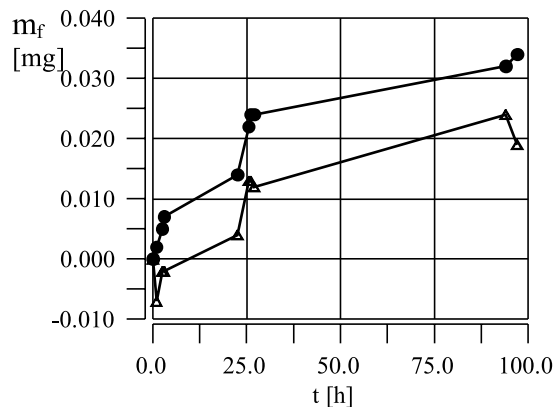


Fig. 12. The influence of time t , on change of mass m_f for two pure filters conditioned before use in measurements

In the second series of investigations the loaded filters were taken into consideration. The influence of conditioning time on the mass of deposited particles and the particle emission per hour were determined.

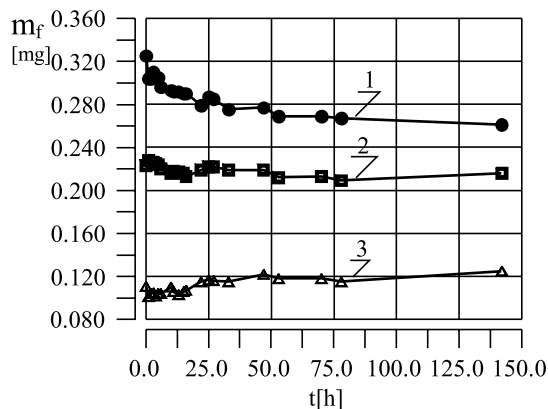
Filters loaded with particles during the engine work under three different experiment conditions were studied:

- idle run of the engine, at $n = 600$ RPM,
- partial load of the engine, at $n = 1600$ RPM and 50 % of the maximal torque $M_0 = 210$ Nm;
- full load of the engine, at $n = 2600$ RPM and $M_0 = 270$ Nm (on the external characteristics of the engine).

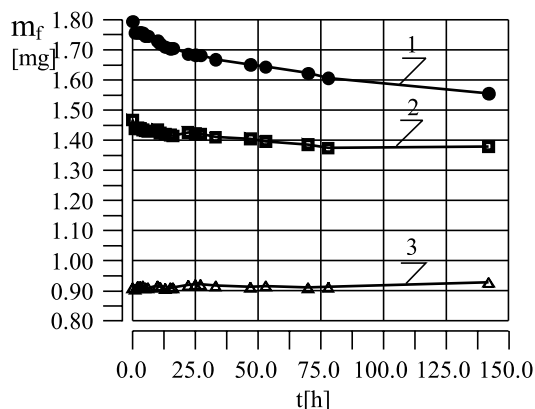
Substantially different conditions of engine work were chosen because of the real possibility of different behavior of particles on the filters at various states of the engine work. For similar reasons for each of the above described states of the engine, measurements were carried out on the filters loaded with a "small mass" of particles of $0.1 \div 0.35$ mg or a "big mass" of $0.9 \div 1.8$ mg. These ranges correspond roughly to the mass of particles on filters from one test point in the 13-phase test acc. to ECE - R49 and the whole 13-phase test. Such data may be helpful in evaluation of the influence of the procedure used in the 13-phase test on the potential accuracy of the measurements of particle emission. It is important because the ECE - R49 protocol allows application of separate pairs of filters for each test point (all together 13 pairs of filters less loaded) or one pair of filters for the whole 13-phase test, much more loaded.

The results of this series of investigations are shown in Figs. 13 - 14.

From the data presented in Figs. 13A and 13B it results that masses of particles accumulated on filters behave differently during conditioning of filters, depending on the origin of the particles, i.e. in dependence on the engine work conditions, under which they have been collected. It seems to be related to different chemical composition and structure of the particles deposited on the filters, for instance, a different ratio of the solid phase (soot) and volatile phase forming the particles.



A) „Small masses“ of particles



B) „Big masses“ of particles

Fig. 13. Changes of „small masses“ and „big masses“ m_f of particles on the filters, in function of time of conditioning t . The particles are collected under various conditions of the engine work:
1 - idle run; 2 - 50 % M_{max} ; 3 - full load.

In the case of idle run (curve 1), the mass of particles diminishes both for „small“ and „big“ loading of the filters. This data indicates that the most intensive changes of mass appear at about 80 hours of conditioning for idle run. The fastest loss of mass occurs in the first period of conditioning during the first 10-20 hours.

Also, the particles settled on the filters during the work of the partly-loaded engine (curve 2 on fig. 13 A and 13B) show the tendency to diminish their mass during conditioning. In this case the highest loss occurs during the first period of conditioning.

In the case of particles settled at full load of engine (curves 3 in figures) and „small“ loading of the filter, there is a reverse phenomenon - the mass on the filter increases with time of conditioning. On the other hand, the mass of a „big“ mass of particles practically does not change during filter conditioning.

The particulate matter emission per hour PM [g/h], shows a similar variation (Fig. 14). Our investigations show that the mea-

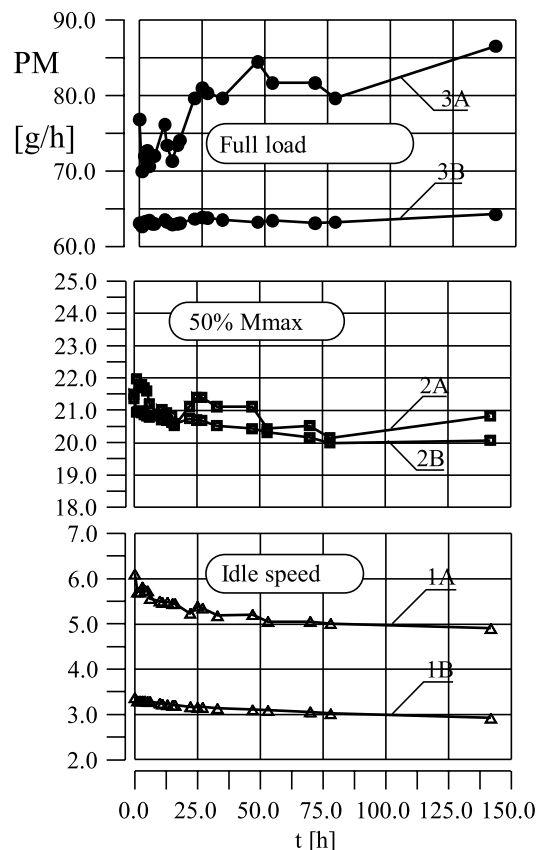


Fig. 14. Variations of the particulate matter emission per hour PM in function of conditioning time of loaded filters. Particles from various states of the engine work:
1 - idle run; 2 - 50 % M_{max} ; 3 - full load
A) „Small masses“ of particles
B) „Big masses“ of particles

surements of the particulate matter emissions may be severely erroneous, depending on conditioning time of filters loaded with these particles. Undoubtedly, it decreases the possibility of comparing the results of particulate matter emission measurements carried out in various centres. A more precise definition of conditioning time by the rules of the standards of these measurements seems necessary.

Generally, the less mass accumulated on filters, the greater may be the error related to conditioning time. The presented results of measurements indicate other sources of the differences in results of particulate matter emission measurements carried out, for instance, using the 13-phase ECE - R49 test with one pair of the filters for the whole test or with 13 separate, less loaded filters (i.e. for each stage of the test). One should note here that clearly the highest error in the particle emission might occur for measurements carried out at idle engine work. Under such conditions the changes of particles mass during conditioning are, moreover, reverse than for other conditions of the engine work.

6. The influence of isokineticity of sampling gas from the diluting tunnel

Both the ISO 8178 and ECE - R49 standards do not give precise requirements in this respect. The character of gas flow at the inlet to the probe and the literature data [10] indicate that this question is not negligible for accuracy and comparability of the results of measurements.

The criterion of evaluating isokineticity by taking samples from the diluting tunnel is the ratio of flow rates of the mixture of air and exhaust in the tunnel V_t (m/s), to the flow rate of this mixture V_g (m/s) in probe sampling gas onto the measuring filters, i.e. V_t/V_g . Theoretically, the ideal case of sampling from the diluting tunnel is the equality $V_t = V_g$ (or $V_t/V_g = 1$). In reality, meeting this condition is not always possible, for instance, because of changing flow rates during the 13-phase test acc. to the ECE-R49 standard. It may be a source of additional errors of exhaust particulate emission measurement. When $V_t \neq V_g$, the concentration of particles at the probe inlet may be different from the average concentration in gas flowing in the tunnel. It is caused by various images of gas jet deviations at the edge of the probe, dependent on the V_t/V_g ratio. When $V_t > V_g$, then at the probe inlet there proceeds "centrifugation" of solid particles. So, a more concentrated gas will flow to the filters, and the particles emission will be apparently higher. The reverse phenomenon occurs when $V_t < V_g$.

The influence of sampling isokineticity on the value of the measured particle emission was determined for a probe in the form of a tube, the outlet of which was directly opposite to the flow of gas in the tunnel (see scheme in Fig. 15). It is one of the solutions recommended by ISO 8178. 5 values of the V_t/V_g ratio were chosen for studies: 0.5; 1.0; 1.5; 2.0 and 2.5. These values were achieved in two ways, either by:

1. change of the flow rate of gas in the diluting tunnel (choking of flow), or by:
2. use of probes, of two different internal inlet diameters d_s (alternatively):
for $V_t > V_g < 2 - d_s = 8$ mm
for $V_t > V_g > 2 - d_s = 16$ mm.

The diameter of the diluting tunnel was equal to 160 mm. The flow rate of gases V_t in the tunnel was determined by flow intensity measurement using the standard orifice. On the other hand, the flow rate in the probe was determined by measuring the time of taking a definite volume sample, determined by using a laboratory gas meter.

The results of these measurements are presented in Fig. 15. As it may be expected the greater the ratio of V_t/V_g , the greater is the measured value of the particulate emission (at fixed engine settings).

This relationship is roughly linear. Thus, greater deviations from isokineticity of gas sampling from the tunnel may cause

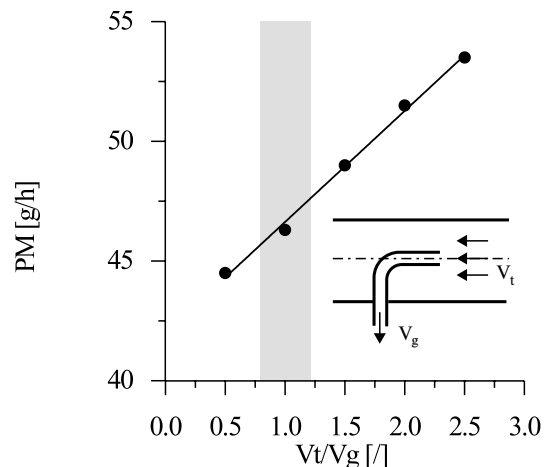


Fig. 15. The influence of the isokineticity of sampling on the value of the measured particulate matter emission

serious errors in the values of the particles emission. This data shows that the ratio of V_t/V_g for a particular probe should not exceed about $0.8 \div 1.2$ (the shadowed region in Fig. 15), in order to limit the error derived from anisokineticity, e.g. to $\pm 2\%$.

7. Conclusions

1. The method of determining the dilution ratio SR in the diluting tunnel significantly affects the value of the calculated particle emission. The choice of this method is important for objectivity of particulate matter emission measurements. Our investigations show that the most objective results are obtained using the method based on the measurement of CO_2 concentration.

2. To improve the accuracy of the particulate matter emission measurements using various dilution ratios in the tunnel, it is necessary to pay attention to accumulating masses of particles that should be similar and possibly large for subsequent measuring points (in the case of the ECE R49 test this note is applicable only to the method of many filters).

3. Depending on the engine work conditions, the mass of loaded filters changes during conditioning in a different way within 80 hours. To increase the accuracy and comparability of measurements, the more detailed and narrow limits of conditioning time loaded filters before weighing should be defined (for instance 5 ± 0.25 hours).

4. To obtain objective results of the particle emission measurements one should assure the isokinetic conditions of gas sampling from the diluting tunnel. The measuring error of particle emission may be equal to $\pm 2\%$, when the isokineticity is kept within the limits of $0.8 \div 1.2$ for the probe used in the presented investigations.

8. References

- [1] "Code of Federal Regulations", U.S.A. Environmental Protection Agency, Gaseous and Particulate Exhaust Test Procedure, 1990, Vol. 40, Part 86.
- [2] "RIC Engines - Exhaust emission measurement, Part 1. Test bed measurement of gaseous and particulate exhaust emissions from RIC Engines". Norma ISO, nr CD 8178 - 1, 1992.
- [3] "Emission of diesel engines", U.N. Economic Commission for Europe ECE), Regulation No 49 - (z poprawkami i uzupełnieniami do r. 1992).
- [4] BLACK, F., HIGH, L.: "Methodology for Determining Particulate and Gaseous Diesel Hydrocarbon Emissions", SAE Technical Paper 1979, Nr 79 0422.
- [5] FRISCH, L. E., JOHNSON, J. H., LEDDY, D. G.: "Effect of Fuels and Dilution Ratio on Diesel Particulate Emissions", SAE - Transactions, 1979, Paper Nr 79 0417.
- [6] LACH, G., WINCKLER, J.: "Specific Problems of Sampling and Measuring Diesel Exhaust Emissions". SAE - Transactions, 1988, nr 88 1763.
- [7] WALDENMAIER, D. A., GRATZ, L. D., BAGLEY, S. T., JOHNSON, J. H., LEDDY, D. G.: "The Influence of Sampling Conditions on the Repeatability of Diesel Particulate and Vapor Phase Hydrocarbon and PAH Measurements". SAE - Transactions 1990, nr 90 0642.
- [8] KITTELSON, D. B., JOHNSON, J. H.: "Variability in Particle Emission Measurements in the Heavy - Duty Transient Test", SAE - Transactions, 1991, nr 910738.
- [9] BASTENHOF, D.: "Exhaust Gas Emission Measurements - A Contribution to a Realistic Approach", 21 Kongres CIMAC, 1995, Inter-laken, ref. nr D43.
- [10] LIPKEA, W. H., JOHNSON, J. H., VUC, C. T.: "The Physical and Chemical Character of Diesel Particulate Emission-Measurement Technique and Fundamental Considerations". SAE - Transactions, 1978, Paper 780108

Štefan Liščák *

VÝZNAM A FUNKCIA ÚROVNE INFORMÁCIÍ O SPOLAHLIVOSTI DOPRAVNÝCH PROSTRIEDKOV

THE IMPORTANCE AND ESSENTIAL FUNCTION OF THE LEVEL OF INFORMATION ABOUT RELIABILITY OF MEANS OF TRANSPORT

Vzrastajúce požiadavky na prevádzkovú spoľahlivosť dopravných prostriedkov vyžadujú interdisciplinárny postup.

Teoretické odhady spoľahlivosti závisia od hĺbky informácií, najmä od zákonitosti kumulácie poškodenia pri zložitých prevádzkových namáhaniach. Na základe kvality vstupných informácií o prevádzkovej spoľahlivosti dopravných prostriedkov, je možné teoretické úvahy o spoľahlivosti aplikácie využívať v optimalizácii technologického procesu prepravy.

1. Úvod do problematiky

Spoľahlivosť je súhrnný názov pre jednu z najdôležitejších skupín znakov kvality, vyjadrujúcich schopnosť výrobkov plniť požadované funkcie počas predpísanej doby a v predpísaných prevádzkových podmienkach.

Spoľahlivosť dopravného prostriedku opisuje nielen jeho jednorázovú schopnosť vyhovieť určeným požiadavkám, ale vyjadruje aj schopnosť tieto požiadavky dlhodobo plniť v závislosti od času prevádzky. Platí, že na spoľahlivosť akéhokoľvek výrobku, teda aj dopravného prostriedku, musíme vždy pozeráť z pohľadu užívateľa. Z užívateľského hľadiska je spoľahlivosť vnímaná predovšetkým ako súhrn integrálne pôsobiacich vlastností daných parametrami určenia (výkonnosť, funkčnosť, hospodárnosť a pod.), parametrami spoľahlivosti (životnosť, bezporuchovosť, udržiavateľnosť, opraviteľnosť a pod.), prípadne ďalšími vlastnosťami.

Zabezpečiť všestranne spoľahlivú prevádzku dopravného prostriedku je možné predovšetkým:

- vysokou inherentnou spoľahlivosťou
- diagnostikovateľnosťou porúch
- udržiavateľnosťou a opraviteľnosťou
- vypracovanými dokonalými informačnými systémami a informáciami o poruchách

V praxi sa môžeme stretnúť s rôzne chápanou právnou zodpovednosťou za dôsledky nespoľahlivosti dopravných prostriedkov z pohľadu užívateľa. Môžeme preto zhrnúť:

Increasing requirements on the operation reliability of means of transport require interdisciplinary approach.

Theoretical estimations of reliability depend on the quality of information, mostly on the law of damage cumulation in the case of complicated operation strain. On the basis of the quality of the entry information about the operation reliability of means of transport, it is possible to use the theoretical considerations about reliability in the optimisation of the technological process of transportation.

1. Introduction

The term of "reliability" names one of the most important groups of quality attributes conveying the ability of products to fulfil required functions at a given time and under specified conditions of operation.

Reliability of a means of transport does not describe only its single ability to meet defined demands, but it also conveys its long-term ability to fulfil these demands depending on the time of operation. We have to look at the reliability of any product, including a means of transport, from the user's point of view. From this point of view, reliability is mostly considered a complex of the integrally acting attributes that are given by the parameters of their determination (performance, function, economy, etc.) and by the parameters of reliability (service life, no-failure operation, maintainability, reparability, or by other parameters, if there are any).

Provision of the versatile reliable operation of a means of transport can be achieved by:

- high inherent reliability
- ability to diagnose failures
- maintainability and reparability
- perfect information systems and perfect information about failures.

In practice, the legal responsibility for consequences of unreliability of means of etc.), transport from the user's point of view is diverse in understanding. Therefore, we may conclude:

* Doc. Ing. Štefan Liščák, CSc.

University of Žilina, Department of Road and City Transport, Faculty of Operation and Economics of Transport and Communications,
E-mail: liscak@fpedas.utc.sk

- spoľahlivosť (podľa STN 010102) vyvoláva u užívateľa (dopravcu) dojem, že dopravný prostriedok zrealizuje prepravné úlohy v dohodnutých podmienkach a v určenom čase. Z toho je jasné, že doprava je dej nevratný.
- bezporuchovosť užívateľ chápe, že dopravný prostriedok plní bez poruchy požadované úlohy v určených prevádzkových podmienkach.
- opraviteľnosť užívateľ chápe, ako vlastnosť dopravného prostriedku v prípade vzniku poruchy možnosť nenáročného zistenia príčiny a miesta poruchy (diagnostikovateľnosť) a jej odstránenia opravou.

Z vyššie uvedeného vyplýva, že spoľahlivosť je chápaná tak, že dopravný prostriedok zrealizuje úlohu v žiadanom čase a v určených podmienkach a že v čase realizácie sa nevyskytne porucha, alebo ak sa vyskytne, je možné ju rýchlo odstrániť, takže to nebude mať výrazne negatívny dôsledok na výsledný efekt prepravnej činnosti.

V prevádzke dopravného prostriedku významne platí „just in time“ teda snahou je prevádzkovať dopravný prostriedok so žiadanými resp. minimálnymi poruchami. Nachádzame sa teda v oblasti definovania bezporuchovosti resp. jej zvyšovania. Z celého technologického procesu prevádzky dopravného prostriedku nemôžeme vylúčiť oblasť diagnostikovania (opraviteľnosti), pretože včasné a správne predikovanie možnosti vzniku poruchy ešte neznamená nedokončenie prepravnej činnosti, ale môže naopak zvýšiť úroveň pravdepodobnosti dokončenia technologického procesu prepravy.

2. Opis modelu prevádzkovej situácie.

Príklad, že diagnostika technického stavu dopravného prostriedku môže zvyšovať hodnoty pravdepodobnosti splnenia technologického procesu prepravy je možné interpretovať na jednoduchom modeli situácii v prevádzke:

1. Poznáme čas na realizáciu technologického procesu prepravy dopravným prostriedkom T_s , kde $T_s = (0; t_s)$. Uvažujeme, že čas je stály, nemení sa.
2. Poznáme čas nevyhnutný na realizáciu technologického procesu prepravy T_r , kde $T_r = (0; t_r)$, uvažujeme, že čas T_r je tiež stály a nemenný a že $T_s \geq T_r$.
3. Dopravný prostriedok podlieha náhodnému výskytu porúch s hustotou pravdepodobnosti $f(t)$, pričom

$$f(t) = \lambda(t) \cdot \exp \left(- \int_0^t \lambda(t) dt \right), \quad (1)$$

kde $\lambda(t)$ – intenzita prúdu.

4. Technický stav dopravného prostriedku je v priebehu realizácie technologického procesu prepravy sledovaný. V prípade poruchy je táto odstránená a preprava zrealizovaná.
5. Časová rezerva umožňujúca prípadnú diagnostiku a odstránenie poruchy je:

$$\Delta T = T_s - T_r$$

- For a user (a carrier), the reliability (by STN 010102) creates the impression that a means of transport will comply transport demands meeting the defined conditions and the time limits. It is therefore clear that transport is an irreversible action.
- For a user, no-failure operation means that a means of transport fulfils required tasks without a failure and under defined conditions of operation.
- For a user, reparability is a property of a means of transport which means that in case of failure it is possible to find the cause and the location of the failure (the ability to diagnose a failure) and to remove it.

From what has been mentioned above it follows that reliability means that a means of transport will carry out its task in a required time and under specified conditions, without a failure, and in case there will be a failure, it will be possible to remove it quickly so that it will not have a distinctly negative consequence on the finite effect of transportation.

The rule of “just in time” applies to the operation of a means of transport. That means that there is an effort to operate the means of transport with no or minimum failure. Now, this is an area of how to define a no-failure operation and its improvement. The area of ability to diagnose a failure (reparability) cannot be excluded from the whole technological process of operation of a means of transport as an early and correct prediction of the possible appearance of a failure does not necessarily mean abortion of the transportation. On the contrary, it can raise the probability of the completion of the technological process of transportation.

2. Description of the model of a situation of operation.

The case of the possibility of raising the probability of the completion of the technological process of transportation by the diagnostics of technical conditions may be represented by a simple model of situations in operation:

1. We know the time for the implementation of the technological process of transportation by a means of transport T_s , where $T_s = (0; t_s)$. We consider time constant.
2. We know the time needed for the implementation of the technological process of transportation T_r , where $T_r = (0; t_r)$, the time T_r is also constant and $T_s \geq T_r$.
3. The means of transport is liable to the random occurrence of failures with probability density $f(t)$, where

$$f(t) = \lambda(t) \cdot \exp \left(- \int_0^t \lambda(t) dt \right), \quad (1)$$

where: $\lambda(t)$ – current intensity

4. During the implementation of the technological process of transportation the technical condition of the means of transport is observed. In case of failure, the failure is removed and the transportation is implemented.
5. The time reserve which allows possible diagnostics and failure elimination is:
 $\Delta T = T_s - T_r$

6. Maximálny prípustný počet diagnosticko-nápravných úkonov s ohľadom na danú časovú rezervu ΔT je „ n “.
7. Každá porucha prerušuje technologický proces prepravy a ohrozuje úspešný výsledok prepravy.
8. pravdepodobnosť dopravného prostriedku plniť prepravnú úlohu v čase t_x teda $T_x = (0; t_x)$ vplyva na známy vzťah:

$$R(T) = \int_{t_x}^{\infty} f(t) dt. \quad (2)$$

Prípád 1

Časová rezerva ΔT je taká malá, že $n = 0$. Dopravný prostriedok môže zrealizovať prepravnú úlohu iba vtedy, ak sú splnené tieto dve podmienky:

1. dopravný prostriedok je v čase začiatku prepravnej úlohy prevádzkyschopný (bez poruchy),
2. technologický proces prepravy zrealizuje bez poškodenia (bez poruchy).

Ak označíme: $R_{(o)} \equiv R_o$ - pravdepodobnosť bezporuchového stavu dopravného prostriedku v čase $t = 0$, $R(T_r)$ - pravdepodobnosť bezporuchového stavu dopravného prostriedku v intervale $(0; t_r)$, pričom t_r - je čas uskutočnenia prepravnej úlohy

Pravdepodobnosť zrealizovania prepravnej úlohy v tomto prípade vyjadruje zápis:

$$P_o(T_r) = P_o^r = R_{(o)} \cdot R(T_r) = R_o \cdot \int_{t_r}^{\infty} f_o(t) \cdot dt, \quad (3)$$

kde: $f_o(t)$ - hustota pravdepodobnosti v intervale $(0; t_r)$,

P_o^r - pravdepodobnosť zrealizovania technologického procesu prepravy, keď dopravný prostriedok v čase $t = 0$ je bez poruchy a v priebehu prepravy sa porucha nevyskytne.

Prípád 2

Časová rezerva ΔT je taká, že $n = 1$. Dopravný prostriedok vykoná úlohu iba vtedy, ak bude splnená niektorá z týchto troch podmienok:

- a) dopravný prostriedok je bez poruchy v čase $t = 0$ a ostane bez poruchy počas realizácie procesu prepravy T_r ,
- b) dopravný prostriedok je bez poruchy v čase $t = 0$ a ostane bez poruchy počas realizácie procesu prepravy sa vyskytne jedna porucha, ktorá však bude odstránená v čase kratšom ako ΔT a po odstránení bude dopravný prostriedok pokračovať v technologickom procese prepravy,
- c) dopravný prostriedok je v poruche v čase $t = 0$. Táto porucha sa odstránení v čase kratšom ako ΔT a po odstránení bude dopravný prostriedok pokračovať v technologickom procese prepravy.

Pravdepodobnosť realizácie technologického procesu prepravy sa rovná počtu pravdepodobností uvedených troch prípadov:

$$P_1(T_r) = P_o^r + P_1^r + P_1^N \quad (4)$$

6. The maximum allowable number of diagnostic-corrective operations with respect to the given time reserve ΔT is „ n “.
7. Every failure interrupts the technological process of transportation and endangers successful result of transportation.
8. The probability of fulfilling the transportation task by the means of transport in time t_x , that is $T_x = (0; t_x)$, influences the known formula:

$$R(T) = \int_{t_x}^{\infty} f(t) dt \quad (2)$$

Case 1

The time reserve ΔT is so small, that $n = 0$. A means of transport can implement the transportation task only if these two conditions are met:

- 1) In the time of the beginning of the transportation task, the means of transport is able to perform transportation (without a failure),
- 2) It will perform the technological process without any damage (without a failure).

If we denote: $R_{(o)} \equiv R_o$ - probability of failure-free state of the means of transport in time $t = 0$, $R(T_r)$ - probability of failure-free state of the means of transport during the interval of $(0; t_r)$, when: t_r - is time of implementation of the transportation task

In this case, the probability of the implementation of the technological process is expressed by the following formula:

$$P_o(T_r) = P_o^r = R_{(o)} \cdot R(T_r) = R_o \cdot \int_{t_r}^{\infty} f_o(t) \cdot dt, \quad (3)$$

where: $f_o(t)$ - probability density in the interval of $(0; t_r)$,

P_o^r - probability of the implementation of the technological process of transportation, when, in time $t = 0$, the means of transport is without a failure and no failure occurs during the transportation.

Case 2

The time reserve ΔT is when $n = 1$. A means of transport will perform its task only if one of these three conditions is met:

- a) In time $t = 0$, a means of transport is without a failure and will remain without a failure during the implementation of the process of transportation T_r ,
- b) In time $t = 0$, a means of transport is without a failure but one failure will occur during the time of the implementation of the process of transportation. However, this failure will be removed in time shorter than ΔT and the means of transport will continue in the technological process of transportation afterwards,
- c) In time $t = 0$, a means of transport has a failure. This failure will be removed in time shorter than ΔT , and the means of transport will continue in the technological process of transportation afterwards.

The probability of the implementation of the technological process of transportation is equal to the sum of probabilities of the following cases:

$$P_1(T_r) = P_o^r + P_1^r + P_1^N \quad (4)$$

Pravdepodobnosť P_o^r je daná vzťahom [5]. Pravdepodobnosť P_1^r je daná:

$$P_1^r = R_o \cdot R_{x1+y} \int_0^{t_r} f_1(x_1) \cdot \int_{t_r-x_1}^{\infty} f_2(t) \cdot dt \cdot d_{x1}, \quad (5)$$

kde: R_{x1+y} - pravdepodobnosť pozitívneho výsledku, keď sa jedna vyskytujúca porucha odstráni v čase kratšom ako ΔT ,

x_1 - čas prvej poruchy dopravného prostriedku

$f_1(x_1)$ - hustota porúch v časovom intervale $(0; x_1)$

$f_2(t)$ - hustota porúch v časovom intervale $(x; \infty)$

Tretí člen rovnice P_1^N je daný výrazom:

$$P_1^N = (1 - R_o) \cdot R_{x1+y} \int_{t_r}^{\infty} f_0(t) \cdot dt \quad (6)$$

Výsledná pravdepodobnosť realizácie technologického procesu prepravy má potom tvar:

$$P_1(T_r) = R_o \left[\int_{t_r}^{\infty} f_0(t) \cdot dt + R_{x1+y} \int_0^{t_r} f_1(x_1) \int_{t_r-x_1}^{\infty} f_2(t) \cdot dt \cdot d_{x1} + (1 - R_o) \cdot R^{x1+y} \int_{t_r}^{\infty} f_0(t) \cdot dt \right] \quad (7)$$

kde: P_1^r - pravdepodobnosť realizácie prepravnej úlohy v čase $t = 0$, na začiatku je dopravný prostriedok bez poruchy a v čase realizácie je prípustná jedna porucha

P_1^N - pravdepodobnosť realizácie prepravnej úlohy, keď v čase $t = 0$, je dopravný prostriedok v poruche, ale je možnosť odstránenia poruchy.

Prípad 3

Časová rezerva ΔT umožňuje N odstránení porúch (opráv), teda $n = N$. Dopravný prostriedok zrealizuje prepravnú úlohu iba vtedy, ak sa vyskytne niektorý z $2N + 1$ prípadov:

- dopravný prostriedok je v čase $t = 0$ bez poruchy a v tomto stave ostane po celý čas realizácie prepravnej úlohy (T_r)
- dopravný prostriedok je bez poruchy v čase $t = 0$ a v čase realizácie prepravnej úlohy (T_r) sa vyskytne jedna alebo až N porúch, ktoré sa odstránia jednou resp. až N opravami. Odstránenie porúch sa musí realizovať v časovej rezerve ΔT . Po vykonaní opráv dopravný prostriedok pokračuje v realizácii prepravnej úlohy.
- dopravný prostriedok je v čase $t = 0$ v poruchovom stave, táto sa odstráni a pokračuje proces prepravy. V čase realizácie prepravy sa vyskytne jedna alebo až $N - 1$ porúch, ktorá je vždy následne odstránená, avšak v časovej rezerve ΔT . Po opravě dopravný prostriedok pokračuje v realizácii prepravnej úlohy.

Pravdepodobnosť realizácie prepravnej úlohy je v tomto prípade súčtom pravdepodobností jednotlivých možností:

$$P_N(T_r) = P_o^r + P_1^r + P_2^r + \dots + P_N^r + P_1^r + P_2^r + \dots + P_N^N \quad (8)$$

The probability P_o^r is given by the formula [5]. The probability P_1^r is given by:

$$P_1^r = R_o \cdot R_{x1+y} \int_0^{t_r} f_1(x_1) \cdot \int_{t_r-x_1}^{\infty} f_2(t) \cdot dt \cdot d_{x1}, \quad (5)$$

where: R_{x1+y} - probability of a positive result when one failure is removed in time shorter than ΔT

x_1 - time of the first failure of the means of transport

$f_1(x_1)$ - frequency of failures in the time period of $(0; x_1)$

$f_2(t)$ - frequency of failures in the time period of $(x; \infty)$

The third term of P_1^N equation is given by the following expression:

$$P_1^N = (1 - R_o) \cdot R_{x1+y} \int_{t_r}^{\infty} f_0(t) \cdot dt \quad (6)$$

Hence, the resultant probability of the implementation of the technological process of transportation is:

where: P_1^r - probability of the implementation of the transportation task in time $t = 0$, the means of transport is without a failure at the beginning of transportation and during the time of transportation, one failure is allowable

P_1^N - probability of the implementation of the transportation task, when, in time $t = 0$ the means of transport does have a failure but there is a possibility of its removal.

Case 3

The time reserve ΔT makes N removals of failures (repairs) possible, i.e. $n = N$. A means of transport will perform its transportation task only if one of the following $2N + 1$ cases occurs.

- In time $t = 0$, the means of transport is without a failure and will remain in this condition for the time of the implementation of the transportation task (T_r).
- In time $t = 0$, the means of transport is without a failure and in time of the implementation of the transportation task (T_r), one or N failures will occur. These will be removed by one or N repairs. The removals of the failures must take place within the time reserve ΔT . After the repairs are done, the means of transport continues implementing its transportation task.
- In time $t = 0$, the means of transport has a failure which will be removed and the process of transportation will continue. During the transportation, one or $N - 1$ failures will occur which will always be repaired within the time reserve ΔT . After a repair, the means of transport will continue implementing its transportation task.

Probability of the implementation of the transportation task in this case, is the sum of probabilities of the different possibilities:

$$P_N(T_r) = P_o^r + P_1^r + P_2^r + \dots + P_N^r + P_1^r + P_2^r + \dots + P_N^N \quad (8)$$

3. Úroveň informácie o stave dopravného prostriedku a pravdepodobnosti jeho bezporuchovosti

Prijatie racionálneho rozhodnutia sa na realizáciu prepravnej úlohy je nevyhnutná vstupná informácia o stave objektu. Táto môže byť daná pravdepodobnosťou bezporuchového stavu R_o . Stav dopravného prostriedku v prevádzke je možné zistiť diagnostikou. Najčastejší výsledok diagnostiky technického stavu dopravného prostriedku je dvojstavový model (0; 1), teda stav bezporuchový alebo poruchový.

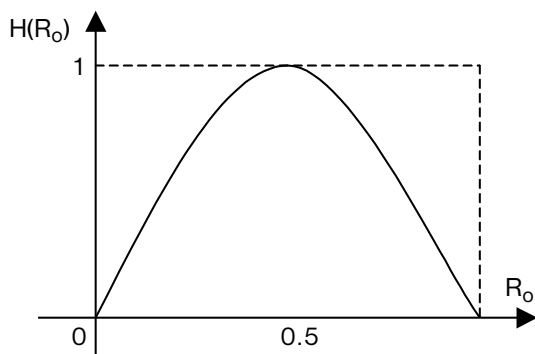
Ak vychádzame z interpretácie podľa Shannona o neohraničení bezporuchového stavu, pre dopravný prostriedok platí:

$$H(P(\epsilon = \epsilon')) = -R_o \log_2 R_o - (1 - R_o) \log_2 (1 - R_o) \quad (9)$$

Úroveň informácie I o jeho stave, akú umožňuje diagnostika v prevádzke dopravného prostriedku je daná rovnicou:

$$I(P(\epsilon = \epsilon')) = I(R_o) = 1 - H(R_o) \quad (10)$$

Podľa tejto rovnice závisí vzťah entropie od pravdepodobnosti bezporuchovosti stavu dopravného prostriedku ako aj pravdepodobnosť jeho bezporuchovosti od úrovne informácie v prípade dvojstavového modelu.



Obr. 1. Vzťah entropie od pravdepodobnosti bezporuchového stavu dopravného prostriedku ako aj pravdepodobnosti bezporuchového stavu od kvality informácie o jeho stave pri dvojstavovom modeli

Fig. 1. The dependence of entropy on the probability of no-failure state of a means of transport, and the dependence of the probability of no-failure state on the quality of information about its condition at the double-state model

Ako vyplýva z obrázku 1 všetkým hodnotám intonácie $I > 0$ prislúchajú dve hodnoty pravdepodobnosti bezporuchového stavu. Takouto informáciou môže byť napríklad informácia z vykonanej diagnostiky.

V prevádzkovej praxi pri realizácii technologického procesu prepravy dopravné prostriedky dosahujú vysokú produktivitu, vysoký súčiniteľ využitia vozidlového parku, pričom pri hodnotení je možné použiť viacstavový model. Takto je možné sledovať vzniknuté poruchy v závislosti od kilometrických priebehov a štatisticky ich vyhodnotiť.

3. The level of information about the condition of a means of transport and the probability of its no-failure operation.

A rational decision of the implementation of a transportation task is an inevitable entry information about the condition of an object. It may be given by the probability of no-failure operation condition R_o . The condition of a means of transport during operation may be found out by diagnostics. The most frequent result of diagnostics of the technical condition of a means of transport is the double-state model (0; 1), i.e. a failure free or a failure condition.

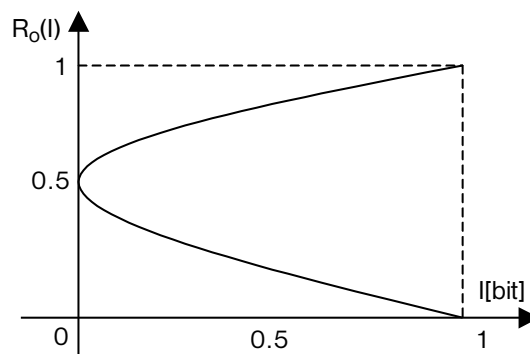
If we start with the Shannon's interpretation of unlimitation of no-failure operation condition, the following is true:

$$H(P(\epsilon = \epsilon')) = -R_o \log_2 R_o - (1 - R_o) \log_2 (1 - R_o) \quad (9)$$

The level of information I about the condition of the means of transport, which is provided by diagnostics during the operation of the means of transport, is given by the following formula:

$$I(P(\epsilon = \epsilon')) = I(R_o) = 1 - H(R_o) \quad (10)$$

From this formula, the entropy relationship depends on the probability of no-failure operation state of the means of transport; and the probability of no-failure operation state depends on the level of information in case of the double-state model.



From Figure 1, it may be concluded that two values of the probability of no-failure condition ascribe to all values of intonation $I > 0$. An information resulting from diagnostics done may be an example of such an information.

In operation practice, during the implementation of the technological process of transportation, means of transport reach high productivity, high coefficient of the exploitation of the vehicle park, and, when evaluating, it is possible to use a multi-state model. This way, it is possible to observe occurring failures in dependence on the kilometeric course and evaluate them statistically.

Pre účely analýzy poruchovosti je možné využiť model fenomenologickej teórie spoľahlivosti, ktorý spočíva na trvalých informačných systémoch o prevádzkovej spoľahlivosti, ktorá sa dá analyzovať podľa zvolených štatistických modelov. Praktické skúsenosti z hodnotenia spoľahlivosti (bezporuchovosti) dopravných prostriedkov preukázali, že optimálnym štatistickým modelom je trojparametrický Weibullov model.

Tento pri zovšeobecnení prakticky pokrýva väčšinu možných priebehov náhodných veličín (napr. porúch). Weibullov trojparametrický model má tvar distribučnej funkcie

$$F(x, b, d, c) = \frac{1}{0} - \exp [-(t - c/d)^b], \quad \begin{matrix} x \geq c \\ x < c \end{matrix}, \quad b > 0, \quad d > 0, \quad c \geq 0 \quad (11)$$

alebo

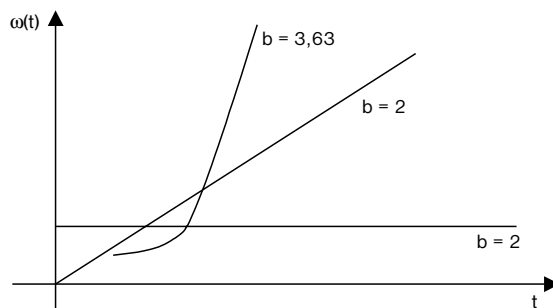
or

$$F(x, b, d, c) = \frac{1}{0} - \exp [-(t - c/a)^b], \quad \begin{matrix} t \geq c \\ t < c \end{matrix}, \quad b > 0, \quad a > 0, \quad c \geq 0 \quad (12)$$

kde: b - parameter tvaru
 d - parameter mierky
 c - parameter polohy (prahová hodnota výskytu náhodnej veličiny, tiež parameter počiatku a v teórii spoľahlivosti sa tiež nazýva „zaručený čas života“),
 a - parameter rozptylu

where: b - parameter of a shape
 d - parameter of a measuring criterion
 c - parameter of position (threshold value of the occurrence of the random variable, also the parameter of the beginning, and, in the reliability theory it is also called the “guaranteed lifetime”),
 a - parameter of a variance

Vychádza sa pritom z predpokladu, že štatistický model je iba jeden a pri praktickom použití sa bližšie špecifikuje konkrétnymi hodnotami parametrov b, d, a, c . Vhodnou aproximáciou môže Weibullové rozdelenie prejsť na exponenciálne rozdelenie ($b = 1$), normálne rozdelenie ($b = 3,63$) a Ragleighové rozdelenie ($b = 2$).



Obr. 2 Priebeh parametra b pre Weibullové rozdelenie
 Fig. 2. Parameter of the flow of failures b for the Weibull's distribution

Odhad parametrov b, d, c sa uskutočňuje metódou najmenších štvorcov z podmienok:

$$\frac{dF}{db} = 0, \quad \frac{dF}{dd} = 0, \quad \frac{dF}{dc} = 0 \quad (13)$$

Z praktického spracovania náhodných veličín pri hodnotení poruchovosti je možné až 98 % ich priebehov do 1. celkovej resp. veľkej opravy aproximovať Weibullovým rozdelením. Toto rozdelenie pravdepodobností majú časy života (časy do poruchy) mnohé strojové súčiastky i technické systémy, pre ktoré nevyhovuje exponenciálny model a zvlášť také, u ktorých sa prejavuje mechanické opotrebenie a únava materiálu. Taktiež mechanické vlastnosti materiálov, ako je napr. pevnosť, je popísaná Weibullovým modelom rozdelenia pravdepodobnosti:

Stredná hodnota tohto rozdelenia je určená vzťahom:

$$E(x) = c + \Gamma(1/b + 1) \quad (14)$$

It is assumed that there is only one statistical model which is, in practical use, specified by particular values of parameters b, d, a, c . By appropriate approximation, the Weibull's distribution may turn into the exponential distribution ($b = 1$), normal distribution ($b = 3.63$) and Ragleigh's distribution ($b = 2$).

The estimation of the b, d, c parameters is done by the method of the smallest squares from the conditions:

$$\frac{dF}{db} = 0, \quad \frac{dF}{dd} = 0, \quad \frac{dF}{dc} = 0 \quad (13)$$

From the practical processing of the random variables when evaluating the failure rate, 98 % of their courses, before the first total (overall) repair, may be approximated by the Weibull's distribution. The “lifetimes” (time before a repair) of many machine components and technical systems; for which the exponential model is not suitable, and especially those, that are mechanically worn out and have the signs of the fatigue; have the Weibull's probability distribution. The mechanical properties of materials, e.g. strength, are also described by the Weibull's probability distribution model:

The mean of this distribution is given by the formula:

$$E(x) = c + \Gamma(1/b + 1) \quad (14)$$

a rozptyl

$$D(x) = \Gamma(2/b + 1) - \Gamma^2(1/b + 1) \quad (15)$$

V teórii pravdepodobnosti a matematickej štatistike je ústredným pojmom Normálne rozdelenie pravdepodobnosti. Jeho hustota je vyjadrená vzťahom

$$f(x, \mu, \sigma) = 1/(\sigma \sqrt{2\pi}) \exp(-(x - \mu)^2/2\sigma^2) \quad (16)$$

kde: $E(x) = \mu$; stredná hodnota

$D(x) = \sigma$; rozptyl

Zhodu medzi empirickým histogramom a zvoleným teoretickým modelom testujeme dvoma kritériami, a to buď kritériom Chi-kvadrát, alebo kritériom Kolmogorova.

Kritérium Kolmogorova má tvar:

$$\lim P\{(\sqrt{N} \max |F_e(x_j) - F_t(x_j)| < y)\} = \begin{matrix} K(y) & y = 0 \\ 0 & \text{inak} \end{matrix} \quad (17)$$

kde: N - je počet pozorovaní

F_e - je empirická distribučná funkcia

F_t - je teoretická distribučná funkcia

Hodnoty funkcie $K(y)$ sú buď tabelované, alebo sa dajú určiť zo vzťahu:

$$K(y) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} (-1)^{ke - 2kky} \quad (18)$$

Pri testovaní zhody teoretického modelu s empirickým histogramom treba uvažovať s tzv. stupňami voľnosti pre kritérium Chi-kvadrát. Počet stupňov voľnosti je v tabuľke č. 1

Tabuľka počtu stupňov voľnosti

Tab. 1

Typ rozdelenia	Stupne voľnosti	Stupne voľnosti + 1 param.
Normálne	$N - 3$	
Exponenciálne	$N - 2$	$N - 3$ 2 param.
Weibullovo	$N - 3$	$N - 4$ 3 param.

Zhodu medzi empirickými a teoretickým rozdelením považujeme za veľmi dobrú, ak je:

$$1 - y = 0,95 \text{ až } 0,99 \quad (19)$$

za vyhovujúcu, ak

$$1 - y = 0,9 \text{ až } 0,95 \quad (20)$$

V technickej praxi automobilovej prevádzky sa uspokojujeme so zhodou 0,6 - 0,7. Pre doplnenie štatistických charakteristík boli pri vyhodnocovaní urobené odhady 10 % a 90 % kvantilov. Kvantil je definovaný vzťahom:

The variance is given by the formula:

$$D(x) = \Gamma(2/b + 1) - \Gamma^2(1/b + 1) \quad (15)$$

The main term of the probability theory and the mathematical statistics is the term of the Normal Probability Distribution. Its density is expressed by the formula:

$$f(x, \mu, \sigma) = 1/(\sigma \sqrt{2\pi}) \exp(-(x - \mu)^2/2\sigma^2) \quad (16)$$

where: $E(x) = \mu$; mean

$D(x) = \sigma$; variance

The coincidence between the empirical histogram and chosen theoretical model is tested by two criteria, either by the CHI-quadrante criterion, or by the Kolmogorov's criterion.

The Kolmogorov's criterion is:

$$\lim P\{(\sqrt{N} \max |F_e(x_j) - F_t(x_j)| < y)\} = \begin{matrix} K(y) & y = 0 \\ 0 & \text{otherwise} \end{matrix} \quad (17)$$

where: N - number of observations

F_e - empirical distribution function

F_t - theoretical distribution function

The values of function $K(y)$ are either tabulated, or derived from the following formula:

$$K(y) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} (-1)^{ke - 2kky} \quad (18)$$

When testing the coincidence of the theoretical model and the empirical histogram, so called degrees of freedom for the CHI-quadrante need to be considered. The number of the degrees of freedom is shown in Table 1.

Table of the number of the degrees of freedom

Tab. 1

Type of Distribution	Degree of Freedom	Degree of Freedom + 1 Parameter
Normal	$N - 3$	
Exponential	$N - 2$	$N - 3$ 2 param.
Weibull's	$N - 3$	$N - 4$ 3 param.

We consider the coincidence of the empirical and the theoretical distribution: very good, if

$$1 - y = 0.95 \text{ to } 0.99 \quad (19)$$

convenient, if

$$1 - y = 0.9 \text{ to } 0.95 \quad (20)$$

In the technical practice of the motorcar operation, we are satisfied when the coincidence is 0.6 - 0.7. During the evaluation, assessments of 10 % and 90 % quantiles have been made in order to complete the statistical characteristics. A quantile is defined by the formula:

$$Q(x) = c \cdot (-\log(x))^{1/b} - d \quad (21)$$

10 % kvantil ($Q(x)_{10}$) udáva vlastne kilometrický priebeh, pri ktorom nastane porucha na 10 % sledovaného súboru. Výsledky parametrov tohto modelu sú uvedené na obrázku 4 spolu s 10 a 90 % kvantilmi.

Priebeh poruchovosti za celú životnosť dopravného prostriedku je možné určiť pomocou parametra prúdu porúch.

$$\omega = \frac{\sum_{i=0}^n p_i}{N(L_2 - L_1)} \left[\frac{\text{porúch}}{1000 \text{ km}} \right] \quad (22)$$

$\sum p_i$ - počet poruch v danom intervale

N - počet sledovaných vozidiel v danom intervale

$L_2 - L_1 = \Delta L$ - daný interval, na ktorom boli poruchy sledované

Prúdy porúch, ich vlastnosti a zákonitosti sú dôležitou zložkou teórie spoľahlivosti v prevádzke dopravných prostriedkov. Poruchovosť ako ukazovateľ technického stavu dopravného prostriedku je možné hodnotiť pomocou regresnej analýzy. Empirické hodnoty parametra prúdu porúch v závislosti od kilometrického priebehu sa aproximuje vhodnou krivkou, čím sa určí trend parametra prúdu porúch.

K voľbe regresnej čiary je potrebné pristupovať z dvoch hľadísk:

1. matematické-spočíva v tom, že pre empirické údaje sa zvolí krivka, ktorej počet parametrov závisí od počtu hodnôt premennej veličiny,
2. technicko - interpretačné - spočíva v tom, že musíme zvoliť taký druh čiary, ktorý dobre opisuje skúmané javy a jej jednotlivé parametre dokážeme interpretovať.

Na obrázku 4 je znázornený priebeh parametra prúdu porúch dopravných prostriedkov Š MTS 24 pre skupinu „motor“. Pre určenie trendu bola vybraná exponenciála prvého stupňa uvádzaná vo všeobecnom tvare:

$$y = a_0 \cdot [\exp(a_1 x) \dots] \quad (23)$$

Pre vzájomnú porovnateľnosť informácie o poruchách dopravných prostriedkov je potrebné používať rovnako definovanú krivku (funkciu).

4. Záver

Z vyššie opísaných faktorov vyplýva, že bezporuchovosť dopravného prostriedku chápaná ako pravdepodobnosť zrealizovania

$$Q(x) = c \cdot (-\log(x))^{1/b} - d \quad (21)$$

10 % quantile ($Q(x)_{10}$) sets the kilometrical course during which, a failure of 10 % of the observed file will occur. The results of the parameters of this model are shown in Figure 3, together with the 10 and the 90 % quantiles.

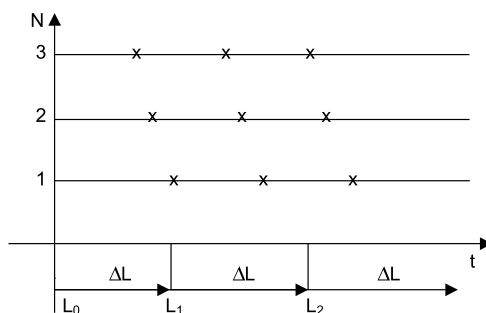
The course of failure rate during the lifetime of a means of transport may be derived using the parameter of the flow of failures.

$$\omega = \frac{\sum_{i=0}^n p_i}{N(L_2 - L_1)} \left[\frac{\text{failures}}{1000 \text{ km}} \right] \quad (22)$$

$\sum p_i$ - number of failures in a given interval

N - number of observed vehicles in a given interval

$L_2 - L_1 = \Delta L$ - given interval, during which, the failures are observed



Obr. 3. Výskyt porúch
Fig. 3. Occurrence of failures

The flows of failures, their properties and regularities, are an important part of the theory of reliability of the operation of means of transport. The failure rate, as an indicator of the technical condition of a means of transport, may be evaluated by the regression analysis. The empirical values of the parameter of the flow of failures in dependence on the kilometrical course are approximated by appropriate curve which

will define tendency of the parameter of the flow of failures.

An approach from two views is needed in order to select a regression line:

1. mathematical point of view - the selection of a curve for the empirical data is based on the number of parameters dependent on the number of values of the variable
2. technical and interpretative point of view - the type of line that needs to be chosen has to describe observed phenomena well, and we must be able to interpret its particular parameters

The Figure 4 shows the course of the parameter of the flow of failures of Š MTS 24 type of means of transport, for the "motor" group. For the definition of tendency, the exponential curve of the first degree, in the general form, has been selected:

$$y = a_0 \cdot [\exp(a_1 x) \dots] \quad (23)$$

For the mutual comparability of the information about failures of means of transport, usage of an equally defined curve (function) is required.

4. Conclusion

From the above described factors results, that no-failure operation of a means of transport, understood as the probability of

vanía prepravnej úlohy je funkciou úrovne informácií o jeho stave na základe diagnostických informácií. V praxi ide o prakticky o minimalizáciu časov na realizáciu technologického procesu prepravy a na odstraňovanie poruchy.

the implementation of a transportation task, is a function of the level of information about its condition, based on diagnostic information. In practice, it is the minimisation of times needed for the implementation of the technological process of transportation and for removal of a failure.

Output of data processing group „motor“ Š MTS 24

Exponential function $y = A(0)\exp[A < 1 > x + A < 2 > x^2 + \dots + A < M > x^M]$

DET <A> = 1685625.0000

M = 1.0000

M = 1.0

A(i)	Regression coefficients		Standard fault reg.coefficients.	Statistics t
	Central format	E-format		
A(0) =	0.62886	6.288573268270E-01	s(0)= 0.12745	t(0)= 3.6394
A(1) =	0.01146	1.145664597910E-02	s(1)= 0.00144	t(1)= 7.9790
				t(kr.)=2.0552

Fisher_s general F-test

Source of variability	degree of freedom df	sum of square SS	average square MS	statistics F
Regression	1	7.3749	7.3749	61.4691
Residual	28	3.3594	0.1200	0.3464
Total	29	10.7342		

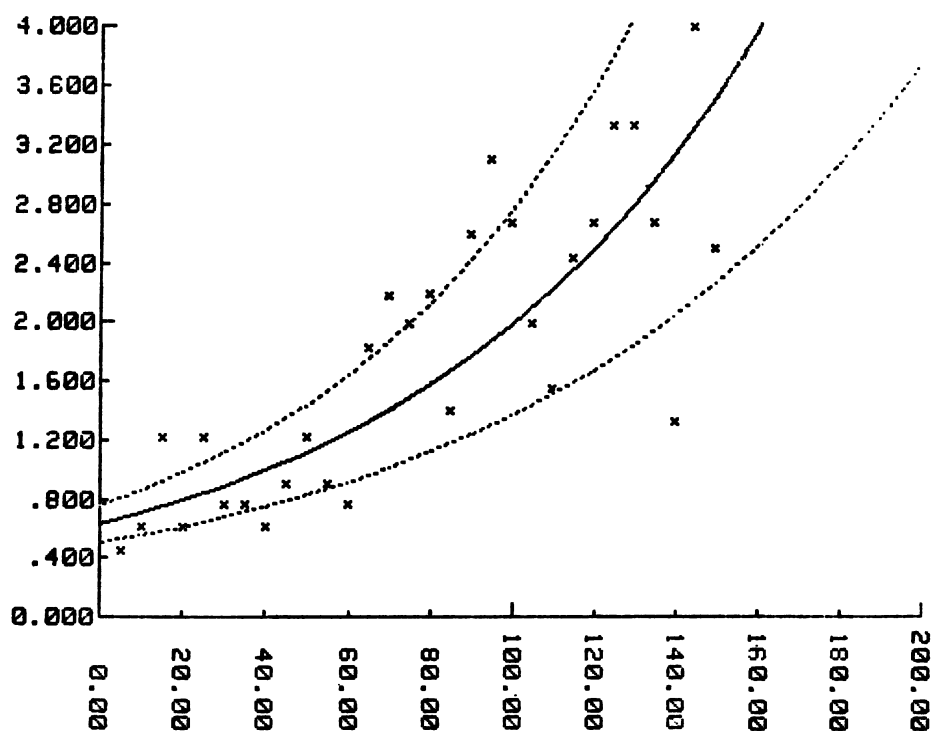
r(x,y) = 0.8289

df (N-M)= 29.0000

N = 30.0000

r(kr.) = 0.3465

A(i)	Regression coefficients	95 % CONFIDENCE INTERVAL	
		Lower-bound	Upperbound
A(0) =	0.62886	0.57936	0.67836
A(1) =	0.01146	0.01090	0.01201



Obr. 4. Parameter prúdu porúch

Fig. 4. The parameter of failure course

Literatúra – References

- [1] SMALKO, Z.: *Monitorowanie statystyczne jako metoda ostrzegania przed niebezpiecznymi sytuacjami w systemie: człowiek – obiekt – otoczenie*. Materiały Sympozjum „Bezpieczeństwo systemów”, Kiekrz 94.
- [2] LIŠČÁK, Š.: *Reliability of operation of conveyance*. Konstrukcia badania, eksploatacja, technologia pojazdów samochodnych i silników spalinowych. zeszyt 17, PAN, Krakow 1999
- [3] BÍLY, M. SEDLÁČEK, J.: *Spolahlivost' mechanických konštrukcií*, VEDA, Bratislava 1983

Call for Papers

5th International Scientific Conference

Digital Signal Processing and Multimedia Communications DSP-MCOM 2001

November 27-29, 2001, Košice, Slovakia
in conjunction with DIGIT@L exhibition

<http://www.tuke.sk/fei-kemt/dsp-mcom2001>
e-mail: dsp-mcom@tuke.sk, dspmcom@tuke.sk

DSP-MCOM 2001 is organized by Department of Electronics and Multimedia Communications at the University of Technology in Košice, Slovakia. Besides discussions on traditional scientific topics and a broad spectrum of recent achievements it seems appropriate to analyse the past and look ahead, specifying the main trends and future developments of Digital Signal Processing and Multimedia Communications.

DSP-MCOM 2001 scientific conference will be accompanied by DIGIT@L exhibition organized by 1. KVS (1. košická výstavná a stavebná spoločnosť s r.o., www.kvs.sk)

Topics of interest

Topics of interest include, however are not limited to:

- digital signal processing
- digital filtering
- image compression
- image enhancement
- speech processing
- neural networks
- pattern recognition
- digital video broadcasting
- multimedia signal processing
- multimedia applications
- multimedia conferencing
- mobile networks
- spread spectrum communications
- e-learning

Instructions to authors

Extended abstract should not exceed two pages, 10 pt Times New Roman letter size. Detailed instructions for paper submission are available on DSP-MCOM web site www.tuke.sk/fei-kemt/dsp-mcom2001. All extended abstracts will be peer-reviewed. After paper acceptance authors are required to complete the contribution. Final paper should not exceed four pages. Paper form of final contribution is identical with paper form of extended abstract. At least one author of each accepted paper is required to register. Accepted papers will be published in the conference proceedings.

Important dates

Submission of two-page extended abstract:	May 15, 2001
Notification of acceptance:	June 15, 2001
Final (camera-ready) paper:	October 15, 2001
Conference registration:	November 27, 2001

Pavol Hudec – Eduard Rojko *

PRIEBEH KINEMATICKÝCH PARAMETROV PRI BRZDENÍ AUTOMOBILU A PÔSOBNIE DYNAMICKÝCH VPLYVOV

COURSE OF KINEMATIC PARAMETERS DURING THE COURSE OF BRAKING AND ACTION OF DYNAMIC EFFECTS

Článok popisuje priebeh kinematických veličín pri odvažovaní kolies automobilu pri procese brzdenia so zameraním na experimentálne zisťovanie ich časových závislostí, vplyve brzdného sklzu predných kolies na priebeh brzdenia spolu s pôsobením gradientu rastu brzdného spomalenia na okamih blokovania kolies, z pohľadu bezpečného smerového ovládania automobilu.

The article deals with a course of kinematic values at rolling of car wheels during the course of braking focusing on experimental measurement of their time-base relations and effect of a braking slip of front wheels on a course of braking along with an effect of a gradient of braking deceleration build-up on a moment of wheel blocking from a view of safe car handling in direction.

1. Úvod

Rozvoj automobilovej dopravy prináša so sebou popri pozitívnych efektoch pre chod hospodárskeho života, ale aj života spoločnosti všeobecne, tiež aj negatívne javy vo forme rastu ekologického zaťaženia prostredia, materiálnych škôd pri dopravných nehodách a v nie poslednom rade aj následkami na životoch a zdraví účastníkov cestnej premávky pri nehodách. Preto riešenie vlastností automobilu ovplyvňujúcich ich bezpečný pohyb po ceste patrí k prvotným smerom ich technického vývoja.

Z tohto pohľadu je základom bezpečného pohybu automobilu trvalé silové spojenie s povrchom vozovky, ktoré sa realizuje prostredníctvom kolies automobilu. Toto spojenie má pritom z kinematického hľadiska zvláštny charakter, lebo pneumatiky kolies zabezpečujúce silovú väzbu pohybujúceho sa vozidla s vonkajším prostredím sa pri odvažovaní po vozovke deformujú v radiálnom, axiálnom aj tangenciálnom smere.

2. Interakcia pneumatiky s vozovkou

Na bezpečné silové spojenie automobilu s vonkajším prostredím je rozhodujúca schopnosť kolies prenášať pri rôznych stavoch povrchu vozovky tangenciálnu silu F_t , pre ktorú platí všeobecne na každom kolese vzťah vyjadrený pomocou tretej kružnice, a to

$$F_{ti} = F_{txi}^2 + F_{tyi}^2, \quad (1)$$

kde F_{tx} je pozdĺžna hnacia alebo brzdná sila pôsobiaca na koleso a F_{ty} bočná sila vyvolaná jazdnými parametrami automobilu a pôsobiace vonkajšími (prípadne vnútornými) rušiacimi silami.

1. Introduction

Besides positive effects on economy and society life in general, development of automobile transport brings some negatives in a form of increasing impact on the environment, material damages in car crashes, and traffic fatalities and sustained health damages on people in traffic. Technical development of car characteristics should be directed at those that effect their safe movement on a road.

From that point the essentials of safe car movement is a permanent power contact with a road surface, which is ensured by car wheels. That contact has special character from a kinematic point of view since tires, securing a power relation between a moving car and the surroundings represented by a road, are deformed in radial, axial and tangential direction when rolling on a road.

2. Interaction between tire and the ground

Ability of wheels to transmit, at various road surface conditions, a tangential force is essential for safe power contact between a car and its surroundings. There is a relation for tangential force generally valid for each wheel and expressed by a Kamm circle of frictional forces as follows:

$$F_{ti} = F_{txi}^2 + F_{tyi}^2, \quad (1)$$

whereas F_{tx} is a longitudinal drive or braking force acting on a wheel and F_{ty} is a side force caused by driving parameters of a car and external (or internal) interfering forces.

* Doc. Ing. Pavol Hudec, CSc., Ing. Eduard Rojko, CSc.

KALSM, SJF STU, Nám. slobody 17, 812 31 Bratislava

Tel.: ++421-7-57296304, ++421-7- 57296307, Fax: ++421-7-52962650, E-mail: hudec@sjf.stuba.sk, rojko@cvt.stuba.sk

Nevyhnutným predpokladom prenosu tangenciálnej sily kolesom vozidla je príľnavosť medzi pneumatikou a vozovkou, ktorá je podmienená existenciou dostatočne veľkej zvislej reakcie F_z pôsobiacej na príslušnom kolese. Z teórie príľnavosti kolesa, ktoré sa valí po vozovke a je vybavené pneumatikou je známe, že prenos sily sa uskutočňuje prostredníctvom troch elementárnych zložiek príľnavosti – adhézie, hysterézy a abrazívnej,

$$F_{ti} = \Sigma (\delta F_a + \delta F_h + \delta F_{ab}), \quad (2)$$

ktorých vplyv a podiel je determinovaný druhom povrchu vozovky a jej okamžitého stavu, konštrukciou pneumatiky, materiálom behúňa a konfiguráciou jeho dezénu.

Ak sa v ďalších úvahách obmedzíme na silové spojenie kolesa s vozovkou pri priamej jazde automobilu, bude najvyššia kolesom prenositeľná pozdĺžna tangenciálna sila limitovaná vzťahom

$$F_{txi} = \mu_x \cdot F_{zi}, \quad (3)$$

kde je F_{zi} zvislé zaťaženie príslušného kolesa a μ_x hodnota súčiniteľa príľnavosti, ktorá je pritom premenlivá a závislá nielen od trecích vlastností dvojice pneumatika – vozovka, ale aj od spôsobu odvalovania kolesa po vozovke.

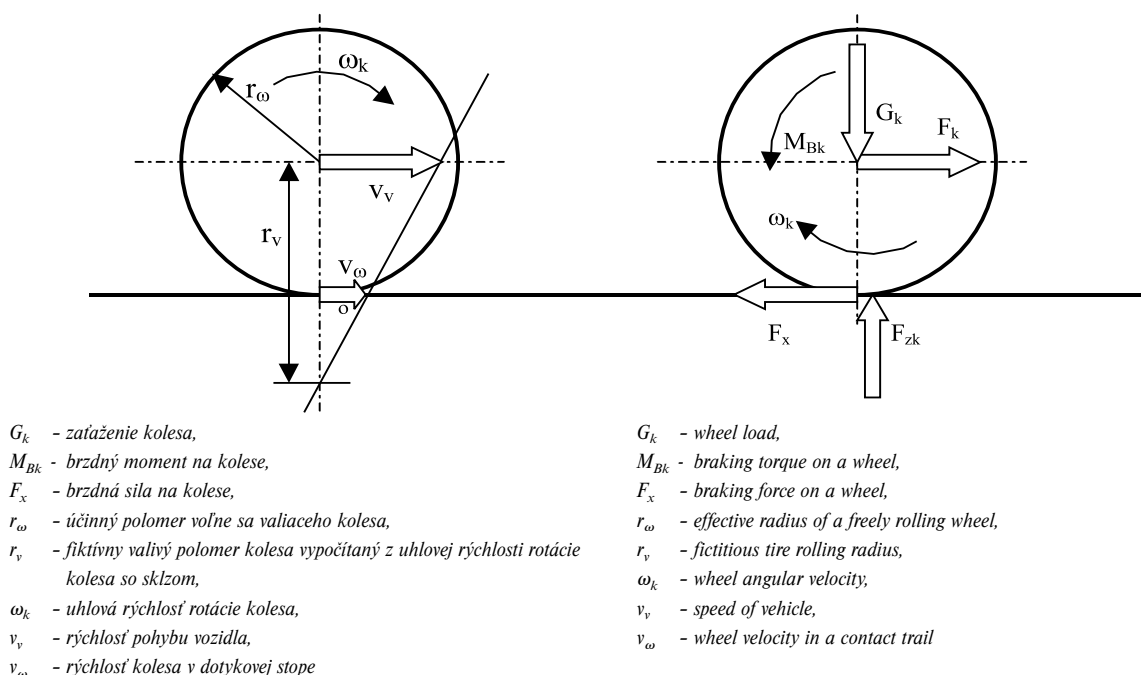
The pre-condition of a tangential force transmission by a car wheel is adhesion between a tire and the ground, conditioned by an existence of a sufficient vertical reaction F_z acting on a particular wheel. It is known from a theory of adhesion of a wheel rolling on the ground and equipped with a tire, that a transmission of force is made through three elementary adhesion components – adhesion, hysteresis and abrasion, which impact and portion is determined by a type of a road surface and its momentary condition, tire design, material of tread and its design configuration.

$$F_{ti} = \Sigma (\delta F_a + \delta F_h + \delta F_{ab}), \quad (2)$$

When concentrating on our next thoughts only on a power contact between a wheel and a ground at rectilinear drive of a car, the following relation limits the highest transmittable-by-wheel tangential force:

$$F_{txi} = \mu_x \cdot F_{zi}, \quad (3)$$

whereas F_{zi} is a vertical load of a particular wheel and μ_x is a value of a coefficient of adhesion, which is changeable and dependent not only on frictional properties of the couple tire-ground but also on a way a wheel is rolling on the ground.



Obr. 1. Kinematické pomery na brzdenom kolese

Fig. 1. Kinematic relations on a braked wheel

Pre pohyb automobilu po pevných komunikáciách je charakteristický nepoddajný povrch vozovky, preto v styku kolies s vozovkou dochádza k deformácii účinkom pôsobiacich síl len na kolesách. Z troch všeobecných stavov valiaceho sa kolesa – tzv. čistého valenia, valenia s preklzom (pri pôsobení hnacieho momentu) a valenia so sklzom (ak pôsobí brzdný moment), sa zameriame na

A rigid road surface is typical for movement of a car on a solid ground; therefore, at wheels-ground contact, deformation is caused by forces acting only on wheels. Having three general states of a rolling wheel: so-called pure rolling, rolling with a wheel spin (when drive torque is acting) and rolling with a wheel slip (when braking torque is acting) we will focus on the latter; the most

posledný stav, ktorý je z hľadiska bezpečnosti jazdy najdôležitejší. Silové a kinematické pomery pri valení brzdeného kolesa charakterizuje obr. 1.

Na časový priebeh brzdenia automobilu majú významný vplyv vlastnosti pneumatík pri zaťažení brzdým momentom M_B , vyvolávajúcim brzdné spomalenie. Pritom platí

$$\mu_x = \frac{\sum F_{xi}}{G} = \frac{a_x}{g}, \quad (4)$$

kde je G – tiaž automobilu, $\sum F_{xi}$ – súčet brzdných síl, a_x – brzdné spomalenie, g – tiažové zrýchlenie. Z uvedeného vzťahu vyplýva podľa okamžitého stavu vozovky maximálne dosiahnuteľné brzdné spomalenie. Podmienku dosiahnutia maxima súčiniteľa príľnavosti je dosiahnutie optimálneho brzdného sklzu, ktorý v stope kolesa vzniká následkom pôsobenia brzdného sily. Pre brzdný sklz platí vzťah

$$\delta = \frac{v_\omega - v_v}{v_\omega} \cdot 100 = \left(1 - \frac{v_v}{v_\omega}\right) \cdot 100 = \left(1 - \frac{r_\omega}{r_v}\right) \cdot 100 \quad (\%), \quad (5)$$

Na obr. 2 je všeobecný stacionárny priebeh súčiniteľa príľnavosti na suchej asfaltovej vozovke v závislosti od brzdného sklzu. Z neho vidieť, že maximálny súčiniteľ príľnavosti μ_{xv} , a teda aj najväčšia prenositeľná brzdná sila sa dosahuje pri určitom, relatívne nízkom brzdnom sklze a v krátkom rozsahu, v ktorom je koleso schopné udržať iba systém ABS, pokiaľ bude senzorom vybavené každé koleso vozidla.

Reálne deje pri brzdení majú nestacionárny priebeh a sú ovplyvnené ďalšími faktormi, ktoré priebeh pohybových veličín ovplyvňujú. Na overenie týchto vplyvov je potrebné ich experimentálne skúmať priamo na kolesách vozidla.

Jednu z možností experimentálneho skúmania brzdného procesu a jeho kinematických vlastností v tomto smere predstavuje meracia sústava znázornená na obr. 3, ktorá je zložená na báze meracích zariadení CORREVIT a DATRON s digitálnym záznamom a spracovaním meraných veličín.

Pôsobenie vysokých pozdĺžnych síl pri brzdení podstatne znižuje možnosť prenosu zaťaženia v bočnom smere, je preto mimoriadne vážnou otázkou smerovej stability brzdenia a bezpečnej jazdy automobilom, zvlášť ak sa pohybuje vysokou rýchlosťou. Ak má byť z pohľadu bezpečného brzdenia splnená základná podmienka – zabezpečenie aspoň minimálnej schopnosti prenosu bočnej sily kolesom a tým dosiahnutie smerového ovládania aj v priebehu brzdného procesu, musí byť tento riadený tak, aby nedochádzalo k blokovaniu kolies vozidla, t. j. 100 %-nému brzdnému sklzu. Pri automobiloch vybavených protiblokovacím systémom ABS je táto podmienka splnená, bez ohľadu na to akým, hoci aj extrémnym spôsobom brzdí vodič vzhľadom na okamžité podmienky na vozovke.

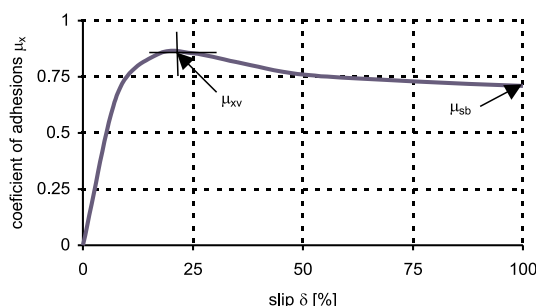
important from a safety point of view. Fig. 1 shows force and kinematic relations at rolling of a braked wheel.

Time-base course of car braking is significantly influenced by properties of tires when loaded by braking torque M_B , causing braking deceleration. Generally the following is valid:

$$\mu_x = \frac{\sum F_{xi}}{G} = \frac{a_x}{g}, \quad (4)$$

whereas G is gravity of a car, $\sum F_{xi}$ is a summation of braking forces, a_x is braking deceleration, g is acceleration due to gravity. A maximum achievable braking deceleration, dependent on the momentary state of a ground, is apparent from the above relation. Achievement of a maximum coefficient of adhesion is conditioned by achievement of an optimal braking slip, which occurs in a wheel trace as a result of application of braking force. Braking slip is expressed by the following:

Fig. 2 shows a general stationary course of a coefficient of adhesion on a dry asphalt road depending upon a braking slip. It is obvious from the figure that



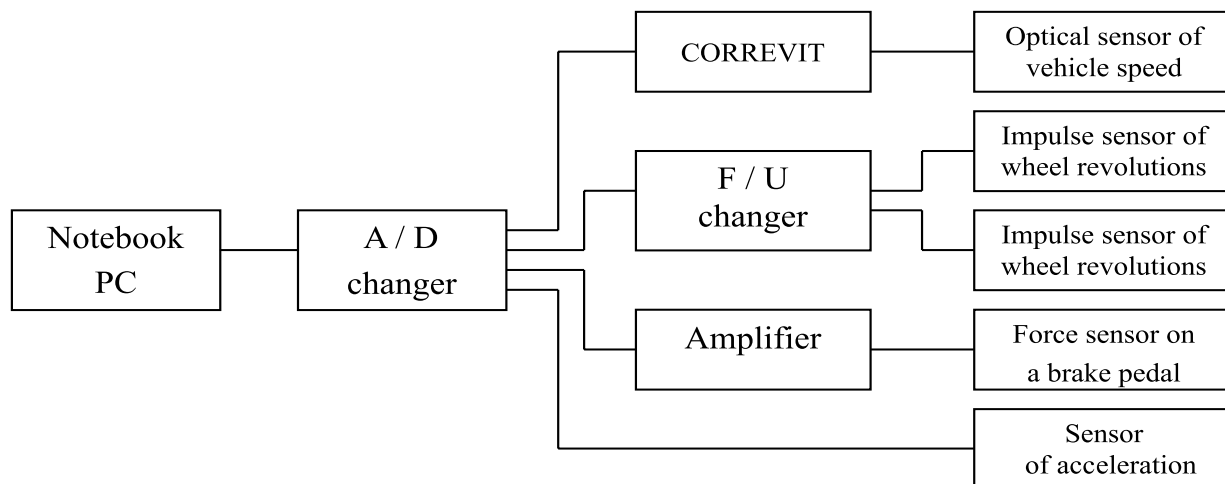
Obr. 2. Sklzová charakteristika pozdĺžneho súčiniteľa príľnavosti μ_x
Fig. 2. Slip characteristics of a longitudinal coefficient of adhesion

it is obvious from the figure that a maximum coefficient of adhesion μ_{xv} , which means the highest transmittable braking force, is achieved at a particular, relatively low-braking slip, and in a short range, when a wheel could be held by ABS, in the case each wheel of a car is equipped with sensors.

Real braking has, however, a non-stationary course and is influenced by other factors, which have an effect on the course of motion values. An experimental examination directly on car wheels is necessary to check.

One of the options of an experimental examination of the braking process and its kinematic characteristics is a measuring system based on measuring devices CORREVIT and DATRON with a digital recording and processing of the measured values. The system is shown in the Fig. 3.

Action of high longitudinal forces when braking substantially decreases a possibility of a load transfer in a side direction; therefore, it is a significant matter in respect of directional braking stability and safe car driving, particularly moving at high speed. If, from a safe braking point of view, a fundamental condition is to be met, i.e. making at least minimal ability of side-force transfer by a wheel sure and by achievement of directional control even when braking, the braking process has to be controlled in a way so that car wheels blocking i.e. 100 % braking slip does not happen. This condition is met in the cars equipped with ABS anti-block system, irrespective of the way, even an extreme one, a driver is braking considering momentary conditions on a road.



Obr. 3. Bloková schéma meracieho zariadenia

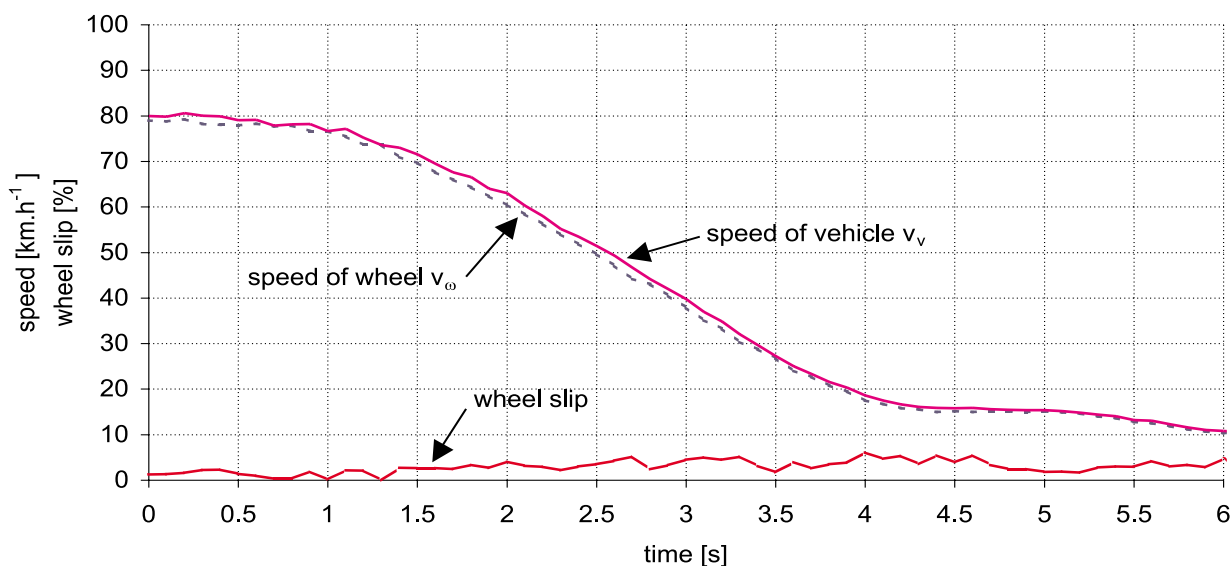
Fig. 3. Block scheme of the measuring device

Zložitejšia situácia nastáva pri automobiloch bez takejto sústavy, kedy je jediným regulátorom intenzity brzdzenia vodič vozidla. Nasledujúce experimentálne merania, práve takéhoto prípadu, boli vykonané na automobile nižšej strednej triedy s meracou hmotnosťou 1150 kg a vybaveným konvenčnou brzdovou sústavou.

Na obr. 4 je časový záznam pohybových veličín na prednom kolese automobilu pri intenzívnom, ale nie kritickom brzdení z rýchlosti 80 km.h^{-1} brzdným spomalením približne $a_x = 5 \text{ m.s}^{-2}$. Z nameranej rýchlosti vozidla v_v a obvodovej rýchlosti kola v_ω je vypočítaný priebeh sklzu kola δ . Brzdná sila vyvoláva v tomto prípade iba malý sklz na kolese a rezerva schopnosti prenosu bočnej sily zaručuje bezpečný pohyb.

More complicated situations arise using cars without the anti-block system, when a driver is the only regulator of braking intensity. Following experimental measurements focused on such a case were carried out on a car of lower middle class with a weight 1150 kilogram and equipped with a standard braking system.

Fig. 4 shows a time-base record of motion values on a front wheel of a car at intensive but not critical braking from a speed of 80 kmph by braking deceleration a_x circa 5 m.s^{-2} . From the recorded speed of a car v_v and peripheral wheel speed v_ω a course of a wheel slip δ is calculated. Braking force causes only a small wheel slip in this case, and a reserve of side-force transfer ability ensures safe motion.

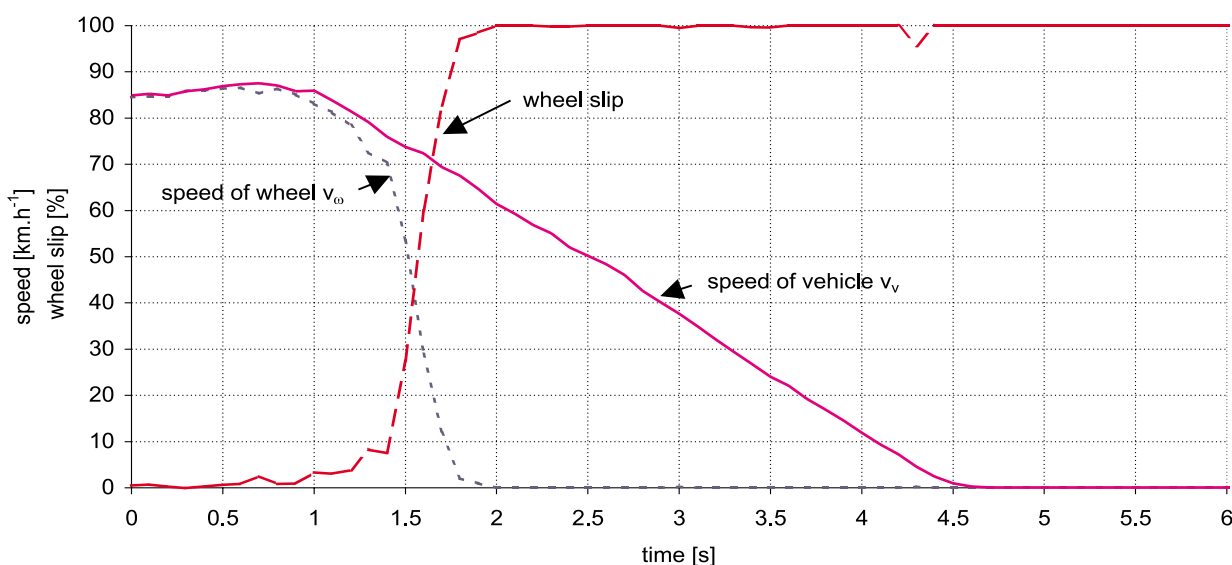


Obr. 4. Nameraný priebeh kinematických veličín na brzdenom prednom kolese spomalením $a_x = 5 \text{ m.s}^{-2}$

Fig. 4. Recorded course of kinematic values on a front braked wheel by a deceleration $a_x = 5 \text{ m.s}^{-1}$

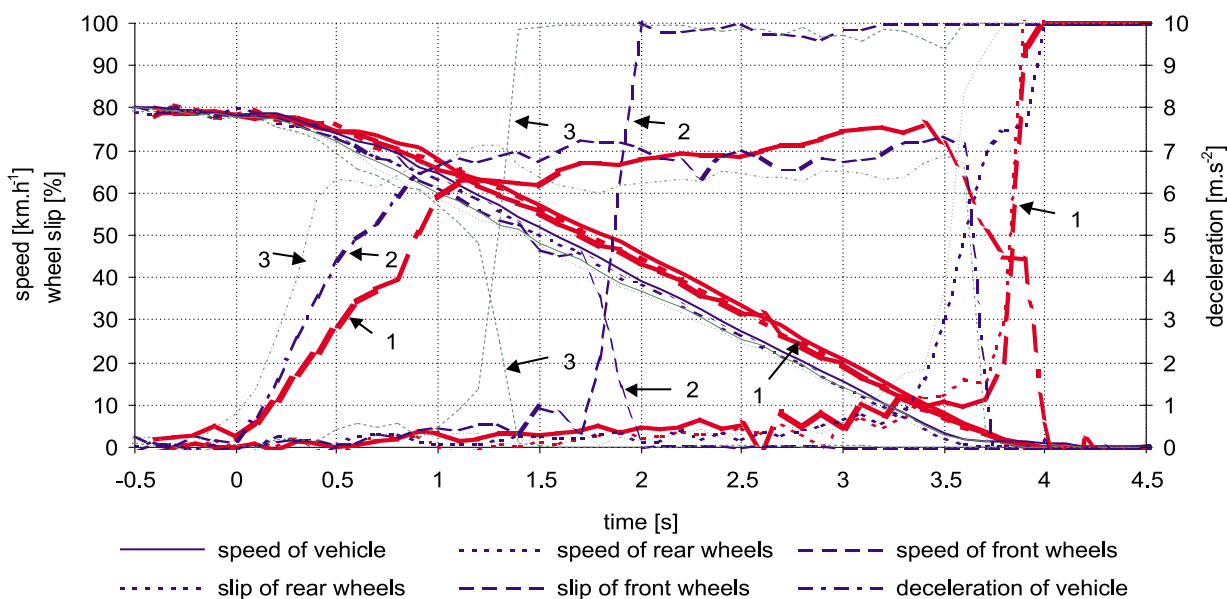
Pri extrémnom brzdení so stredným brzdným spomalením $a_x = 7 \text{ m.s}^{-2}$ a ovládaní intenzity brzdenia vozidla iba vodičom dôjde k stavu, ktorý je zaznamenaný na obr. 5. Z časového záznamu vidieť lineárny pokles rýchlosti vozidla až do úplného zastavenia. Pritom, zobrazený priebeh brzdného sklzu kolesa ukazuje, že k úplnému zablokovaniu predných riadených koles automobilu, t. j. k ich 100 %-nému sklzu, došlo už za 0,5 s od začiatku nábehu brzdného spomalenia. Automobil sa dostáva do smerovo nestabilného stavu bez možnosti korekcie riadením ešte pri relatívne vysokej rýchlosti automobilu na hranici 70 km.h^{-1} .

A situation recorded at extreme braking at mean braking deceleration $a_x = 7 \text{ m.s}^{-2}$ and control of intensity of car braking performed only by a driver is shown on Fig. 5. From a time-base record a linear decrease of car speed up to a total stop of a car is seen. Whereas, the course of a braking slip of a wheel indicates that a total blocking of front driven wheels of a car, i.e. 100 % slip already happened in 0.5 s from a braking deceleration build-up start. A car enters a non-stable state in direction without possibility of a correction through steering even at relatively high speed of a car, 70 kmph.



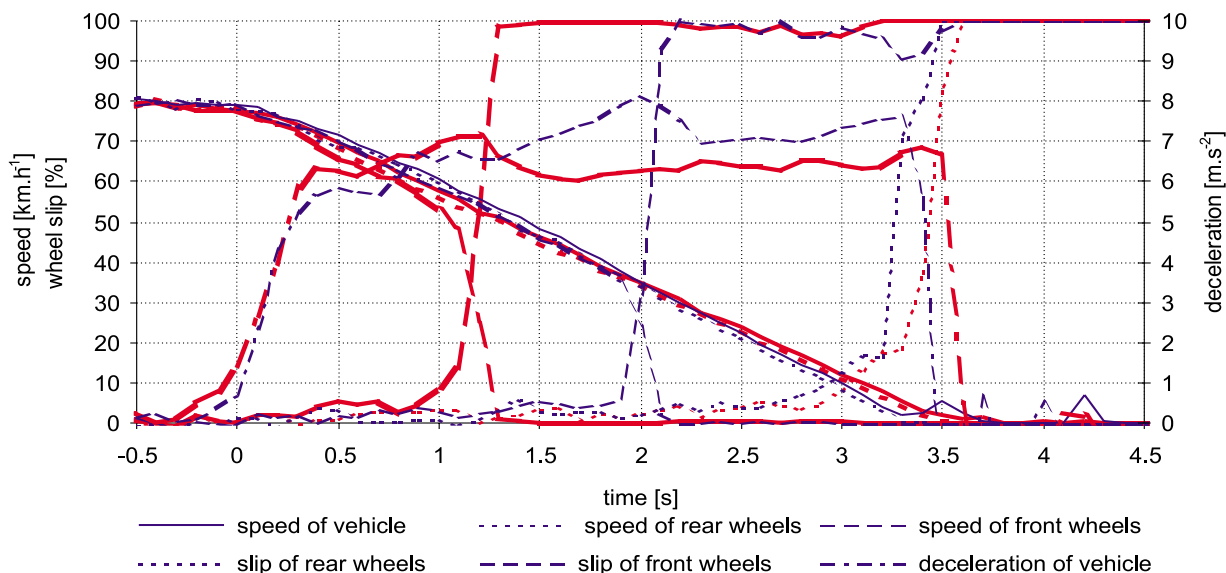
Obr. 5. Nameraný priebeh kinematických parametrov na prednom kolese automobilu pri brzdení spomalením $a_x = 7 \text{ m.s}^{-2}$

Fig. 5. Recorded course of kinematic parameters on a front car wheel at braking deceleration $a_x = 7 \text{ m.s}^{-2}$



Obr. 6. Priebeh brzdenia na kolesách automobilu pri rôznych hodnotách nábehu brzdného spomalenia

Fig. 6. Course of braking on front car wheels at different values of braking deceleration build-up



Obr. 7. Posunutie hranice blokovania predných kolies zmenšením gradientu brzdného spomalenia pri jeho vyšších hodnotách
Fig. 7. Shifting of a blocking point of front wheels by means of decreasing a gradient of braking deceleration at increased values of deceleration

Ako ukazujú experimentálne merania, okamih počiatku blokovania kolesa je závislý od gradientu nábehu brzdného spomalenie a_x , ktorý charakterizuje nárast tangenciálnej brzdnéj sily na kolese automobilu. Tento vplyv znázorňuje obr. 6, kde je nábeh brzdného spomalenia na približne rovnakú strednú hodnotu realizovaný tromi rozdielnymi gradientmi zrýchlenia. V prvom prípade, s gradientom nábehu brzdného spomalenia $0,60 \text{ g/s}$, dôjde na prednom kolese k 100 %-nému brzdnému sklzu až za $3,61 \text{ s}$, pri už takmer nulovej rýchlosti automobilu. V druhom prípade, pri gradiente nábehu brzdného spomalenia $0,88 \text{ g/s}$, 100 %-ný sklz nastane už za $1,9 \text{ s}$, pri rýchlosti automobilu okolo 40 km.h^{-1} . Ako vidieť z tretieho priebehu brzdenia, pri gradiente nábehu brzdného spomalenia $1,67 \text{ g/s}$ dôjde k 100 %-nému brzdnému sklzu kolies už za $1,1 \text{ s}$ od počiatku nábehu brzdného spomalenia už pri rýchlosti vyššej ako 50 km.h^{-1} . Pritom extrémny nábeh brzdného spomalenia nemá na dobu zastavenia vozidla takmer žiadny vplyv.

Priaznivejším je z pohľadu zlepšenia ovládateľnosti vozidla v priebehu brzdenia nárast brzdného spomalenia podľa obr. 7, kde po prakticky zhodnom počiatočnom nábehu dochádza k jeho pozvoľnému nárastu pri vysokých hodnotách spomalenia. Aj napriek vyšším špičkovým hodnotám brzdného spomalenia dôjde k 100 %-nému sklzu kolies neskôr, pri rýchlosti jazdy na hranici 30 km.h^{-1} . Ovládanie bŕzd subjektom vodiča je v takomto prípade veľmi náročné a vyžaduje zdokonaľovanie schopností špecializovaným výcvikom.

As demonstrated by experimental measurement, the starting moment of wheel blocking is dependent on the gradient of braking deceleration (a_x) build-up, as a result of a tangential braking force growth on a car wheel. That effect is shown in Fig. 6, where a build-up of braking deceleration to approximately the same mean value is made by three different gradients of deceleration. In the first case, with a gradient of braking deceleration build-up equal to 0.60 g.s^{-1} , 100 % braking slip on a front wheel occurs in 3.61 s at almost zero speed of the car. In the second case, when gradient of braking deceleration build-up is 0.88 g.s^{-1} , 100 % slip occurs in 1.9 s at a car speed of 40 kmph . It is apparent from the third course of braking, at a gradient of braking deceleration build-up of 1.67 g.s^{-1} , 100 % braking wheel slip occurs even in 1.1 s from a braking deceleration build-up start at a speed higher than 50 kmph . An extreme braking deceleration build-up does not have any particular effect on a time of a car stopping.

More preferable from improved car steering ability during a course of braking point of view is a braking deceleration build-up shown in Fig. 7, where after a starting build-up of the same value there is a gradual increase in its value at high values of deceleration. Despite higher peak values of braking deceleration, 100 % wheel slip will occur later, at a speed of 30 kmph . Handling of a braking process by a driver is very difficult in such a case and requires improved capabilities by taking a special training.

Literatúra – References

- [1] ZOMOTOR, A.: *Fahrverhalten*, VOGEL Buchverlag Würzburg, 1987
- [2] ROMPE, Heising: *Objective Testverfahren für die Fahreigenschaften von Kraftfahrzeugen*, TÜV-Verlag, 1984
- [3] VLK, F.: *Dynamika motorových vozidiel*, Nakladatelství Vlk, 2000

Peter Patek *

DIMENZOVANIE TRUPU MOTOROVEJ JACHTY GOLDEN SERIES

HULL STRUCTURAL SCANTLINGS OF THE GOLDEN SERIES MOTORYACHT

V článku sú uvedené postupy pri dimenzovaní niektorých prvkov trupu lode z kompozitových materiálov (FRP). Riešenie a softvér vychádzajú z pravidiel klasifikačných spoločností GL-BV-RINA. To dovoľuje stanovenie optimálnej hrúbky dosiek obšívky a ostatných dimenzií výstuh. Tieto postupy boli uplatnené pri návrhu veľkých rýchlych plavidiel Golden Series plne morskej triedy. Luxusné jachty sa stavajú v bratislavskej lodenici pre zahraničného zákazníka.

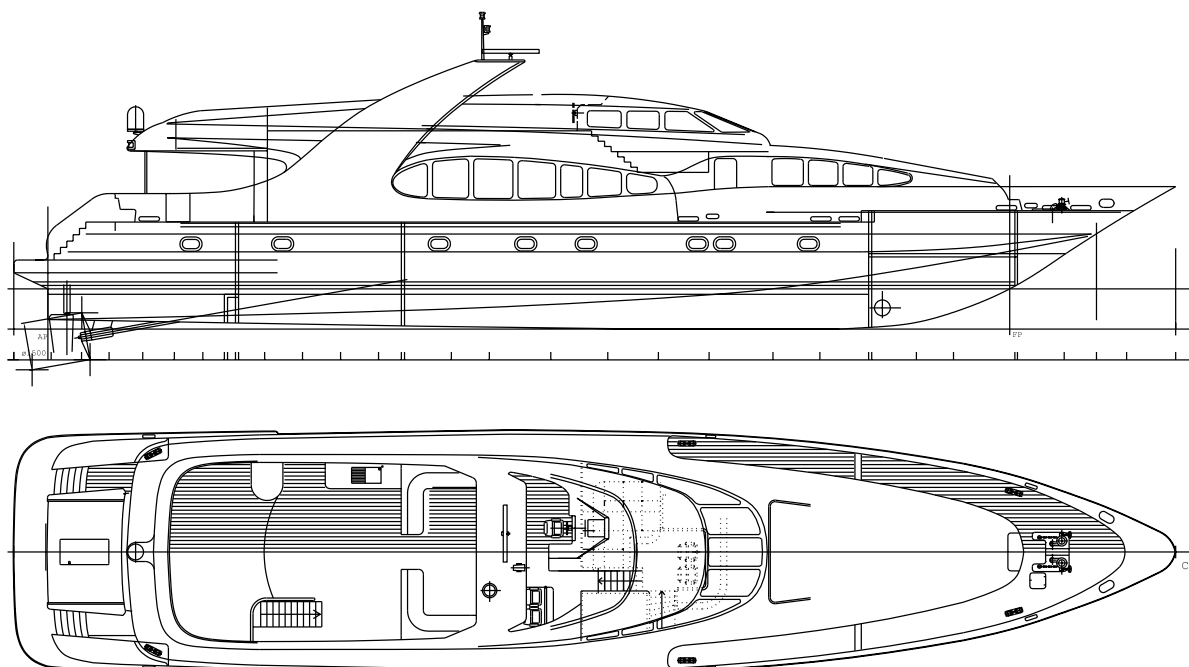
The paper describes the procedures for scantlings of some hull structural elements from FRP materials. The solution and software are based on the rules of classification societies GL-BV-RINA. It allows to estimate the optimal skin-plating thickness and other dimensions of the stiffeners. These procedures are applied for design of the large high-speed craft Golden Series designed for the open-sea class. The luxurious yachts built in Bratislava shipyard for foreign customer.

Úvod

V stavbe lodí, špeciálne pri stavbe rýchlych plavidiel sa často používajú kompozitové materiály pre trup a nadstavby. Kompozitový materiál v jeho najzákladnejšej forme tvoria aspoň dve spolupracujúce zložky tak, aby vytvorili materiál odlišných vlastností ako majú ony samotné. Kompozity s polymérovou maticou, známe

Introduction

In shipbuilding, especially in high-speed craft, building often uses composite materials for the hull and superstructures. In its most basic form a composite material is one, which is composed of at least two elements working together to produce material properties that are different to the properties of those elements on



Obr. 1. Generálny plán m/y FALCON
Fig. 1. General plan of 120' m/y FALCON

* Doc.Ing. Peter Patek, CSc.

Department of Cars, Ships and Engines, Faculty of Mechanical Engineering, Slovak University of Technology, Nám. slobody 17, SK-81231 Bratislava
Slovak Republic, Tel.: ++421-7-57 29 63 79, E-mail: patek@sjf.stuba.sk

tiež ako FRP (Fibre Reinforced Polymer/Plastic) využívajú ako maticu živice na polymérovom základe (polyester alebo vinylester). Ako armatúry sa používajú rôzne vlákna a to najčastejšie sklo, uhlík a aramid.

Osobitným druhom kompozitov, ktorý je často používaný na konštrukčné detaily je sendvič. Táto štruktúra je odskúšaná konštrukčná technika, ktorá kombinuje nízku hmotnosť s vysokou pevnosťou. Sendvič pozostáva z dvoch čiel/škrupín a jadra. Čelá (dosky FRP) preberajú normálové napätia a dávajú konštrukcii pevný povrch. Materiál jadra (pena PVC, Divinycell, balza voštiny) prenášajú priečne sily generované zaťažieniami rozdeľujúc ich do väčšej plochy.

Pri stavbe luxusných námorných jacht budovaných v bratislavskej lodenici sú použité oba druhy kompozitových štruktúr. Jachty dĺžky 36 m sú stavané v spolupráci CPMG Yachts International München a DMC Bratislava. Dimenzovanie trupu je robené v zmysle pravidiel klasifikačných spoločností GL-BV-RINA [3].

Mechanické charakteristiky materiálov FRP

Objemový obsah φ armovania so špecifickou hmotnosťou ρ_f v základnej vrstve pri hmotnostnom obsahu vystuženia ψ vo vrstve je daný vzťahom

$$\varphi = \frac{\psi \cdot (1 - \mu_o)}{\psi + (1 - \psi) \cdot \rho_f / \rho_r} \quad (1)$$

kde ρ_r je merná hmotnosť živice. Pre každý typ vystuženia použitý v jednotlivých vrstvách, ktorého elastické vlastnosti vrstvy s jednosmernými vláknami majú ten istý obsah vystuženia ako vrstva, sa najprv počíta modul pružnosti v ťahu rovnobežne s vláknami E_1 a kolmo na vlákna E_2

$$E_1 = \varphi \cdot E_f + (1 - \varphi) \cdot E_r, \quad E_2 = \frac{E_r}{1 - \nu_r^2} \cdot \frac{1 + 0,85\varphi^2}{(1 - \varphi)^2 + \varphi E_r / (E_f(1 - \nu_r^2))} \quad (2)$$

kde E_f a E_r sú moduly pružnosti v ťahu vlákien a živice. Poissonove čísla vrstvy s jednosmernými vláknami sú $\nu_{12} = \varphi \cdot \nu_f + (1 - \varphi) \cdot \nu_r$ a $\nu_{21} = \nu_{12} \cdot E_2 / E_1$. Modul pružnosti v šmyku vrstvy s jednosmernými vláknami je potom

$$G_{12} = \frac{G_r \cdot 1 + 0,6\varphi^{0,5}}{(1 - \varphi)^{1,25} + \varphi \cdot E_r / E_f}$$

Pre niektorý smer, ktorý zvierá so smerom vlákien uhol modul pružnosti v ťahu základnej vrstvy ako prvok matice tuhosti je potom

$$\frac{1}{E_x} = \frac{1}{E_1} \cdot \cos^4 \vartheta + \left(\frac{1}{G_{12}} - \frac{2 \cdot \nu_{12}}{E_1} \right) \cdot \sin^2 \vartheta \cdot \cos^2 \vartheta + \frac{1}{E_2} \cdot \sin^4 \vartheta \quad (4)$$

$$\frac{1}{E_y} = \frac{1}{E_1} \cdot \sin^4 \vartheta + \left(\frac{1}{G_{12}} - \frac{2 \cdot \nu_{12}}{E_1} \right) \cdot \sin^2 \vartheta \cdot \cos^2 \vartheta + \frac{1}{E_2} \cdot \cos^4 \vartheta \quad (5)$$

Vo všeobecnosti hmotnostný obsah vystuženia vo vrstve rohože je medzi 0,25 až 0,35. Modul pružnosti v ťahu pre laminát s rohožou sa môže určiť z Helpin-Tsaiovej rovnice pre náhodne orientované vlákna

their own. Polymer matrix composites, also known as FRP – Fibre Reinforced Polymer (Plastic), use a polymer-based resin (polyester or vinylester) as the matrix. A variety of fibers such as glass, carbon and aramid are used as reinforcement.

The special kind of composite material very often used for structural details is called a sandwich. This structure is a well-trying construction technique that combines low weight with high strength. A sandwich consists of two facings and core material. The facings (FRP skin) take up normal strains and give the structure a sturdy surface. The core material (PVC-foam, Divinycell, balsa, honeycomb) takes the shearing forces generated by loads and distributes them over a larger area.

Both kind of the structures are applied simultaneously for hull and superstructure of luxurious yachts built in a Bratislava shipyard. The 36 m high-speed craft are built in cooperation with CPMG Yachts International München and DMC Bratislava. The hull scantling is made by rules set by GL-BV-RINA classifications societies [3].

Mechanical characteristics of FRP materials

The content in volume φ of reinforcement with specific gravity ρ_f in elementary layer for content in mass of reinforcement ψ in a layer is given by the formula

$$\varphi = \frac{\psi \cdot (1 - \mu_o)}{\psi + (1 - \psi) \cdot \rho_f / \rho_r} \quad (1)$$

where ρ_r is specific gravity of resin. Whatever the type of reinforcement used in a particular layer, the elastic characteristics of a layer with unidirectional fibres having the same content of reinforcement as that layer are calculated first Young's moduli parallel to fibres E_1 and perpendicular to fibres E_2

$$E_1 = \varphi \cdot E_f + (1 - \varphi) \cdot E_r, \quad E_2 = \frac{E_r}{1 - \nu_r^2} \cdot \frac{1 + 0,85\varphi^2}{(1 - \varphi)^2 + \varphi E_r / (E_f(1 - \nu_r^2))} \quad (2)$$

where E_f and E_r are Young's moduli of reinforcement and resin. Poisson's ratios of layer with unidirectional fibres are $\nu_{12} = \varphi \cdot \nu_f + (1 - \varphi) \cdot \nu_r$ and $\nu_{21} = \nu_{12} \cdot E_2 / E_1$. Then Coulomb's modulus of a layer with unidirectional fibres is

$$\text{where} \quad G_r = \frac{E_r}{2 \cdot (1 + \nu_r)} \quad (3)$$

Following any direction that forms an angle with the direction of fibres, the Young's moduli of the elementary layer as elements of stiffness matrix becomes

$$\frac{1}{E_x} = \frac{1}{E_1} \cdot \cos^4 \vartheta + \left(\frac{1}{G_{12}} - \frac{2 \cdot \nu_{12}}{E_1} \right) \cdot \sin^2 \vartheta \cdot \cos^2 \vartheta + \frac{1}{E_2} \cdot \sin^4 \vartheta \quad (4)$$

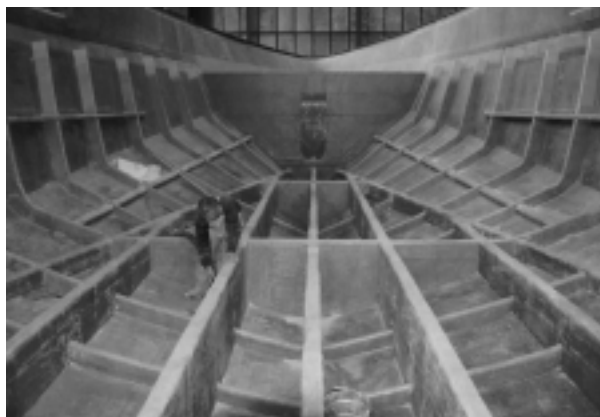
$$\frac{1}{E_y} = \frac{1}{E_1} \cdot \sin^4 \vartheta + \left(\frac{1}{G_{12}} - \frac{2 \cdot \nu_{12}}{E_1} \right) \cdot \sin^2 \vartheta \cdot \cos^2 \vartheta + \frac{1}{E_2} \cdot \cos^4 \vartheta \quad (5)$$

In general, the content in mass of reinforcement in layer of mat is between 0.25 and 0.35.

The Young's modulus of layer of mat may be estimated from Helpin-Tsai equation for random-oriented fibers

$$E_M = \frac{3}{8} \cdot E_1 + \frac{5}{8} \cdot E_2 \quad (6)$$

$$E_M = \frac{3}{8} \cdot E_1 + \frac{5}{8} \cdot E_2 \quad (6)$$



Obr. 2. Konštrukcia dna, priečky a chrbtice
Fig. 2. Bottom structure of hull, keelsons, floors



Obr. 3. Chrbtice a lôžka motorov v strojovni
Fig. 3. Keelsons and engine seating in engine room

Vo všeobecnosti hmotnostný obsah vystuženia vo vrstve tkaného rovingu (tkaniny) je medzi 0,4 až 0,6 a hmotnostný obsah vystuženia vrstvy s jednosmerne orientovanými vláknami je medzi 0,6 a 0,7. Celkove teda vrstva armovaná tkaným rovingom sa môže uvažovať ako vrstva dvoch jednosmerne kolmo na seba armovaných vrstiev a je možné použiť na ňu priamo vyššie uvedené vzťahy berúc do úvahy aktuálny stav obsahu vystuženia vo vrstve.

Ak nie sú k dispozícii presné údaje o fyzikálnych vlastnostiach použitých zložiek, je možné brať hodnoty z nasledujúcej tabuľky [1], [3].

Jednoduchá laminátová obšívka je zostavená z n vrstiev. Základné charakteristiky vrstvy i je hrúbka vrstvy i laminátu t_i pri plošnej hmotnosti armatúry vo vrstve p_{fi} [g/m²], bez ohľadu na smer, je daná v [mm] podľa

$$t_i = 0,001 \cdot \frac{p_{fi}}{1 - \mu_o} \cdot \left(\frac{1}{\rho_f} + \frac{1 - \psi_i}{\psi_i \cdot \rho_r} \right) \quad (7)$$

kde μ_o je podiel vákua (ak nie sú dostupné presnejšie údaje berie sa 0) a ψ_i je hmotnostný obsah výstuži vo vrstve i . Vzdialenosť z_i od neutrálneho vlákna vrstvy i k referenčnej hrane je

$$z_i = z_{i-1} + 0,5 \cdot (t_{i-1} + t_i) \quad (8)$$

Ekvivalentný modul pružnosti v ťahu viacvrstvého laminátu sa môže vypočítavať podľa vzťahu

$$E_L = \frac{\sum E_i \cdot t_i}{\sum t_i} \quad i = 1, \dots, n \quad (9)$$

Vzdialenosť neutrálneho vlákna viacvrstvého laminátu vzhľadom na referenčnú hranu je potom

In general, the content in mass of reinforcement in a woven roving reinforced layer is between 0.4 and 0.6 and the content in mass of reinforcement in and unidirectional reinforced layer is between 0.6 and 0.7. Generally, a layer reinforced with woven rovings may be considered as made of two perpendicular unidirectional layers and it is possible to apply directly to them the formulae laid down above, taking into account the actual content of reinforcement in the layer. When there is no available information on physical characteristics of used components, the values given in next table [1], [3] may be considered.

	E-glass	Aramid	HS carbon	Polyester	Epoxy
ρ [g/cm ³]	2.54	1.45	1.80	1.20	1.20
E [N/mm ²]	73000	130000	230000	3000	2600
v [-]	0.25	0.35	0.35	0.32	0.40

A single-skin laminate is made from n layers. The basic characteristics of layer i of the laminate is thickness t_i , for mass of reinforcement by unit area in layer p_{fi} [g/m²], regardless of

direction, is given in [mm] by

$$t_i = 0,001 \cdot \frac{p_{fi}}{1 - \mu_o} \cdot \left(\frac{1}{\rho_f} + \frac{1 - \psi_i}{\psi_i \cdot \rho_r} \right) \quad (7)$$

where μ_o is vacuum content (equal 0 if there is no available information) and ψ_i is the content in mass of reinforcement in layer i . Distance z_i from the neutral fiber of layer i to an edge of reference is

$$z_i = z_{i-1} + 0,5 \cdot (t_{i-1} + t_i) \quad (8)$$

The equivalent tensile elasticity modulus of the multi-layer laminate may be calculated by

$$E_L = \frac{\sum E_i \cdot t_i}{\sum t_i} \quad i = 1, \dots, n \quad (9)$$

The distance of neutral fiber of the multilayer laminate is, with regard to the edge of reference

$$V = \frac{\sum E_i \cdot t_i \cdot z_i}{\sum t_i}$$

$$\text{a vzhľadom na druhú hranu je } V' = \sum t_i - V \quad (10)$$

Vzdialenosti neutrálnych vlákien jednotlivých vrstiev od neutrálneho vlákna celého laminátu sú $d_i = z_i - V$ a tak ohybová tuhosť výsledného viacvrstvého laminátu na milimeter šírky je potom

$$[EI] = \sum E_i \cdot t_i \cdot \left(\frac{t_i^2}{12} + d_i^2 \right) \quad (11)$$

Moment zotrvačnosti viacvrstvého laminátu na milimeter šírky je

$$[I] = \sum t_i \cdot \left(\frac{t_i^2}{12} + d_i^2 \right) \quad (12)$$

Teoretická pevnosť v ohybe viacvrstvého laminátu v N/mm² je napokon

$$\sigma_{br} = 0,001 \cdot k \cdot \frac{[EI]}{[I]} \cdot (1 - \mu_o)^2 \quad (13)$$

kde $k = 17$ pre lamináty používajúce ako matricu polyesterové/vinylesterové živice, $k = 25$ pre lamináty používajúce epoxidovú živicu.

Moment zotrvačnosti a ohybová tuhosť sandvičového laminátu sa vypočíta pomocou vyššie uvedených vzťahov tak, že jadro sa zahrnie ako elementárna vrstva s jeho vlastnými charakteristikami (hrúbka, špecifická hmotnosť a modul pružnosti v ťahu materiálu jadra).

Teoretická pevnosť pri ohybe sendvičovej laminátovej obšívky v N/mm² je potom

$$\sigma_{br} = 0,001 \cdot k \cdot \frac{[EI]_{sw}}{[I]_{sw}} \cdot (1 - \mu_o)^2 \quad (14)$$

Pre výstuhy (chrťice, priečky, prievlaky, palubníky) sa používajú nasledujúce tri prvky: príruha, jadro a spolupôsobiaca pásnica (časť obšívky), symboly sú definované v nasledujúcej tabuľke.

	Šírka/výška	Hrúbka	Modul pružnosti	Prierez
Príruha	l_f	t_f	E_f	$S_f = t_f \cdot l_f$
Jadro	H	t_c	E_c	$S_c = t_c \cdot H$
Spolupôsobiaca pásnica	l_p	t_p	E_p	$S_p = t_p \cdot l_p$

Vzdialenosť neutrálneho vlákna po vonkajšiu stranu spolupôsobiacej pásnice je

$$V = \frac{\sum E_i \cdot S_i \cdot z_i}{\sum E_i \cdot S_i} \quad i = f, c, p \quad (15)$$

kde z_i sú vzdialenosti neutrálneho vlákna jadra, príruby a spolupôsobiacej pásnice po vonkajšiu stranu spolupôsobiacej pásnice. Vzdialenosť od neutrálneho vlákna výstuhy po vonkajšiu stranu príruby je $V' = H - V + t_f + t_b$ a vzdialenosti neutrálnych

$$V = \frac{\sum E_i \cdot t_i \cdot z_i}{\sum t_i}$$

$$\text{and with regard to the other edge } V' = \sum t_i - V \quad (10)$$

Distances from neutral fiber of each layer to the neutral fiber of the laminate are $d_i = z_i - V$ and the flexural rigidity of the multi-layer laminate by millimetre of width is

$$[EI] = \sum E_i \cdot t_i \cdot \left(\frac{t_i^2}{12} + d_i^2 \right) \quad (11)$$

The inertia of the multi-layer laminate by millimetre of width is

$$[I] = \sum t_i \cdot \left(\frac{t_i^2}{12} + d_i^2 \right) \quad (12)$$

The theoretical bending breaking strength of the multi-layer in N/mm² is

$$\sigma_{br} = 0,001 \cdot k \cdot \frac{[EI]}{[I]} \cdot (1 - \mu_o)^2 \quad (13)$$

where $k = 17$ for laminates using polyester/vinylester resin, $k = 25$ for laminates using epoxy resin.

The inertia and flexural rigidity of sandwich laminates are to be calculated according to above formulas, taking into account the core as an elementary layer with its own characteristics (thickness, specific gravity and Young modulus of the core material).

The theoretical bending breaking strength by bending skins of the sandwich laminate in N/mm² is

$$\sigma_{br} = 0,001 \cdot k \cdot \frac{[EI]_{sw}}{[I]_{sw}} \cdot (1 - \mu_o)^2 \quad (14)$$

For stiffeners (keelsons, floors, stringers, deck beams) we used three elements: flange, core and associated plating (part of the skin), symbols are defined in next table.

	Width/height	Thickness	Young's modulus	Section
Flange	l_f	t_f	E_f	$S_f = t_f \cdot l_f$
Core	H	t_c	E_c	$S_c = t_c \cdot H$
Associated plating	l_p	t_p	E_p	$S_p = t_p \cdot l_p$

Distance from the stiffener neutral fiber to the outer face of the associated plating is

$$V = \frac{\sum E_i \cdot S_i \cdot z_i}{\sum E_i \cdot S_i} \quad i = f, c, p \quad (15)$$

where z_i are distances from neutral fibers of core, flange and associated plating to the outer face of associated plating. Distance from the stiffener neutral fiber to the outer face of the flange is $V' = H - V + t_f + t_b$ and distances from neutral fiber of each

vlákien jednotlivých elementov od neutrálneho vlákna výstuhy sú $d_i = z_i - V$. Takto potom ohybová tuhosť výstuhy je

$$[EI] = [\Sigma E_i \cdot (I_i + S_i \cdot d_i^2)] \quad (16)$$

kde I_i je vlastný moment zotrvačnosti každého elementu. Moment zotrvačnosti kompletnej výstuhy (so spolupôsobiacou pásnicou) je potom

$$[I] = \Sigma(I_i + S_i \cdot d_i^2) \quad (17)$$

Teoretická pevnosť v ohybe celej výstuhy v N/mm^2 je napokon

$$\sigma_{br} = 0,001 \cdot k \cdot \frac{[EI]}{[I]} \quad (18)$$

element to the stiffener neutral fiber $d_i = z_i - V$. The rigidity of a stiffener is

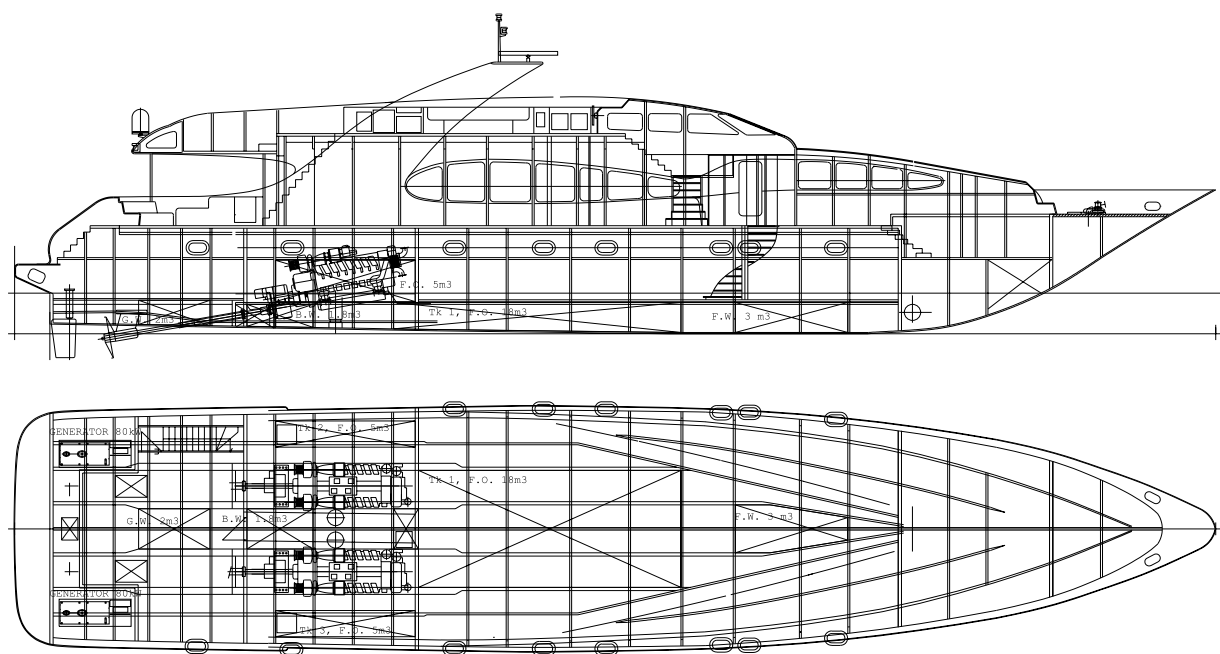
$$[EI] = [\Sigma E_i \cdot (I_i + S_i \cdot d_i^2)] \quad (16)$$

where I_i is specific inertia of each element. The inertia of a complete stiffener (with associated plating) is then

$$[I] = \Sigma(I_i + S_i \cdot d_i^2) \quad (17)$$

The theoretical bending breaking strength of stiffener in N/mm^2

$$\sigma_{br} = 0,001 \cdot k \cdot \frac{[EI]}{[I]} \quad (18)$$



Obr. 4. Konštrukcia trupu m/y FALCON

Fig. 4. Structural plan of m/y FALCON

Dimenzovanie prvkov konštrukcie trupu

Dimenzovanie dosiek obšívky a výstuh sa robí na základe toho, že napätie spôsobené miestnym návrhovým zaťažením a od celkového ohybu lodného trupu musia byť nižšie ako zodpovedajúce dovolené napätie pre materiál, napríklad pevnosť delená bezpečnostným faktorom SF . Bezpečnostné faktory sú definované podľa [3] osobitne pre ohybové a šmykové napätia. Dimenzie sa môžu zväčšiť, keď uzly podliehajú ďalším silám alebo ak ide o lode osobitnej konštrukcie.

Ohybové napätie σ_s v doske jednoduchej obšívky spôsobené miestnym návrhovým zaťažením p je dané vzťahom

$$\sigma_s = k_s \cdot \frac{V}{[I]} \cdot \frac{p \cdot s^2}{12} \cdot 10^3 \quad (19)$$

Hull elements structural scantlings

The platings and stiffeners scantlings are determined by the fact that the sum of stress due to local design load and longitudinal bending of the hull is to be less than corresponding allowable stress of the material, i.e. the breaking strength divided by safety factor SF . The safety factors are defined by [3] for bending and shear stresses separately. Scantlings may be increased where the structure is likely to be subjected to particular forces or for ships of unusual construction.

The bending stress σ_s of the single-skin laminates due to the design pressure p is given by the formula

$$\sigma_s = k_s \cdot \frac{V}{[I]} \cdot \frac{p \cdot s^2}{12} \cdot 10^3 \quad (19)$$

kde V a $[I]$ sú definované vyššie a k_s je redukčný faktor, ktorý zahŕňa pomer l/s rozmerov dosky (s je rozstup výstuh), šírku základne pripojených výstuh k doske a/s a zakrivenie dosky f/s , teda $k_s = \mu_1 \cdot \alpha \cdot \varphi$, kde $\mu_1 = 1$ ak $l \geq 2s$, $= 1 - 1,5(1 - 1/2s)^2$ ak $s < l < 2s$, $= 0,625$ ak $l \leq s$ a $\alpha = 1 - 3(a/s) \cdot (1 - a/s)$ a $\varphi = 1 - 0,8 \cdot f/s$. Výsledná podmienka pre jednoduchú obšívku je

$$\sigma_s < \frac{\sigma_{br}}{SF} - \sigma_{tb} \quad (20)$$

kde σ_{tb} je ohybové napätie od celkového pozdĺžneho ohybového momentu. Pre lode dĺžky pod 24 m, pre dosky v pozdĺžnej sústave vystuženia a pre dosky na koncoch lode sa napätie σ_{tb} môže brať nulové. Priehyb jednoduchej obšívky spôsobený návrhovým tlakom p medzi výstuhami je

$$f = \frac{\mu_2}{384} \cdot \frac{p \cdot s^4}{[EI]} \cdot 10^9 \quad (21)$$

kde $\mu_2 = 1$ ak $l \geq 2s$, $= 1 - 2,1 \cdot (1 - 1/2s)^2$, ak $s < l < 2s$, $= 0,475$ ak $l \leq s$. Medzná hodnota priehybu dosky je 1 % rozstupu výstuh.

where V and $[I]$ are defined above and k_s is the reduction factor that included the plate ratio l/s (s is stiffener spacing), a wide base of the stiffeners attached on plate a/s and the plate curvature f/s following $k_s = \mu_1 \cdot \alpha \cdot \varphi$, where $\mu_1 = 1$ if $l \geq 2s$, $= 1 - 1,5(1 - 1/2s)^2$ if $s < l < 2s$, $= 0,625$ if $l \leq s$ and $\alpha = 1 - 3(a/s) \cdot (1 - a/s)$ and $\varphi = 1 - 0,8 \cdot f/s$. The result condition for single skin laminates is

$$\sigma_s < \frac{\sigma_{br}}{SF} - \sigma_{tb} \quad (20)$$

where σ_{tb} is bending stress due to the total bending moment. For ships of less than 24 m in length, for longitudinal framed platings and platings at ends of ships stress σ_{tb} may be taken zero. The bending deflection due to design pressure of a single skin laminate between stiffeners is

$$f = \frac{\mu_2}{384} \cdot \frac{p \cdot s^4}{[EI]} \cdot 10^9 \quad (21)$$

where $\mu_2 = 1$ if $l \geq 2s$, $= 1 - 2,1 \cdot (1 - 1/2s)^2$, if $s < l < 2s$, $= 0,475$ if $l \leq s$. The limit value for the bending deflection is 1 % of the stiffeners spacing.



Obr. 5. Konštrukcia dna kormy
Fig. 5. Bottom structure of stern



Obr. 6. Výstuhy hlavnej paluby
Fig. 6. Main deck stiffeners

Príklad výpočtu dimenzovania dnových dosiek

Example of bottom plates structural scantlings calculation

PRINCIPAL DIMENSIONS

Project identification	PR 116_01	
Class	GERMANISCHER LLOYD +100 A5	
Ice strengthening region	NO	
Length of waterline at T	LWL	29.5 m
Scantling length	L	28.615 m
Greatest moulded breadth	B	7.54 m
Breadth o.t. waterline at T	BWL	7.21 m
Depth	H	3.6 m
Draught	T	1.39 m
Displacement in sea water	D	139.4 t

Block coefficient	CB	0.460			
Speed	V	30 kn	r1	r2	
Restricted services		OPEN SEA	1	16.5	
Hull type		MONO HULL			
	L/H	7.95	< r2		
S- factor		60	%		
Vertical acceleration at LCG	aCG	0.70	g		
Type of ship		PASSENGER SHIP			
Deadrise angle at LCG in deg.	alfCG	13	deg.		
Trimm angle in deg.	tau	4	deg.		
Relative speed	V/sqrt(L)	5.608			
Limit sign. wave height /C.3.3.4.1.6/	Hsm	1.78	m		
Sign. wave height /C.3.3.4.2/	Hs	0.762	m		

BOTTOM PLATES

Material properties				Km	fi	E1	E2	EM		
Content in mass	for mat	psi	0,3	0.00234	0.1600	14197	4196	7947		
	for roving web	psi	0,5	0.00123	0.3048	24337	24337	24337		
	for UD lam	psi	0.6	0.00095	0.3940	30581	6826	15734		
Woven balance coeff.		k	1							
Vacuum content		mi	0,05							
Laminate type			single skin	rho	E	ni				
				[g/cm ³]	[n/mm ²]	[-]				
Fibre material		E-Glass	2.54	73000	0.25					
Resin material		Polyester	1.2	3000	0.316	3332.8				
layer	[g/m2]		Ei	ti	zi	Ei.ti	Ei.ti.zi	di		
				[mm]						
1	300	mat	7947	0.70	0.35	5574	1955	-7.29	37.31	296456
2	300	mat	7947	0.70	1.05	5574	5865	-6.59	30.48	242193
3	1150	RW	24337	1.41	2.11	34342	72407	-5.53	43.42	1056747
4	100	mat	7947	0.23	2.93	1858	5446	-4.71	5.19	41224
5	1150	RW	24337	1.41	3.75	34342	128895	-3.89	21.56	524648
6	100	mat	7947	0.23	4.58	1858	8502	-3.06	2.20	17462
7	1150	RW	24337	1.41	5.40	34342	185384	-2.24	7.33	178386
8	100	mat	7947	0.23	6.22	1858	11558	-1.42	0.47	3755
9	1150	RW	24337	1.41	7.04	34342	241872	-0.60	0.74	17960
10	100	mat	7947	0.23	7.87	1858	14615	0.22	0.01	102
11	1150	RW	24337	1.41	8.69	34342	298361	1.05	1.78	43370
12	100	mat	7947	0.23	9.51	1858	17671	1.87	0.82	6505
13	1150	RW	24337	1.41	10.33	34342	354849	2.69	10.46	254617
14	100	mat	7947	0.23	11.16	1858	20727	3.51	2.89	22961
15	1150	RW	24337	1.41	11.98	34342	411338	4.34	26.78	651700
16	100	mat	7947	0.23	12.80	1858	23783	5.16	6.23	49473
17	1150	RW	24337	1.41	13.62	34342	467826	5.98	50.73	1234620
18	100	mat	7947	0.23	14.45	1858	26840	6.80	10.83	86039
Thickness of the laminate			t	14.56 mm	300745	2297894		259	4728218	
Equivalent tensile modulus of M.L.L.				EL	20653	N/mm2				
Neutral axis				V	7.64	mm				
Flexural rigidity of M.L.L. by mm				[EI]	4728218	Nmm2/mm				
Inertia of M.L.L. by mm				[I]	259	mm4/mm				
Theoretical bending braking strength				sig_br	279.86	N/mm2				

Distance betw. AP at position	x	14.305	m	x/L	0.50	BOTTOM PLATES
Supported area	s	1.63	m ²			
Local deadrise angle	alf_x	12	deg		u ^{0.75}	
	K1	1.000	u	2.318	1.88	
	K2	0.438	K2 calc.	0.5	plate	
	K3	1.018				
Design slamming pressure	psl	49.50	kN/m ²			
Frame spacing	s	1.05	m			
Unsupported span	l	1.55	m	l/s	1.476	
Actual laminate thickness	t	14.56	mm			
Wide base of the stiffener	a	0.40	m	a/s	0.381	
Global long.bending stress (GL)	sig_bl_m	9.96	N/mm ²			
Curvature factor	rc	1				
Factor dimension ratio of plate	mi1	0.897		mi2	0.856	
	alf	0.293				
	ks	0.262				
Safety factor	SF	4.500				
Width of the keel plate	b_keel	0.886	m	sig_br/SF-sig_bl		
Bending stress	sig_d	35.18	N/mm ²	52.23	N/mm ²	
Bending deflection	f	28.4	mm			

Literatúra - References

- [1] SP Systems: Composite Engineering Materials, Guide to composites, Structural Polymer Systems Ltd., Newport, 1999
- [2] Divinycell: *Sandwich theory*, Divinycell International AB, Laholm, 1991
- [3] Germanischer Lloyd: *Rules for Classification and Construction*, Ship Technology Seagoing Ships, High Speed Craft, BV-GL-RINA Hamburg, 1997
- [4] PETRTÝL, M.: *Mechanics of Composite Bodies*, ES ČVUT Praha 1991 (in Czech)
- [5] PATEK, P., MERVA, Z.: *Structural Scantlings*, PR-116 Golden Series Motoryacht, Fibre-Reinforced Plastic Craft, for PR-Marine Yachtbau, Saal/Donau, DMC Bratislava 1998

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 klátikovou brzdou a dôsledkoch takeého namáhania. Hovorí o niektorých javoch teplotnej interakcie medzi brzdovým kolesom a brzdovým klátikom. 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 napätovej a deformačnej stránke.

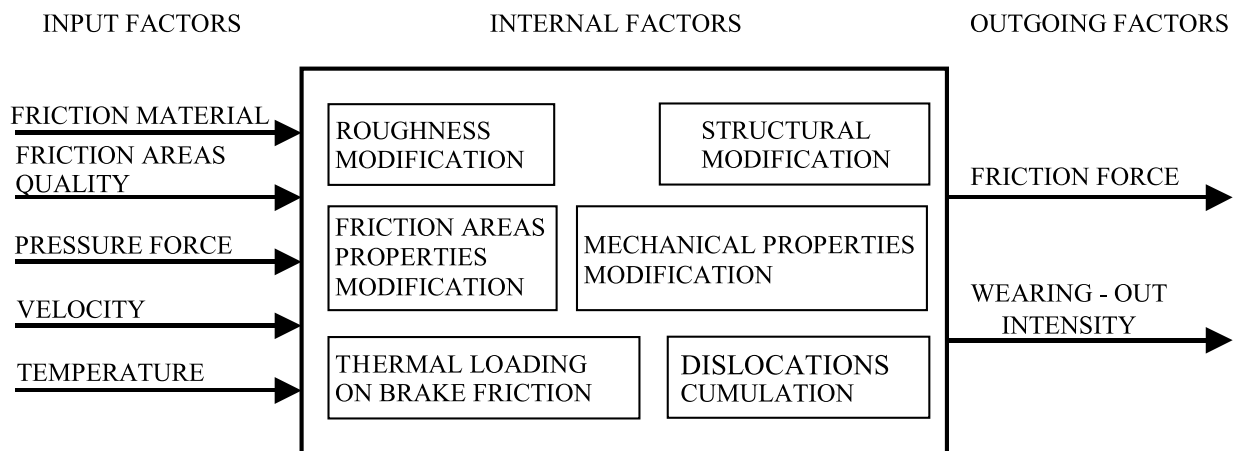
The paper deals with the particular factors of railway wheels heat loading while braking with a brake block and consequences of that stressing. There are discussed some phenomena of thermic interaction between the braked wheel and the brake block. The attention is aimed to the rising and spreading of 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. Klátiková brzda s liatinovými alebo umelohmotnými brzdovými klátikmi, ktoré sú v radiálnom smere pritláčané 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 závisí od viacerých faktorov, ktoré majú významný vplyv na výstupný efekt. Ten sa prejaví ako trecia sila medzi brzdovými klátkami a železničným kolesom. Zvýšenie opotrebenia klátikov 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 klátikovou brzdou. Značné namáhanie kolesa, ktoré vznikne ako dôsledok dilatácii spôsobených nerovnomerným ohrevom počas intenzívneho brzdzenia klátikovou brzdou je oveľa väčšie ako zaťaženie od radiálneho silového zaťaženia kolesa. Dôsledkom tohto namáhania sú: vznik trvalej deformačnej zmeny (zmeny rozkolesia), vznik tepelne únavových trhlín 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 dvojkoľiesia 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 dotýkajúcich 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 klátikov 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 klátikov 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.

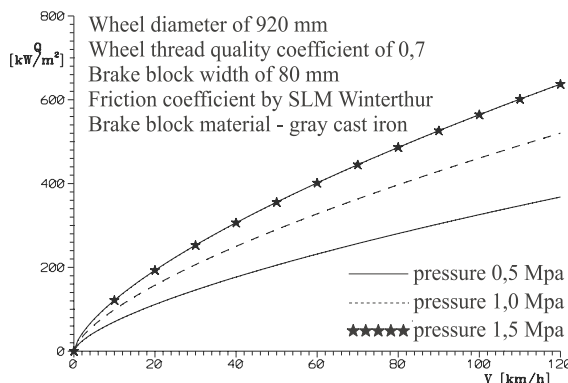
Usage of a non-metallic brake shoe causes increase of heat on the wheel thread due to the bad heat conductivity of this brake

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.

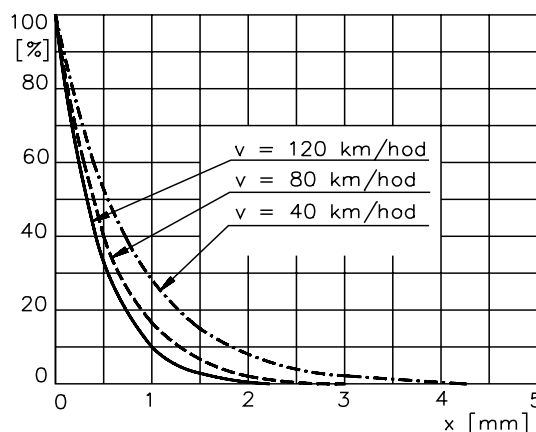
Je potrebné upozorniť na nestacionaritu tepelného poľa brzdeného kolesa v oblasti kontaktu klátika s povrchom jazdnej plochy, čo vedie k vzniku nestacionárnych napätových polí. Pri každej otáčke je koleso zaťažované postupne tepelnými rázmi od brzdových klátikov, chladením od styku s koľajnicou, chladením od ofukujúceho vzduchu a sálaním do priestoru. So zvyšujúcou sa rýchlosťou rotácie kolesa sa doba prechodového deja skracuje. Pri nižších rýchlostiach a vyšších brzdných 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 utlmený. Všeobecne sa predpokladá, že teplota ďalej narastá rovnomerne (obr. 3).

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



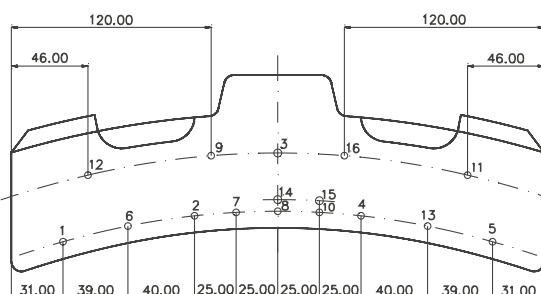
Obr. 2. Energia premenená na teplo vstupujúca do kolesa brzdeného klátikovou brzdou

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.

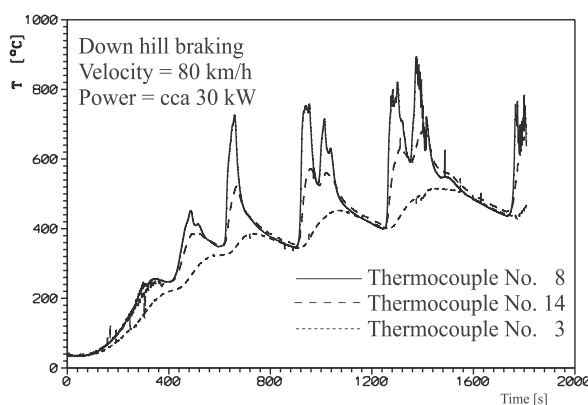
The important component that affects the rising of heat during braking is a coefficient of friction between the brake shoe and the

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 výkonu. To znamená zvýšenie merného tlaku, čo spôsobuje pokles súčiniteľa brzdového trenia. Veľkosť súčiniteľa trenia klesá s oteplením zdrže.

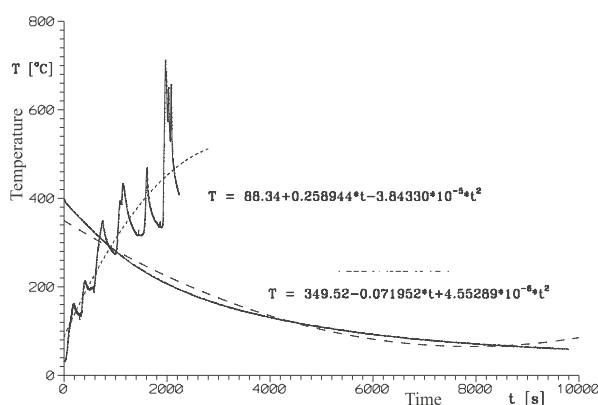
Výsledky skúšok na skúšobnom brzdovom stave [6] ukazujú, že celá trecia plocha nie je v tom istom čase rovnako teplotne zaťažovaná. Počas brzdenia sa prejavilo intenzívne prijímanie tepla brzdovým klátikom s následným natavovaním povrchu v styčných plochách. Roztavený kov a nečistoty predstavujú určitý 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 brzdny výkon je rozložený nepravidelne.

Na obr. 6 je priebeh kriviek ohrevu a chladnutia klátika v mieste termočlanku č. 8, v strede, najbližšie pri trecom povrchu. Sú to teploty klátika ako žiariera 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 termočlankov 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, $V = 80 \text{ km/h}$, $P = 20 \text{ kW}$

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 zafažujúci žiarič. Nestacionarita teplotného poľa brzdeného 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 pristupuje 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 zafaženia = 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 zdržovou brzdou dochádza k úprave a prispôbeniu tvaru povrchu brzdného klátika jazdnému profilu kolesa, takže zjednodušene sa železničné koleso pre teplotnú analýzu môže považovať za valec.

Problematicu 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 vyhodnocovaciu 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 materiálno-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 odvažovaním 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:

- kužeľovitý – VARIANT I,
- zvlnený v jednom smere – VARIANT C alebo S,
- zvlnený v dvoch smeroch.

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.

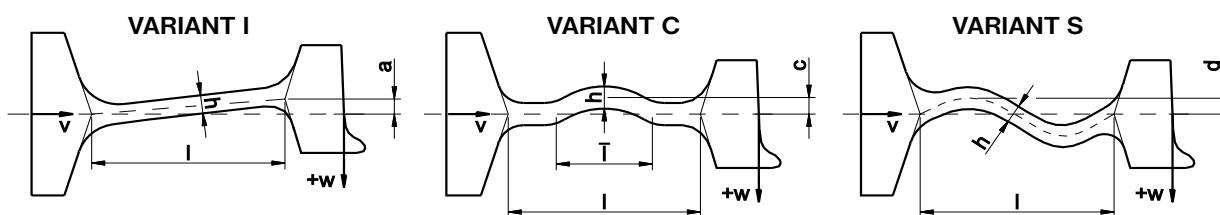
The results are assessed, and their validity is verified by experiments. For the experiment realization the friction test stands, the quality measurement and the data assessment equipment together with the computer hardware and software are needed. The test stands are in the company manufacturers' operation 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.



Obr. 7. Schématické 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)

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.

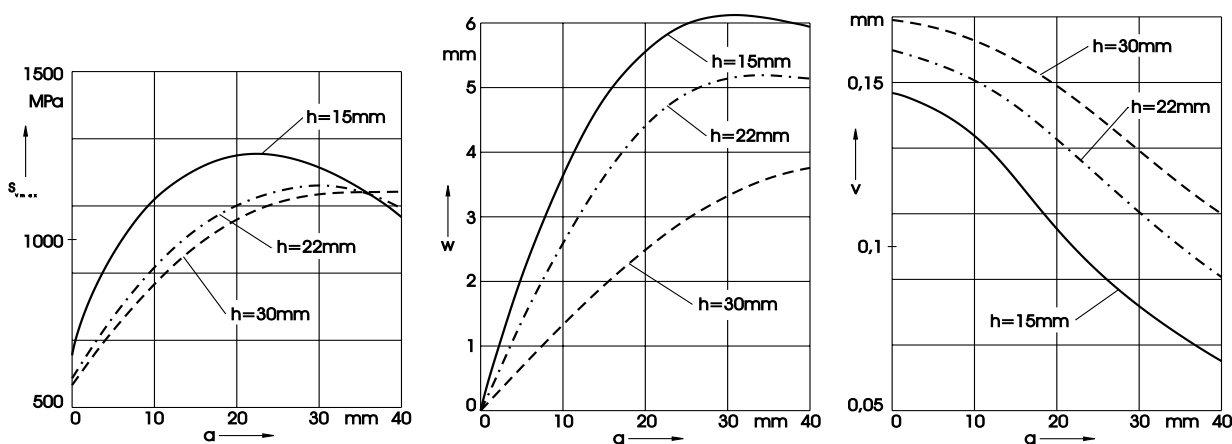
S doskou kuželovitého tvaru je možné sa stretnúť len výnimočne. Zvlnením dosky sa dosahuje určitá radiálna poddajnosť. Pri kolesách odporúčaných ORE je zvlnenie dosky urobené tak, aby stredy pripojenia dosky k náboju a dosky k vencu kolesa ležali v jednej rovine kolmej na os náboja. Tým sa obmedzuje už zmienený 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.

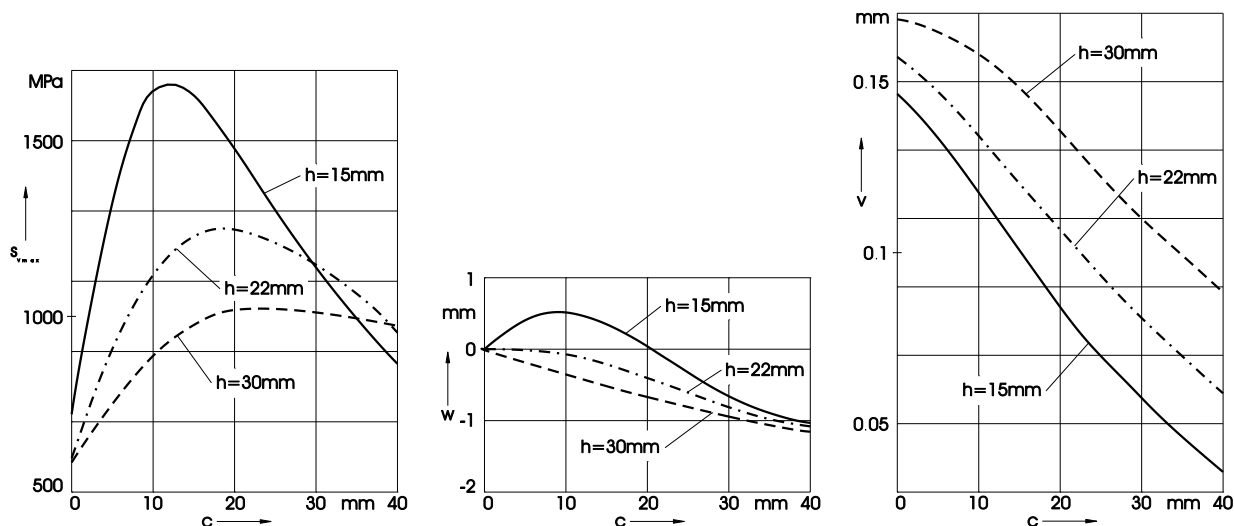


Obr. 8. Vypočítané hodnoty napätí a deformácií kolies s kuželovitým tvarom dosky v závislosti od geometrického parametra a charakterizujúceho sklon kužela

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

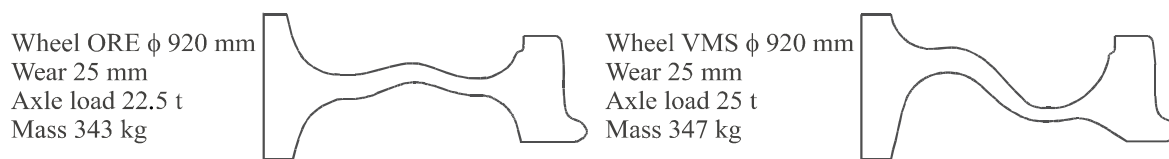
Varianty C a S (obr. 9 a 11) pri veľkých zakriveniach a malých hrúbkach dosky poskytujú akceptovateľné riešenie po všetkých tu spomenutých stránkach. Hraničná hodnota pre extrémne zníženie hrúbky vyplýva zo zaťažiteľnosti sústredenými silami. Hraničná hodnota zvlnenia je daná technologickými možnosťami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



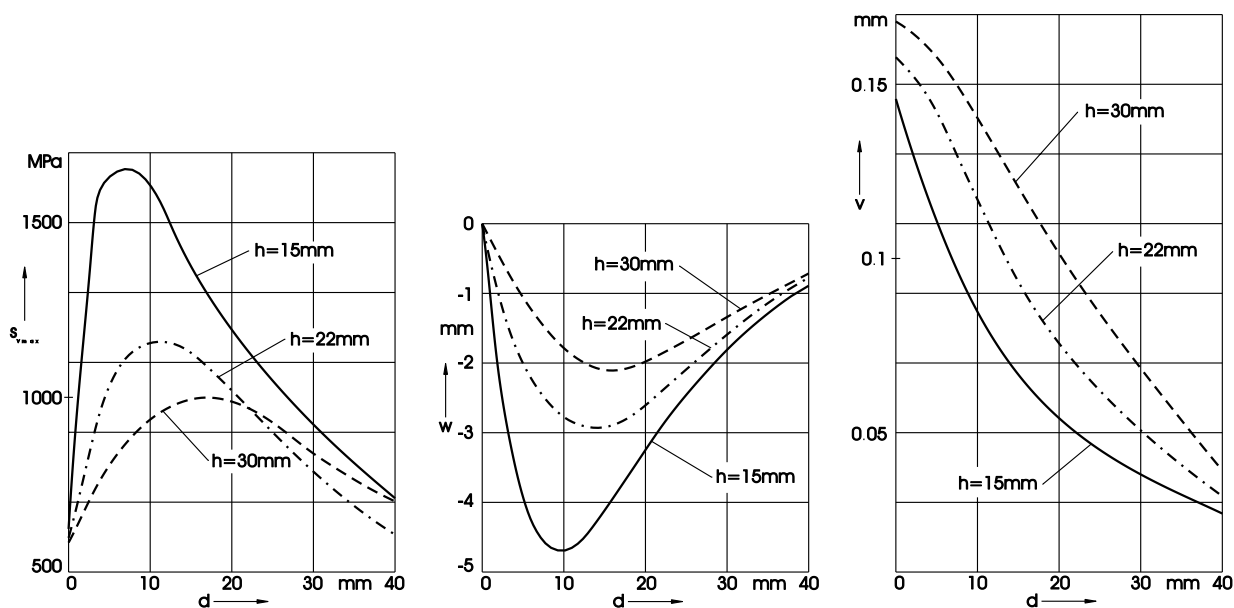
Obr. 9. Vypočítané hodnoty napätí a deformácií kolies s doskou tvaru C v závislosti od geometrického parametra c charakterizujúceho veľkosť zakrivenia

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.

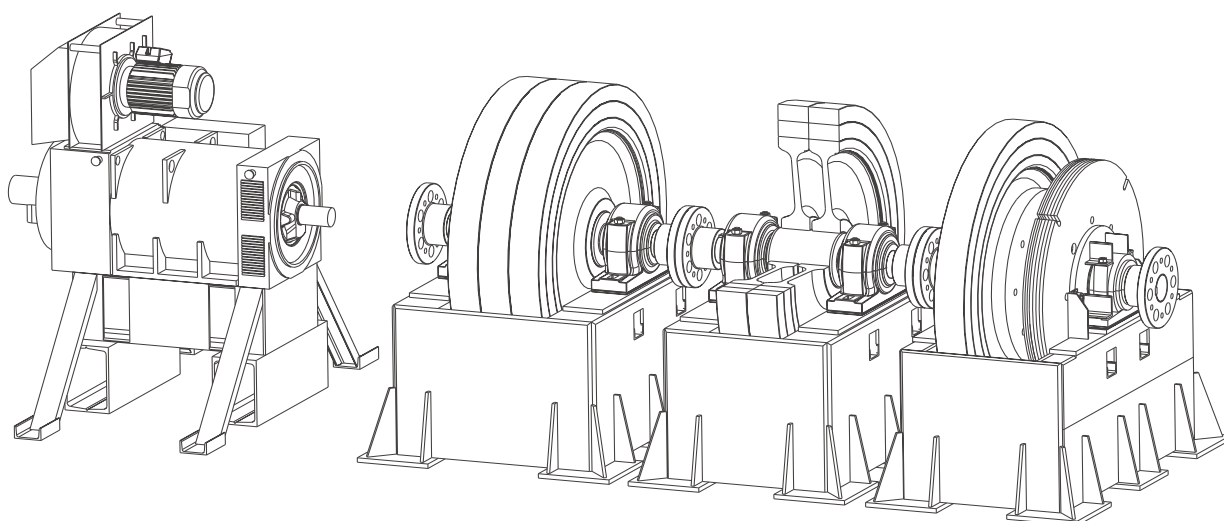
5. The experimental research on the Department of Railway Vehicles, Engines and Lifting Equipment (KKVMZ)

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.

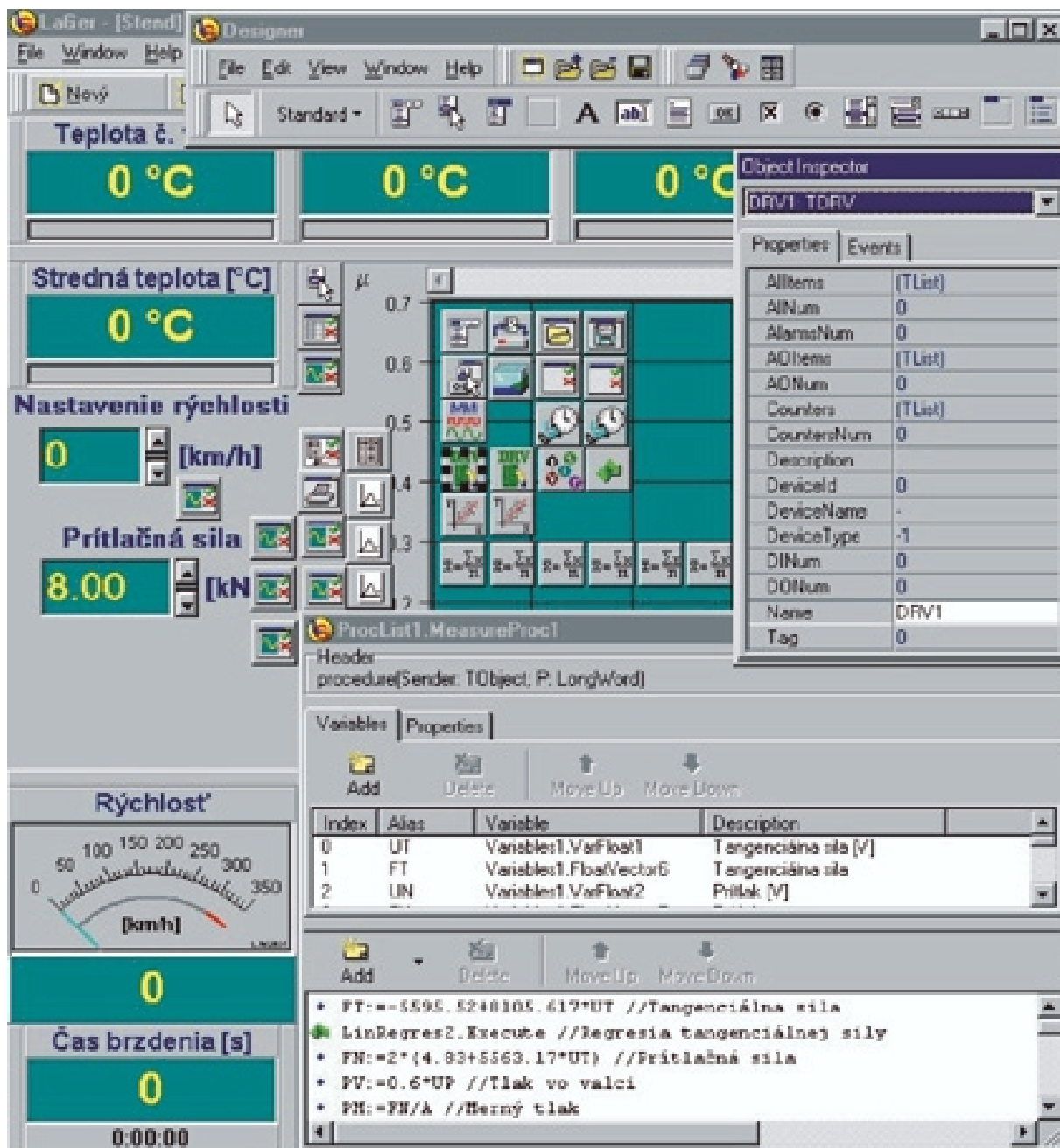
6. Conclusions

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 kola,
- vývoj kolies a častí brzdového výstroja na zvýšenie dopravných výkonov (rýchlosť, nápravové zaťaženie), na zníženie hluku vznikajúceho odvalovaním kola 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., ŘEZNÍČEK 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., ŘEZNÍČEK, 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] ŘEZNÍČEK 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 „Súčasnité 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 Rißausbreitung 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

Juraj Grenčík – Miloslav Klinko *

POTENCIÁL SKRÁTENIA JAZDNÝCH DÔB A ENERGETICKÁ NÁROČNOSŤ VOZIDIEL S NAKLÁPACÍMI SKRIŇAMI NA ŽSR

POTENTIAL REDUCTION OF TRAVEL TIMES AND ENERGY CONSUMPTION OF TILTING BODY VEHICLES ON ŽSR

Dôležitou úlohou železníc v súčasnej dobe je zvyšovanie rýchlosti osobnej dopravy. Táto úloha vyplýva jednak z medzinárodných dohovorov, jednak z potreby zachovania konkurencieschopnosti železnice na dopravnom trhu. V príspevku je uvedená možnosť zvyšovania cestovnej rýchlosti osobnej dopravy na ŽSR, a to použitím vozidiel s naklápacími skriňami. Pre vybrané úseky tratí ŽSR boli vypočítané dosiahnuteľné jazdné doby pre vozidlá klasickej konštrukcie a pre vozidlá s naklápacími skriňami. Z ich porovnania vyplýva výrazné skrátenie dosiahnuteľných jazdných časov. Ďalej je posúdená energetická náročnosť porovnateľných súprav klasickej konštrukcie voči jednotke typu Pendolino na existujúcej trati pri súčasných rýchlostných obmedzeniach a teoretickom obmedzení rýchlosti pri prejazde vlaku s naklápacou technológiou.

1. Úvod

Veľmi zaujímavú problematikou, ktorou sa v súčasnej dobe zaoberá takmer každá európska a svetová železnica, je zvyšovanie rýchlosti železničnej dopravy.

Zvyšovanie rýchlosti je možné zabezpečiť výstavbou nových tratí, alebo radikálnou prestavbou starých tratí. Ale budovanie nových vysokorýchlostných tratí je veľmi náročná úloha, zvlášť v krajinách, ktoré majú vysoko ťažký terén, respektíve ich prostriedky sú značne obmedzené. Preto si Talianske železnice FS a Švédske železnice SJ ako jedny z prvých objednali vozidlá, ktoré by boli schopné dosahovať vysoké rýchlosti aj na existujúcich tratiach s malými polomermi oblúkov – vozidlá s naklápacími skriňami. Tieto vozidlá, podľa skúseností viacerých európskych krajín, sú schopné, aj na doterajších tratiach určených pre osobnú aj nákladnú dopravu, dosahovať vysoké rýchlosti a tým podstatnou mierou znížiť jazdné doby.

2. Vysokorýchlostná doprava v Európe a Japonsku

Podľa štatistík v ostatnom polstoročí od konca druhej svetovej vojny zažili železnice skutočný úpadok. V skutočnosti získ

Increasing the speed of passenger transport becomes an important task facing present-day railways. This task has risen both from the international agreements and from the necessity to keep competitiveness of the railway on the transport market. The paper presents a possibility to increase travel speed of passenger transport on ŽSR (Slovak Railways) by use of tilting body vehicles. For the selected ŽSR track sections accessible travel times were calculated for conventional design vehicles and for tilting body vehicles. From comparison of the results a remarkable reduction of accessible travel times can be found. Further, the energy-consumption demands have been evaluated for similar train sets of conventional design compared with the Pendolino train set during run on the existing track under present-day speed limits and under the theoretical speed limits from curve negotiation by tilting body vehicles.

1. Introduction

An important problem, which almost every European railway has to cope with at present, is increasing the speed of railway transport.

Train speed can be increased by building new railway lines, or by the radical reconstruction of old ones. However, building of new high-speed lines is a very demanding task, especially in countries that have very mountainous terrain or their finances are strictly limited. That is why the Italian Railways FS and Swedish Railways SJ had ordered vehicles that were capable to reach high speed even on existing lines with small curve radii – vehicles with tilting bodies. These vehicles, referring to the experience of several European countries, are able, even on existing tracks used for both passenger and freight traffic, to reach high speed and by that remarkably reduce travel times.

2. High-speed transport in Europe and Japan

According to statistics most of railways within the last half of the century since the end of World War II have experienced real

* ¹Doc.Ing. Juraj Grenčík, CSc., ²Ing. Miloslav Klinko

¹University of Žilina, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machinery Maintenance Engineering, SK-010 26 Žilina, Slovak Republic, Tel.: +421-89-513 2551, E-mail: juraj.grencik@kosz.utc.sk

²ŽSR (Slovak Railways) Head Office, Department of Organisation and Management, Klemensova 8, SK-813 61 Bratislava, Slovak Republic, Tel.: +421-7-5058 2016, E-mail: Klinko.Miloslav@zsr.sk

z explozívneho nárastu nákladnej a osobnej dopravy si pripísali železniční konkurenti – cesta a lietadlo. Avšak výlučný nárast týchto druhov dopravy naráža dnes na ich obmedzenia. V skutočnosti, ak trendy v sektoroch cestnej a leteckej dopravy zotrývajú, môžu mať za následok zvýšenie znečistenia životného prostredia a rozpory, ktoré provokujú obranné reakcie pozorované v niektorých miestach hlavne na alpských tranzitných cestách vo Švajčiarsku, Nemecku a Rakúsku. Na relatívny pokles železničnej dopravy, zaznamenaný v ostatných päťdesiatich rokoch odpovedali železnice rozvojom vysokorychlostnej dopravy. V októbri roku 1964, pri príležitosti Olympijských hier v Tokiu, bola v Japonsku otvorená prvá vysokorychlostná trať z Tokia do Osaky (515 km). Jazdná rýchlosť 210 km/h, dosahovaná u prvých súprav, zavedením vozidiel novej generácie postupne sa zvýšila na 270 km/h. Napriek bezprostrednému komerčnému úspechu, ktorý táto trať zaznamenala, musela Európa čakať až do roku 1981, kedy sa začala prevádzka na oboch vysokorychlostných tratiach – „Direttissima“ z Rima do Florencie a trať TGV z Paríža do Lyonu vo Francúzsku. Prednosti osobnej dopravy vo vysokorychlostných vlakoch sú už teraz dobre známe a sú cestujúcimi ako aj spoločnosťami všeobecne uznávané. Vysoká rýchlosť nie je samoúčelná, pretože nejde o to, uskutočniť vysoký technický výkon: umožňuje skrátiť jazdný čas po železničnej trati takmer na polovicu a tým jazdný čas od domu po dom (vrátane konečných tratí) podstatne skrátiť, čo je v očiach zákazníka podstatný faktor pri rozhodovaní. Pre schopnosť konkurencie voči osobnému automobilu, ktorý ponúka úplné spojenie od domu po dom a môže jazdiť na diaľnici rýchlosťou až 130 km/h, je potrebná priemerná jazdná rýchlosť vlakov zo stanice do stanice 200 km/h – s vysokými rýchlosťami od 250 do 300 km/h.

Rozšírenie existujúcich tratí pre rozsah rýchlostí 200 až 220 km/h je možné, ak trasa nevykazuje traťové oblúky s polomerom menším než 1500 m. Rozšírenie zahŕňa spevnenie koľajníc a trakčného vedenia, odstránenie železničných úrovňových priecestí a zmenu signalizačných zariadení. V niektorých prípadoch je úprava úzkych traťových oblúkov v ohraničenom rozsahu možná, ale najmä v západnej Európe sa stáva toto riešenie často iluzórnym na hlavných tratiach postavených v minulom storočí podľa urbanizácie. Navyše je potrebné nepodceniť stavebné náklady na týchto intenzívne využívaných tratiach.

3. Aktivity na zvýšenie rýchlosti železníc OSŽD

OSŽD zahŕňa v súčasnosti 25 členských krajín – železnice z Európy a Ázie – od Českej republiky a Poľska na západe cez Čínu na východe a Irán na juhu. OSŽD podporuje kooperáciu v medzinárodnej železničnej preprave medzi krajinami Európy a Ázie. Pretože v jednotlivých krajinách oboch týchto kontinentov vládnu rozdielne podmienky, musel byť pre zvýšenie jazdnej rýchlosti a zavedenie vysokorychlostnej dopravy najprv analyzovaný objem prepravy a musela byť vytvorená prognóza. Na základe uskutočnených prieskumov boli zachytené a opísané dôležité medzinárodné trate pre prepravu Európa – Ázia. Pri popísaní európskej časti sa plne zohľadnili príslušné podklady UIC ako aj rozhodnutia paneurópskych konferencií ministrov dopravy. Konferencia ministrov OSŽD schválila tento plán tratí na svojom zasadnutí

decline. In fact competitors to railway transport, road and air transport, gained profits from explosive growth of freight and passenger transport. But exclusive growth of these transport modes is hitting its constraints at present. In fact, if trends in road and air transport continue, they may result in increased environmental pollution and conflicts, which provoke defensive reactions observed in some places, especially on Alpine transit roads in Switzerland, Germany and Austria. The relative decline in railway traffic, observed in the last 50 years, was answered by the development of high-speed transport. In October 1964, on the occasion of Olympic games in Tokyo, Japan, the first high-speed line from Tokyo to Osaka (515 km) was opened. The running speed of 210 km/h in the beginning of operation by first train-sets was gradually increased to 270 km/h by introducing vehicles of newer generations. In spite of the immediate commercial success that was observed on this line, Europe had to wait until 1981 when operation on two high-speed lines – “Direttissima” from Rome to Florence and the TGV line from Paris to Lyon, were launched. Benefits from passenger transport by high-speed trains are very well known now and are generally recognised by passengers and railway companies. High speed has not purpose for itself as the goal is not to make a high technical performance; it allows to shorten travel time on the railway line almost to its half and by that door-to-door (including subsidiary lines) travel time can be remarkably shortened, which is a fundamental factor in customers' eyes when deciding on transport mode. To be competitive with a passenger car, which offers complete connection from door to door and can run on a highway at the speed of 130 km/h, the necessary average running train speed from station to station is 200 km/h - with high speeds from 250 to 300 km/h.

Upgrading of existing tracks for speed up to 200 – 220 km/h is possible only if there are not curves of diameter smaller than 1500 m on the line. Track upgrading concerns stiffening of rails and catenary, elimination of railway level crossings and change in the signalling system. In some cases it is possible to modify small track curve radii in a limited extent, but especially in Western Europe this solution is often only illusion on the main roads built in the last century that followed the urbanisation. Moreover, the reconstruction costs must not be underestimated on these intensively operated lines

3. Activities for increasing speed on OSŽD railways

OSŽD is composed of 25 member countries – railways from Europe and Asia - from Czech Republic and Poland in the West to China in the East and Iran in the South. OSŽD promotes cooperation in international railway transport between countries of Europe and Asia. As there are different conditions in the individual countries of both continents, for increase of travel speed and introduction of high-speed transport, at first, the traffic volumes had to be analysed and prognosis had to be created. Based on the realised surveys the important international lines for Europe-Asia transport were recognised and described. In the description of the European part the corresponding UIC materials as well as decisions from pan-European conferences of ministers of transport were considered. The conference of OSŽD ministers had ap-

v roku 1996 v Bratislave. Bolo stanovených deväť hlavných relácií rýchlych a vysokorýchlostných tratí osobnej prepravy, ktoré berú ohľad na budúcu vysokorýchlostnú sieť Európy a túto sieť predlžujú v smere do Ázie.

Bolo ďalej rozhodnuté, že podmienky stanovené v dohode AGC pre najdôležitejšie projekty železničnej infraštruktúry v Európe, budú vo veľkom rozsahu zohľadnené. Rovnako boli stanovené aj cieľové najvyššie rýchlosti na jednotlivých traťových úsekoch ako aj časové rozpätie pre dosiahnutie týchto rýchlostí. Z podkladov vyplýva, že európski členovia OSŽD majú v úmysle zvýšiť jazdnú rýchlosť modernizáciou a výstavbou nových železničných tratí na celkovú dĺžku okolo 18 000 traťových kilometrov. Najprv je plánované hlavne rozšírenie tratí na jazdnú rýchlosť 160 km/h, v budúcnosti aj výstavba nových tratí na 200 km/h. V ďalekom horizonte sa predpokladajú v jednotlivých krajinách novovybudované trate pre jazdné rýchlosti od 300 do 350 km/h. Toto sa týka predovšetkým trate Berlín – Kunowice – Varšava – Minsk – Moskva, ako aj novej trate Sankt Petersburg – Moskva na teritóriu Ruskej Federácie. Zhrnuté zámery pre európsku časť železníc OSŽD sú zobrazené na obr. 1.

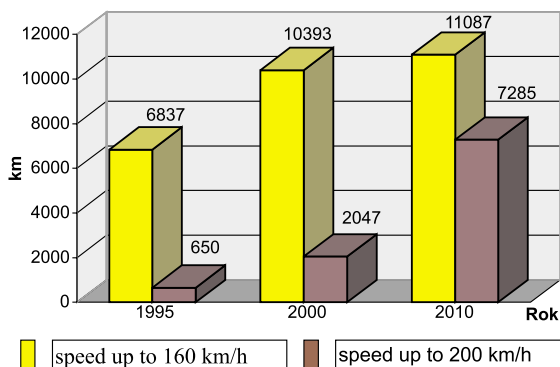
Druhým ťažiskom pri výstavbe budúcej rýchlostnej železničnej siete Európa – Ázia je čínska železnica. Rozvoj národného hospodárstva v Číne má pozitívny vplyv aj na železničnú prepravu: vo výhlade sú výstavba nových tratí, zdvojkolajnenie tratí, elektrifikácia a iné druhy rozširovania. Rozsah tohto rozvoja je možné rozpoznať z plánov pre časové obdobie 1998 – 2002, kedy má byť realizovaná výstavba 5340 nových traťových kilometrov, 2580 kilometrov trate má byť zdvojkolajnených a 4400 kilometrov novelektifikovaných tratí. Súčasne zavádzajú Čínske železnice (KŽD) postupne rýchlostnú dopravu v osobnej preprave. Na konci roku 1997 dosahovala dĺžka železničných tratí s dovolenou rýchlosťou 140 km/h 5500 kilometrov, a na traťovom úseku o dĺžke 587 kilometrov dosiahla dovolená rýchlosť 160 km/h. Do konca roku 2000 mala dĺžka týchto tratí presiahnuť 8100 km.

4. Súčasný stav techniky vozidiel s naklápacími skriňami vo svete

V súčasnosti sa viaceré krajiny zaoberajú vozidlami s naklápacími skriňami, nakoľko je to veľmi efektívny systém modernej dopravy. Rozlišujeme dva druhy naklápania skrine: prirodzené a nútené. Medzi vlaky s prirodzeným naklápaním skrine patria španielske jednotky RENFE nazvané Talgo. Do skupiny vozidiel s núteným naklápaním skrine patria napríklad talianske jednotky FS Pendolino (obr. 2), z neho odvodené nemecké DB – VT 610, a na inom princípe švédske vozidlo SJ – X 2000. V súčasnej dobe

proved this plan during its session in 1996 in Bratislava. Nine main relations of rapid and very high-speed lines for passenger traffic had been determined, which consider the future high-speed lines network in Europe, and this network is extended towards Asia.

Further, it had been decided that conditions stated in AGC agreement for the most important project of railway infrastructure in Europe, would be respected to a great extent. Similarly, target highest speeds on the individual line sections as well as the time periods for reaching these speeds had been set up. From the materials adopted it results that the European members of OSŽD intend to increase running speed by modernisation and construction of new railway lines with total length of about 18,000 track kilometres. In the first step upgrading of lines to running speed of 160 km/h is planned, in future building of new lines for 200 km/h is planned. On far horizon newly built lines for speed from 300 to 350 km/h are expected in the individual countries. This especially concerns Berlin – Kunowice – Warsaw – Minsk – Moscow line and new line Sankt Petersburg – Moscow in the Russian federation territory. Summarised plans for European part of OSŽD railways are shown in the figure 1.



Obr. 1. Traťové rýchlosti – zámery pre európsku časť železníc OSŽD
Fig. 1. Track speed – plans for European part of OSŽD railways

Second centre for building of future high-speed railway network Europe – Asia is the Chinese railway. Development of Chinese economy has positive influence on railway transport: there are plans for building new lines, construction of double-track lines, electrification and other methods of upgrading. Extent of this development can be seen from plans for the time period 1998 – 2000 when construction of 5,340 km new lines is to be realised, 2,580 km of single track lines should be upgraded to double track and 4,400 km tracks should be electrified. At the same time the Chinese railways (KZD) are introducing rapid transport in passenger traffic. In the end of the year 1997 length of railway tracks with speed limit of 140 km/h was 5,500 km and 587 km track section has speed limit of 160 km/h. By the end of the year 2000 length of these lines should exceed 8,100 km.

4. Current state of tilting body technology in the world

At present a couple of countries are dealing with tilting body railway vehicles as they consider it a very effective system of modern transport. There are principally two kinds of body tilting: natural and forced. Trains with natural body tilting include Spanish train units RENFE called Talgo. The group with forced body tilting include, for example, Italian train sets FD Pendolino, German DB – VT 610 derived from Pendolino, another train set concept Swedish SJ – X 2000. Nowadays, a trend towards the use of trains with tilting technology is starting to grow rapidly, and there is vir-

trend používania vlakov s naklápacou technológiou začína prudko rásť a niet pomaly krajiny v Európe, ktorá by s takýmto projektom neuvažovala. Nemožno nespomenúť ČD, kde napriek ťažkostiam, jednotky radu 680 by mali byť v dohľadnej dobe uvedené do prevádzky pre rýchle spojenie na osi Berlín – Praha – Brno – Viedeň.

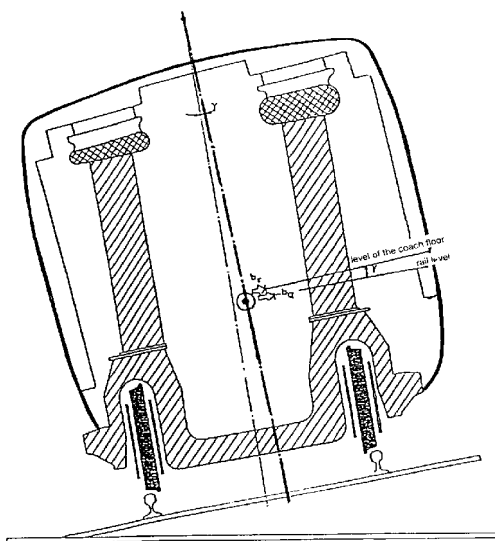


Obr. 2. Vlak Talianskych dráh „Pendolino“, radu ETR 460.
Fig. 2. Italian railways train-set “Pendolino”, series ETR 460.

usually no country in Europe that would not deal with such a project. We have to mention Czech railways CD where, in spite of difficulties, the train unit series 680 are expected to be introduced into operation for rapid connection on the Berlin – Prague – Brno – Vienna line.

4.1 Porovnanie jazdy klasických vlakov s vozidlami s naklápacími skriňami

V súpravách s naklápacími skriňami sa pre zvýšenie rýchlosti naklápa vozňová skriňa v úzkych traťových oblúkoch, aby kompenzovala účinok odstredivej sily na cestujúcich. Nasledujúce obrázky ukazujú efekt z naklopenia skrine u systému s prirodzeným naklápaním (obr. 3) a núteným naklápaním (obr. 4). Z obrázkov jasne vidieť, že nútené naklápanie prináša väčší efekt ako prirodzené, vyžaduje však zložitejšiu konštrukciu a riadiaci systém naklápania.



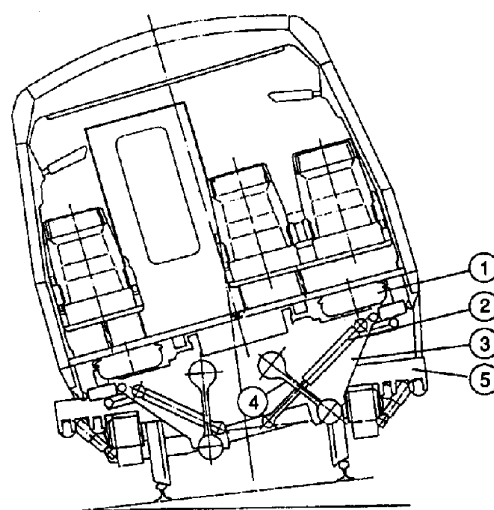
Obr. 3. Princíp prirodzeného naklápania skrine - vlak Španielskych železníc „Talgo Pendular“.

Fig. 3. Principle of natural body tilting - Spanish railways train “Talgo Pendular”.

U klasických vozidiel bez naklápania sa na kompenzáciu odstredivej sily pôsobiacej na vozidlo pri prechode oblúkom prevyšuje vonkajší koľajnicový pás voči vnútornému. Toto prevýšenie sa pri plne kompenzovanej odstredivej sile nazýva teoretické prevýšenie. Silové pomery, respektíve pôsobiace zrýchlenia pri pohybe vozidla v oblúku možno znázorniť na nasledovnom diagrame, kde g predstavuje gravitačné zrýchlenie, a priečne zrýchlenie vyvolané

4.1 Comparison of conventional trains with tilting body trains running in curve

Train sets with tilting bodies do not require reconstruction of curves as the train body tilts in small track radii to compensate effects of centrifugal force on passengers. The following pictures show effect from body tilt for system with natural tilting (figure 3) and with forced tilting (figure 4). The pictures clearly show that forced tilting brings higher effect than the natural one, but it requires more complicated mechanism and control system for body tilting.



Obr. 4. Princíp núteného naklápania skrine - vlak Švédskych železníc „X 2000“. (1 - vypruženie, 2 - hydraulický valec, 3 - naklopný priečník, 4 - záves, 5 - rám podvozku)

Fig. 4. Principle of forced body tilting - Swedish railways train “X 2000”. (1 - air spring, 2 - hydraulic actuator, 3 - tilting bolster, 4 - pendulum, 5 - bogie frame)

To compensate for centrifugal force acting on a vehicle during run in curve the outer rail is superelevated against the inner one (rail cant). This superelevation is called in case of fully compensated centrifugal force a theoretical superelevation. Acting forces or accelerations acting during a run of vehicle in curve are shown in the following diagram, where g stands for gravitation acceleration, a stands for acceleration by centrifugal force, p is a rail supe-

odstredivou silou, p prevýšenie koľaje a e vzdialenosť styčných kružníc dvojkolesia (pre normálny rozchod trate 1435 mm je $e = 1500$ mm).

Platia nasledovné vzťahy:

$$a = \frac{v^2}{R} \quad (\text{m.s}^{-2}; \text{m.s}^{-1}, \text{m}),$$

pričom:

$$v = \frac{V}{3,6} \quad (\text{m.s}^{-1}; \text{km.h}^{-1})$$

Z rovnosti uhlov α platí pomer: $\frac{a}{g} = \frac{p}{e}$
Odtiaľ pre prevýšenie dostaneme:

$$p = \frac{e}{g} \cdot a \quad (\text{m}; \text{m}, \text{m.s}^{-2})$$

Pre normálny rozchod koľaje 1435 mm, rýchlosť jazdy V a polomer oblúka R sa teda teoretické prevýšenie vypočíta podľa:

$$p_t = \frac{1000 \cdot 1,5(\text{m})}{9,8(\text{m} \cdot \text{s}^{-2}) \cdot 3,6^2} \cdot \frac{V^2}{R} = 11,8 \cdot \frac{V^2}{R} \quad (\text{mm}; \text{km.h}^{-1}, \text{m})$$

Na železnici sa nepoužíva plne kompenzované teoretické prevýšenie, ale sa pripúšťa určitá veľkosť nevyrovnaného odstrediveho zrýchlenia, čo je reprezentované tzv. nedostatkom prevýšenia (p_{np}). Základným typom prevýšenia u ŽSR je prevýšenie nižšie - p_n , znížené o 70 mm od teoretického. Ďalšími typmi prevýšenia sú prevýšenie znížené, (znížené o 85 mm) a najmenšie, znížené o 100 mm od teoretického.

Pre výpočet prejazdu vozidla s naklápacou skriňou oblúkom potrebujeme určiť maximálnu dovolenú rýchlosť (V_{dm}). Vzorec pre jej výpočet môžeme odvodiť nasledovne:

1. Vzorec pre výpočet maximálnej dovolenej rýchlosti pri jazde oblúkom o polomere R , s maximálnym prevýšením p_m a nedostatkom prevýšenia p_{np} je:

$$V = \sqrt{\frac{R}{11,8} \cdot (p_m + p_{np})} \quad (\text{km.h}^{-1}; \text{m}, \text{mm})$$

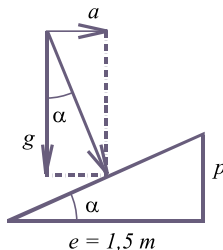
2. Ďalšie zvýšenie rýchlosti pri nezhoršenom pohodlí cestujúceho ($a_n = 0,457 \text{ m.s}^{-2}$) prináša náklon skrine vozidla do oblúka o určitý uhol τ , ktorý reprezentuje dodatočné prevýšenie p_d . Dostávame dovolenú rýchlosť vozidla pri naklonení skrine:

$$V = \sqrt{\frac{R}{11,8} \cdot (p_m + p_{np} + p_d)} \quad (\text{km.h}^{-1}; \text{m}, \text{mm})$$

Toto však nie je úplné riešenie, lebo zvýšená rýchlosť jazdy, okrem kompenzácie priečnej sily pôsobiacej na cestujúceho, prináša aj zvýšenie účinku vozidla na trať.

3. Silové pôsobenie vozidla v oblúku na trať, teda hľadisko bezpečnosti proti vykoľajeniu, aj vplyv na stabilitu koľaje, sa stáva dominantným kritériom. Zahraničné železničné správy vychádzajú pri zavádzaní vozidiel s naklápacími skriňami do prevádzky z Proud'homových vzorcov. Vyplýva z nich

relevation and e is a distance of wheel-rail contact points on the wheel set (for standard rail gauge of 1435 mm $e = 1500$ mm).



Following equations are valid:

$$a = \frac{v^2}{R} \quad (\text{m.s}^{-2}; \text{m.s}^{-1}, \text{m}),$$

while:

$$v = \frac{V}{3,6} \quad (\text{m.s}^{-1}; \text{km.h}^{-1})$$

From equal angles α we have: $\frac{a}{g} = \frac{p}{e}$

And from that after substitution:

$$p = \frac{e}{g} \cdot a \quad (\text{m}; \text{m}, \text{m.s}^{-2})$$

For the standard rail gauge of 1435 mm, train velocity V and curve radius R the theoretical superelevation can be calculated from:

$$p_t = \frac{1000 \cdot 1,5(\text{m})}{9,8(\text{m} \cdot \text{s}^{-2}) \cdot 3,6^2} \cdot \frac{V^2}{R} = 11,8 \cdot \frac{V^2}{R} \quad (\text{mm}; \text{km.h}^{-1}, \text{m})$$

Railway does not use fully compensated theoretical superelevation, but certain unbalanced lateral force is permitted, which is represented by so called lack of superelevation (p_{np}). The basic type of superelevation on ŽSR is lower superelevation - p_n , lowered by 70 mm from the theoretical one. Other types of superelevation are lowered superelevation, (lowered by 85 mm) and the least, lowered by 100 mm from the theoretical one.

For calculation of tilting body vehicle running in curve, we need to determine the maximum permitted velocity (V_{dm}). Formula for its calculation can be derived as follows:

1. Formula for calculation of maximum permissible velocity at curve with radius R , maximum superelevation p_m and cant deficiency p_{np} is:

$$V = \sqrt{\frac{R}{11,8} \cdot (p_m + p_{np})} \quad (\text{km.h}^{-1}; \text{m}, \text{mm})$$

2. A further increase of speed without reducing passenger ride comfort ($a_n = 0,457 \text{ m.s}^{-2}$) can be gained by tilting the car body inwards toward the curve by certain angle τ , which represents additional superelevation p_d . We get the permissible velocity with use of tilted body:

$$V = \sqrt{\frac{R}{11,8} \cdot (p_m + p_{np} + p_d)} \quad (\text{km.h}^{-1}; \text{m}, \text{mm})$$

This is not a complete solution because increasing of velocity, besides balancing the centrifugal force effecting passengers, brings increase of vehicle effects on the track.

3. Vehicle forces acting in a curve on the track, that is safety against derailment and track stability, become a dominant criterion. Foreign railways use the Proud'hom's formulae when they prepare operation of tilting body vehicles. These formulae give limit of maximum transversal force between wheel

obmedzenie maximálnej priečnej sily z dvojkoľesia na koľaj, ku ktorej môže dôjsť pri nevyrovnanom zrýchlení vozidla $a_{vn} = 1,65 \div 1,8 \text{ m.s}^{-2}$ a len výnimočne $a_{vn} = 2,0 \text{ m.s}^{-2}$. Maximálna dovolená rýchlosť pri celkovom priečnom zrýchlení a_c bude

$$V_{dm} = 3,6 \cdot \sqrt{a_c \cdot R} \quad (\text{km/h}^{-1}; \text{m.s}^{-2}, \text{m})$$

Najvýraznejšou výhodou vozidla s naklápacími skriňami, oproti obvyčajnému koľajovému vozidlu je, že oblúkmi môže prechádzať podstatne vyššou rýchlosťou a tým výrazne znížiť jazdnú dobu vlaku. Ak budeme uvažovať oblúky s jednotným prevýšením $p = 150 \text{ mm}$ a nedostatkom prevýšenia 70 mm , resp. 100 mm , môžeme vytvoriť graf závislosti maximálnej rýchlosti prechodu oblúkom od polomeru oblúka, pre vozidlo s naklápacími skriňami a pre obvyčajné vozidlo (obr. 5).

Z grafu vidíme, že vozidlo s naklápacími skriňami môže už pri malých polomeroch oblúkov dosahovať výrazne vyššiu rýchlosť, oproti obvyčajným vozidlám. Obmedzenie rýchlosti v oblúku je tu dané spomenutými Proud'homovými vzorcami, z ktorých vyplýva obmedzenie maximálnej priečnej sily pôsobiacej z dvojkoľesia na koľaj.

5. Možnosti využitia vozidiel s naklápacími skriňami na ŽSR

Slovenská republika, ako štát stredoeurópskeho regiónu, bude musieť tiež uvažovať o zvyšovaní rýchlosti železničnej dopravy, aby udržala krok s ostatnými krajinami západnej Európy.

and rail, which results in unbalanced centrifugal acceleration of vehicle $a_{vn} = 1.65 \div 1.8 \text{ m.s}^{-2}$ and only exceptionally $a_{vn} = 2.0 \text{ m.s}^{-2}$. The maximum permissible speed at total transversal acceleration a_c will be then:

$$V_{dm} = 3.6 \cdot \sqrt{a_c \cdot R} \quad (\text{km/h}^{-1}; \text{m.s}^{-2}, \text{m})$$

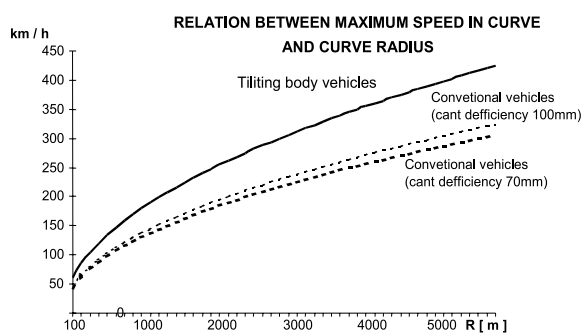
The most important benefit of a tilting body vehicle compared with a conventional one is that it can negotiate curves at substantially higher speed and by that remarkably reduce travel time of a train. If we consider curves with same rail cant (superelevation) of $p = 150 \text{ mm}$ and cant deficiency of 70 mm , respectively 100 mm , we can draw a diagram showing relation between maximum speed in curve and curve radius for a tilting body vehicle and for conventional one (see figure 5).

From the graph one can see that vehicle with tilting body can run at substantially higher velocity in even small curve radii than conventional vehicles. Speed limit in curve is given by already mentioned Proud'hom formulae, from which limit on maximum transversal force acts between wheel and rail.

5. Possibilities in using the tilting body vehicles with ŽSR

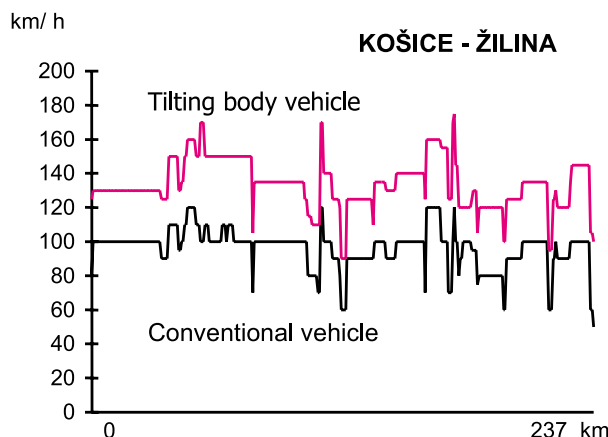
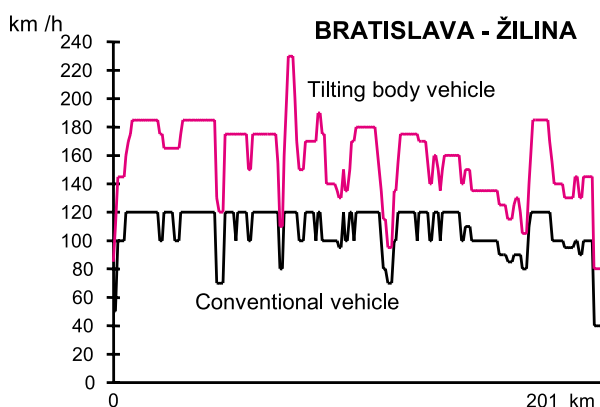
Slovak republic as a country of the Central European region will have to consider the increase of the rail traffic speed to keep pace with countries of Western Europe.

Run of the express trains used on ZSR is constrained by maximum track speed, which is very low comparing it with



Obr. 5. Závislosť maximálnej rýchlosti prechodu oblúkom od polomeru oblúka

Fig. 5. Relation between maximum speed in curve and curve radius



Obr. 6. Traťová rýchlosť na železničnom úseku Bratislava - Žilina a Košice - Žilina

Fig. 6. Track speed on the railway line Bratislava - Žilina and Košice - Žilina

Jazda expresných vlakov používaných na ŽSR je limitovaná maximálnou traťovou rýchlosťou, ktorá je oproti západným krajinám nízka. Pre vnútroštátnu dopravu je pre ŽSR najdôležitejší traťový úsek Bratislava – Žilina – Košice. Na tomto úseku boli porovnané súčasné a dosiahnuteľné traťové rýchlosti (pozri obr. 6.).

Dosiahnuteľné rýchlosti boli stanovené podľa teoreticky možnej maximálnej rýchlosti prejazdu oblúkom, ale dĺžky úsekov s obmedzením rýchlosti boli uvažované podľa v súčasnosti existujúcich úsekov, pričom v jednotlivom úseku je rýchlosť stanovená zaokrúhlením najnižšej teoretickej traťovej rýchlosti v danom úseku trate.

Pre vybrané traťové úseky na základe zjednodušeného výpočtu dosiahnuteľnej jazdnej doby (použitím spresnenej statickej metódy výpočtu jazdných dôb, bez zastávok) dostaneme výsledky uvedené v nasledujúcej tabuľke (tab. 1). Vybrané traťové úseky sú vozidlá s naklápacími skriňami schopné prekonať oveľa rýchlejšie a tým výrazne zrýchliť dopravu medzi významnými mestami u nás, ako aj spojenia so zahraničím (prepojenie na ČR, Poľsko, Rakúsko, Maďarsko). Vypočítané jazdné doby sú teoreticky dosiahnuteľné, neuvažujú s technologickými časmi a ďalšími časmi, ktoré sa vyskytujú v realnej prevádzke. Skutočný prínos skrátenia jazdnej doby býva menší ako teoretický.

Porovnanie dosiahnuteľných jazdných dôb
na vybraných tratiach ŽSR

Tab. 1

Traťový úsek	Dosiahnuteľná jazdná doba obyčajného kofajového vozidla	Dosiahnuteľná jazdná doba vozidla s naklá- pacími skriňami
Bratislava – Žilina – Košice	4 h 19 min	3 h 02 min
Košice – Žilina – Čadca štátna hranica	2 h 52 min	2 h 02 min

5.1 Skracovanie jazdných dôb a energetická náročnosť

V ďalšom je na vybraných traťových úsekoch uvažované aj so spotrebou elektrickej energie, nakoľko táto hrá dôležitú úlohu pri vyšších rýchlostiach. Spotreba energie bude najmä v budúcnosti predstavovať významnú položku prevádzkových nákladov a preto v prvotných úvahách o zvyšovaní rýchlosti nesmie byť opomenutá.

Pre presnejší výpočet jazdných dôb a spotreby energie bol použitý počítačový program Dynamika. Porovnané boli hmotnosťou si odpovedajúce vlakové súpravy:

- konvenčná – hnacie vozidlo radu 163 plus osobné vozne o celkovej hmotnosti 400 t, spolu 484 t.
- s naklápacími skriňami – jednotka radu ETR 470, celková hmotnosť 490 t, trvalý výkon 5880 kW, maximálna ťažná sila 258 kN

Spotreba energie pre ETR 470 bola počítaná z trakčnej práce s uvažovaním 90 % účinnosťou premeny privádzanej energie, čo u moderných vozidiel možno považovať za reálnu hodnotu. Presnejšie podklady pre výpočet spotreby energie neboli k dispozícii,

western countries. For inland traffic on ZSR the most important line is Bratislava – Žilina – Košice. On this line the existing and accessible track speeds have been compared (see figure 6).

Accessible speed has been determined according to theoretically possible maximum speed during curve negotiation, but lengths of track sections with speed limits were considered according to the currently existing sections, while in the individual sections the track-speed limit was set up by rounding the lowest theoretical track speed limit in the corresponding track section.

For the chosen lines based on a simplified calculation of accessible travel time (using a precise static method for calculation of travel time without considering train stops) we get the results given in the following table (table 1). Chosen lines can be travelled by vehicles with tilting bodies much faster and by that substantially speed up traffic between important towns in Slovakia and connections with foreign countries (connection with the Czech republic, Poland, Austria, Hungary). The calculated travel times are only theoretically accessible, they do not consider traffic technology times and other times existing in real operation. Actual effect from reduced travel time would be smaller than theoretical one.

Comparison of accessible travel times
on the chosen ZSR lines

Tab. 1

Line	Accessible travel time of conventional railway vehicle	Accessible travel time of tilting body vehicle
Bratislava – Žilina – Košice	4 h 19 min	3 h 02 min
Košice – Žilina – Čadca border crossing	2 h 52 min	2 h 02 min

5.1 Reduction of travel times and energy demands

In the following we consider also trains' energy consumption on the selected lines as this plays an important role when running at high speed. Energy consumption will, especially in future, represent a major part of operational costs, and that's why it cannot be omitted in primary analysis of planned increasing speed.

For more precise calculation of travel times and energy consumption computer program Dynamika has been used. We have compared trains of roughly same weights:

- conventional – electric locomotive series 163 plus passenger coaches of total weight 400 t, all together 484 t.
- tilting body train – unit series ETR 470, total weight of 490 t, permanent power 5880 kW, maximum tractive effort 258 kN

Energy consumption for ETR 470 was calculated from traction work considering 90 % efficiency of input energy conversion, which is a realistic value in case of modern vehicles. More detailed data for energy consumption was not available as the manu-

nakol'ko si výrobcovia strážia bližšie technické údaje. Napriek tomu je výpočet dostatočne vypovedajúci a odráža skutočnosť.

Aj keď výkon rušňa radu 163 je výrazne nižší, pre maximálnu rýchlosť 120 km/h v súčasnosti dosahovanú na uvedených tratiach, je tento rušeň postačujúci. Vypočítané jazdné doby pri použití klasického lokomotívneho vlaku a vlaku typu Pendolino radu ETR 470 na tratiach so súčasnými rýchlostnými obmedzeniami sa nelíši o viac ako 1 % v prospech Pendolina, čo je nevýznamný rozdiel. Prínosy zo zvýšenia rýchlosti pri prejazde oblúkmi však potvrdili výsledky zo zjednodušených výpočtov, i keď rozdiel bol podľa presnejšieho výpočtu o niečo menší. Navyše však pri týchto výpočtoch bolo uvažované jednak s rýchlostnými obmedzeniami v rovnakých úsekoch ako sú v súčasnosti, ale aj s teoretickými limitmi pre každý oblúk, pričom samozrejme nemohlo dôjsť k prekročeniu maximálnej konštrukčnej rýchlosti ETR 470, teda 200 km/h. Vybrané výsledky sú v tabuľke 2.

facturer is reluctant to publish the technical data. In spite of that the calculation is sufficiently accurate and reflects reality.

Although the power of locomotive series 163 is remarkably lower, for maximum speed of 120 km/h currently used on given railway lines this locomotive is good enough. Calculated travel times for conventional locomotive-hauled train and Pendolino train set series ETR 470 on lines with existing speed limits do not differ by more than 1 % in favour of Pendolino, which is a negligible difference. However, benefits from increased speed in curves confirmed results of simplified calculations; although, the difference, according to more precise calculation, was a bit smaller. Moreover, in these calculations we considered speed limits in the same sections as they are at present, yet we also used theoretical speed limits for each curve while certainly the maximum speed of train ETR 470, which is 200 km/h, could not be exceeded. Selected calculation results are in table 2.

Porovnanie jazdných dôb a spotreby energie na vybraných tratiach ŽSR
Comparison of travel times and energy consumption on chosen ŽSR lines

Tab. 2

Tab. 2

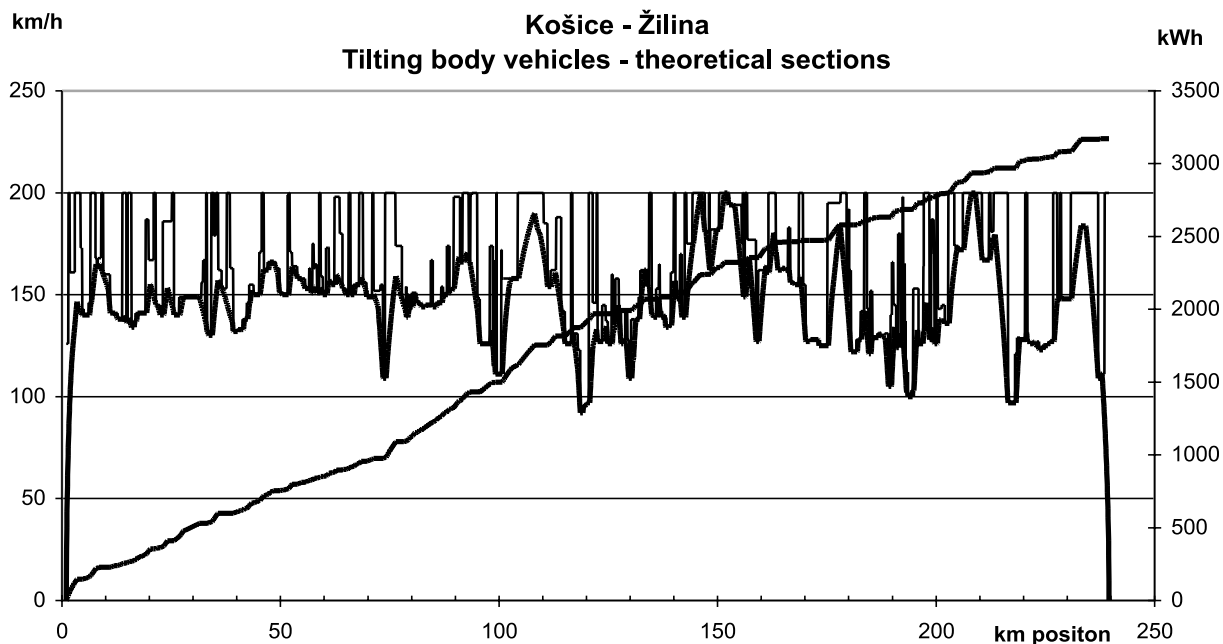
	Track sections existing state		Existing sections for tilting body vehicles		Theoretical sections for tilting body vehicles	
	min	kWh	min	kWh	Min	kWh
Bratislava - Žilina						
163 + 400 t express	120.2	2206	-	-	-	-
ETR 470	120.1	1275	83.54	1782	79.5	2278
Žilina - Košice						
163 + 400 t express	154.1	2374	-	-	-	-
ETR 470	153.6	1626	110.7	1879	102.3	2776
Žilina - Čadca border crossing						
163 + 400 t express	27.8	498	-	-	-	-
ETR 470	27.8	355	19.1	450	18	543

V prípade teoretických rýchlostných limitov pre každý oblúk sa však zreteľne prejavila zvýšená energetická náročnosť, nakoľko dochádzalo k častejším zmenám rýchlosti (zrýchľovanie v miestach s vyššou prípustnou rýchlosťou). Porovnanie pre úsek Košice - Žilina je v grafoch na obr. 7 a obr. 8, kde v prípade teoreticky dosiahnuteľných maximálnych rýchlostí v oblúkoch by sa dosiahla jazdná doba 101,8 min a spotreba energie by činila 3172 kWh, ale pri jazde s obmedzeniami maximálnej rýchlosti v úsekoch ako pri súčasnom stave by síce jazdná doba bola 110,3 min, ale spotreba energie len 2188 kWh, čo je zhruba dve tretiny pri predĺžení času o cca 8 %.

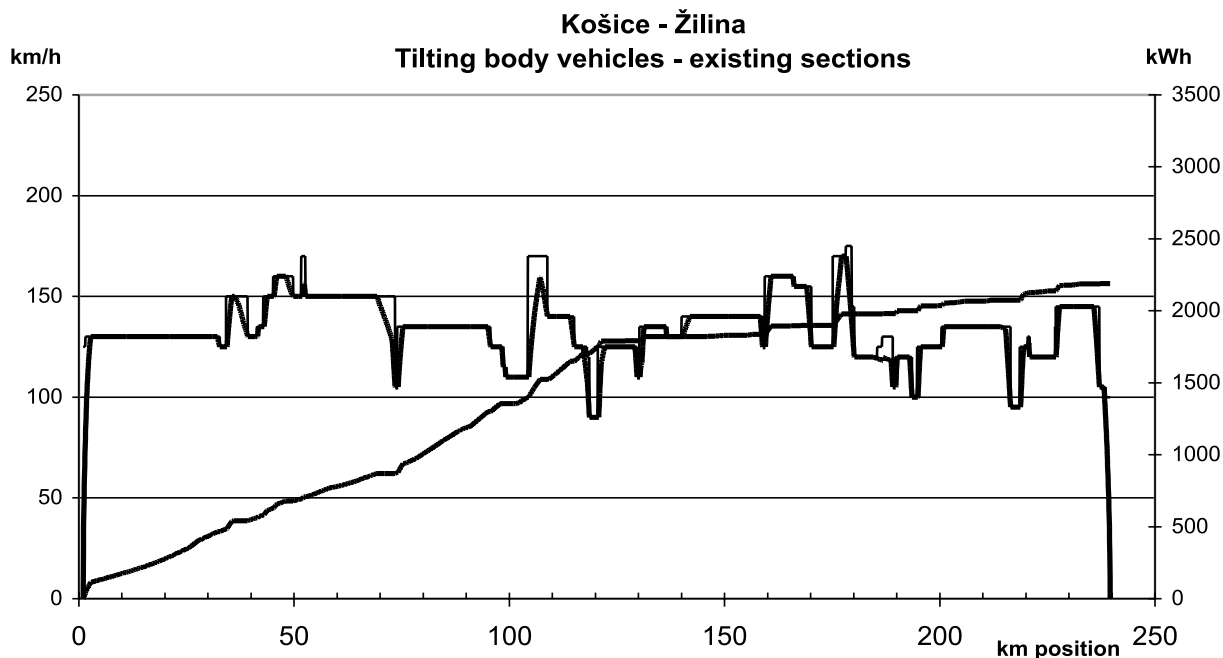
Tento výsledok zároveň vypovedá o potrebe optimalizovať dĺžku úsekov, resp. maximálnu stanovenú rýchlosť, z hľadiska čo najmenšej spotreby energie, samozrejme pri zachovaní čo najkratšej jazdnej doby. Už pri zbežnom pohľade na rýchlostné obmedzenia aj pre úseky v dĺžke podľa súčasného stavu je zrejme, že niektoré sú príliš krátke, aby v nich dochádzalo ku krátkodobému zvyšovaniu rýchlosti s jej následným znižovaním. Takáto analýza si však vyžaduje detailné skúmanie traťových pomerov, reálnych možností úprav oblúkov v miestach, kde sú najkritickejšie miesta, a pod.

However, in the case of theoretical speed limits for each curve, increased energy consumption has remarkably gone up, as there were frequent changes in velocity (acceleration in sections with higher permissible speed). Comparison for Košice - Žilina line is in diagrams on figure 7 and 8, where in the case of theoretically permissible velocities in curves the travel time would be 101.8 min and energy consumption would be 3,172 kWh, but in the case of run with maximum speed limits in sections as they exist at present, the travel time would be 110.3 min. However, energy consumption is only 2188 kWh, which is approximately two-thirds while travel time would grow by about 8 %.

This result also shows the necessity to optimise length of the sections or the maximum speed on sections, from the minimum energy consumption point of view, certainly with respect to keep the shortest travel time. When looking at the speed limits for sections with lengths according to the existing state it is clear that some of them are too short for short-time speed increase with consequent deceleration. Such analysis requires more detailed study of track, i.e. real possibilities of curve modifications in sections with the most critical situation, etc.



Obr. 7. ETR 470 - tachogram jazdy a spotreba energie na trati Košice - Žilina, teoretické úseky
Fig. 7. ETR 470 - run diagram and energy consumption on Košice - Žilina line, theoretical sections



Obr. 8. ETR 470 - tachogram jazdy a spotreba energie na trati Košice - Žilina, existujúce úseky
Fig. 8. ETR 470 - run diagram and energy consumption on Košice - Žilina line, existing sections

6. Záver

Cieľom štúdie bolo poukázať na možnosti zvýšenia rýchlosti v existujúcich traťových pomeroch bez výstavby, resp. väčšej rekonštrukcie existujúcich tratí. Zároveň poukázať na energetickú náročnosť.

6. Conclusion

Aim of the study was to present possibilities for increasing the travel speed in the current situation without construction, or without major reconstruction of existing lines. At the same time,

nosť vozby vyššími rýchlosťami, ktorá tvorí výraznú položku prevádzkových nákladov. Výsledky potvrdzujú možnosť výrazného skrátenia jazdných dôb, zároveň poukazujú na nutnosť venovať pozornosť voľbe úsekov s rýchlostnými obmedzeniami z hľadiska energetiky verus jazdné doby.

to show the energy consumption of trains running at a higher speed, which compose a significant part of the operational costs. The results prove that there is a potential for remarkable shortening of travel times, while at the same time it is necessary to pay attention to selection of track sections with speed limits from the energy consumption versus a travel times point of view.

7. Literatúra - References

- [1] KLINKO, M.: *Možnosti použitia vozidiel s naklápacími skriňami na ŽSR*, Diplomová práca, SjF, ŽU Žilina, 1997
- [2] GREŇČÍK, J., KLINKO, M.: „*Výhody použitia železničných kolajových vozidiel s naklápacími skriňami na ŽSR.*“, s.27-29, Horizonty dopravy 1/99
- [3] KRATZ, G.: *Vysokorychlostné vlaky budúcnosti*, 3. Svetový kongres vysokých rýchlostí EURAILSPEED 98, Berlín 1998
- [4] ŠIMAN, P., PETRÁŠ, J.: Program „*SP Dynamika*“ pre výpočet jazdných dôb a spotreby energie, 1998

Stanislav Beroun and the team *

VEDECKOVÝSKUMNÁ ČINNOSŤ KATEDRY STROJOV PRIEMYSLOVEJ DOPRAVY NA FAKULTE STROJNÍCKEJ TECHNICKEJ UNIVERZITY V LIBERCI V OBLASTI VOZIDLOVÝCH MOTOROV

SCIENTIFIC-RESEARCH ACTIVITY OF THE DEPARTMENT OF TRANSPORT MACHINES, FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING – TECHNICAL UNIVERSITY OF LIBEREC AT THE FIELD OF THE VEHICLES ENGINES

Príspevok ukazuje výsledky vedeckovýskumných prác a vývoja plynových vozidlových motorov (pre autobusy a nákladné automobily), zaoberá sa technickým riešením konverzie pôvodných naftových motorov do zážihovej verzie. V článku je uvedené porovnanie emisných vlastností nových plynových motorov a pôvodných naftových motorov tak z hľadiska súčasnej legislatívy, ako aj s ohľadom na hygienicky najrizikovejšie zložky výfukových emisií.

The paper shows the technical solutions and the results of the research works, connected with the conversion of Diesel engines to spark ignition (SI) gas fuelled engines for the vehicles. The attention is paid to the comparison of the exhaust pollutions from the gas fuelled engines and from original diesel engines.

Introduction

The Department of Transport Machines was founded in 1956 (with the original title Department of Piston Machines). Since 1956 the technical and scientific know-how of department workers has gradually advanced, and at the same time the quality of technical equipment of the laboratory had increased as well. The new laboratory for teaching (practical lesson, theses), research, development and testing of internal combustion engines was finished in 1966, and since 1968 the department laboratory has been authorised as the State Testing Laboratory for Internal Combustion Engines (1993 – Accredited Testing Laboratory No. 1043).

At present the Department of Transport Machines leads the technical education of specialists in designing of motor vehicles (university bachelor's, master's and doctorate studies). The department staff consists of two professors, four associate professors, four lecturers, four doctors and students and four experts (technical, administrative, production). The department cooperates with partner departments from Czech Technical University of Prague, Technical University of Brno and Faculty of Transport in Pardubice.

The scientific research activity of the department has a few courses:

- The research of internal combustion engines (ICE), ecological characteristics of vehicle engines and the development of a gas motor.
- The strength and tension analyses of designing groups and parts (for example tension analyses of superstructure boxes for special lorries).
- The hydrostatics transmissions and hydrostatics mechanisms for transport and power working machines (wheeled loaders, lifting trucks).
- The technical diagnostic methods: the measurement of the noise and vibration.

The main scientific research of the department is orientated to the field of internal combustion engines (ICE). The Department of Transport Machines has a large laboratory with 10 test benches for scientific research and testing work on ICE. The laboratory has necessary testing apparatus and devices. The department laboratory of ICE solves complicated engineering problems of investigation and research specialization (namely problems about mixture creation, combustion processes and exhaust emissions of gas fuels, including H_2). In this field the department laboratory has great experience with solving various thermodynamics and combustion problems in engine cylinder with the measuring of exhaust emissions (both gases and particles pollutants according to ECE 49). The department laboratory also cooperates with

* Prof. Ing. Stanislav Beroun, CSc.; Ing. Ladislav Bartoniček, CSc.; Doc. Ing. Josef Laurin, CSc.; Doc. Ing. Lubomír Moc, CSc., Ing. Celestýn Scholz, Ph.D.
TU of Liberec, Hálkova 6, 461 17 Liberec I, Czech Republic,
Tel.: ++420-48-5353143, Fax: ++420-48-5353139, E-mail: stanislav.beroun@vslib.cz

specialized chemical (hygienic) laboratories on the monitoring of the most dangerous exhaust emissions [9,10].

During 1993 – 2000 the department research and test laboratory converted a few diesel engines into gaseous (LPG, CNG) SI engines. The selected characteristic parameters of gaseous SI engines from Department of Transport Machines – Technical University of Liberec (the design conversion, research and optimizing works) are shown at Tab. 1. All of these gaseous engines were authority tested and have an authority document from testing labora-

combustion process optimization for these engines a few procedures were applied for analysing significant parameters variability of work cycle and it was confirmed that the mean indicated pressure variability (VARpi) reduction is for engine efficiency increasing and for emission reduction especially unburned hydrocarbons. It was also confirmed that the very lean mixtures combustion is connected with variability increasing. A significant effect of the combustion chamber form on pursued parameters variability of work cycles was proved [8].

Tab. 1

Engine	1-LPG $\lambda \gg 1$	2-CNG $\lambda \gg 1$	3-CNG $\lambda \gg 1$	4-CNG $\lambda = 1$	5-CNG $\lambda = 1$	6-CNG $\lambda = 1$	EURO II / III
$V [\text{dm}^3]$	11.95	11.95	11.95	3.59	3.59	11.95	-
ϵ	10.8	10.4	11.5	10.5	10.5	12	-
$P_E [\text{kW}]$	180	175	210	58	65	170	-
$p_e [\text{MPa}]$	1.11	1.00	1.21	0.72	0.88	0.90	-
$P_M [\text{g/kWh}]$	0.03	0.02	-	-	0.01	-	0.15/0.1
$NO_x [\text{g/kWh}]$	3.72	5.15	3.45	0.51	0.22	0.79	7.0/5.0
$HC [\text{g/kWh}]$	0.26	0.95	0.94	0.16	0.11	0.23	1.1/0.7
$CO [\text{g/kWh}]$	0.55	0.28	0.23	0.65	0.49	0.35	4.0/2.5
$CO_2 [\text{g/kWh}]$	780	640	625	800	770	680	-

Tab. Note: - exhaust emissions in [g/kWh] according to ECE 49

- types 1-LPG, 2-CNG and 3-CNG turbocharging with intercooler and catalyser
- typ 4-CNG natural aspirated with catalyser [7]
- typ 5-CNG turbocharging without intercooler and with catalyser [7]
- typ 6-CNG natural aspirated with catalyser

tory ECE (E8), certifying their power and pollutant properties. The shown gas engines are produced in a smaller series: towns Most and Litvinov (North Czech region) operated 85 city buses with gaseous engines type 1-LPG, town Havírov (Northern Moravian region) operated 35 city buses with gaseous engines similar to type 2-CNG (lower power alternative without intercooler), a few gas engines type 3-CNG are operated at transport enterprise ČSAD-BUS Česká Lípa (North Czech region) and the gas engines of types 4-CNG, 5-CNG and 6-CNG are operated in Slovak Republic.

Technical solutions of the gas fuelled engines for the road vehicles

For higher power gaseous SI engines ($p_{eMAX} > 1 \text{ MPa}$) using the conception $\lambda \gg 1$ in alternative turbocharging-intercooler with total (max) efficiency about 38 % accessible [1,5,6], for lower gaseous SI engines power ($p_{eMAX} < 1 \text{ MPa}$) suitable conception is $\lambda = 1$ [7]. The gaseous SI engines for extremely lean combustion are furnished with a richness control system on the load: the solution ensures both very good operating properties (acceleration, running fuel consumption), and very low exhaust pollutions [1,5,6]. The schematic layout drawing of gaseous SI engines types 1-LPG, 2-CNG and 3-CNG are shown in Fig. 1, the characteristic course of control mixture richness on engine load is shown in Fig. 2. For

The great influence on combustion process has the combustion chamber form. Pressure indication proves the VARpi reduction by turbulent specific intensity (squish swirl) in combustion chamber increasing and the considerable reducing of unburned hydrocarbon was achieved.

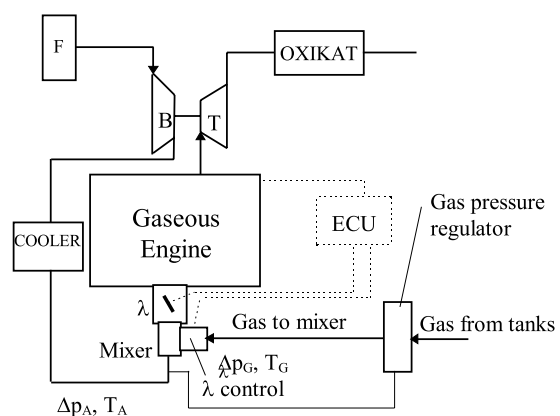


Fig. 1.

Fig. 1: Schematic drawing of gaseous SI engine and its facilities for conception $\lambda \gg 1$; mechanical/pneumatic or electronic lambda regulator (regulation of the richness of the mixture) into the input of gas before the mixer, providing for a continuous

leaning of the mixture in dependence upon the filling pressure of the supercharging, starting from the idle run of the motor, through a partial loading until the area of the full load of the engine in the interval of $\lambda = 1.0 \div 1.50$. The course of the momentous characteristic in the area from the middle r.p.m. upwards is provided for by a mechanical & pneumatic corrector, which closes the throttle valve gradually with dependence upon the filling pressure of the supercharger or by system "waste-gate". This solution suppresses an undesirable increase of torque moment in the regimes of 100 % load of the motor at the r.p.m. above 1400 - 1500 1/min, and torque moment of the engine is regulated gradually to a value allowing it to reach the necessary nominal output of the engine.

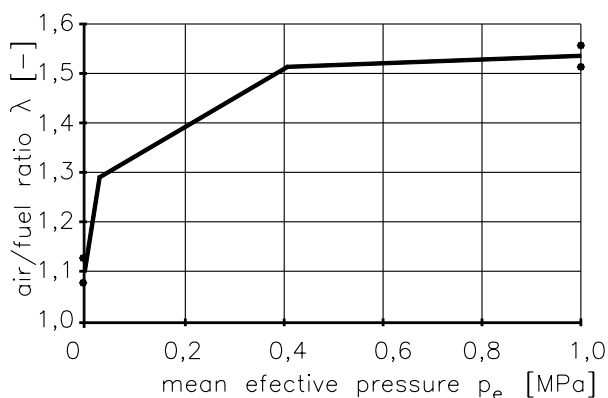


Fig. 2. Characteristic course of control mixture richness on engine load

An important role in the course of the combustion of the cylinder charge is exerted by the motion condition of the mixture in the combustion chamber. Both the velocity of the flame propagation and the mass velocity of the mixture combustion increase considerably in cases when the combusting mixture is in a condition of an intense whirling (turbulence).

The level of turbulence in the engine cylinder depends partly upon the design arrangement of the inlet valves (the whirling of the contents by the transverse "tumble" whirl, and the tangential "swirl" movement of the cylinder charge); an important effect upon the turbulent whirling of the contents of the combustion chamber is effected by the radial "squish" whirling produced during the compression stroke (in particular, in its end) by the displacement of the parts of the charge from the edge sections of the cylinder into the combustion chamber. The intensity of the radial "squish" whirling is then dependent upon the design solution (shape, size and location) of the combustion chamber.

An intensive whirling of the charge in the combustion chamber of a piston engine is applied with the compression ignition engines in particular; however, the "whirling" combustion chambers appear ever more often with the spark ignition engines. During the development of the bus gas engines in the Department of Transport Machines of the Technical University of Liberec (conversion of the original diesel engines LIAZ), the improvement of their energy, performance and ecological parameters has been related mainly

with the design modifications of the combustion chamber in the engine piston [3,4,6].

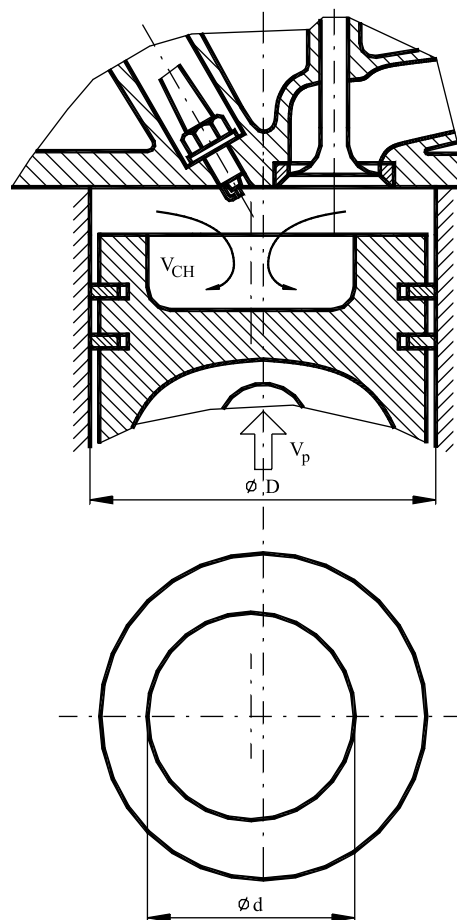


Fig. 3. Drawing of the cylinder unit with a high-turbulence combustion chamber

In fig. 3 is a simplified drawing of the basic layout of the cylinder unit of a bus gas engine: above piston is scheme of the radial flow of the mixture delivered into combustion chamber. The energy of turbulence Q in the combustion chamber is determined by the radial velocity w_r , at which a part of the mixture is pressed out from the edge zones of the cylinder into the inside volume above the combustion chamber and inside it, and by the mass quantity m of the part of the charge of the cylinder transferred radially. The calculation of the turbulence energy can be effected with a sufficient accuracy in compliance with the simplified Pischinger's model.

The combustion chambers of the gas motors (employing both LPG and CNG) are designed as "very whirling" (of the Heron type), with a reduced inlet section and a minimum interstice between the cylinder head and the piston in TDC: the summary energy of the turbulence has been increased several times throughout this design. The new execution of the combustion chambers has allowed an increase the compression ratio by approximately 2

units. The reduction of height of the uncovered (and intensively cooled) wall of the cylinder above the piston in TDC has somewhat reduced the “extinguishing” zones, and consequently (including the effect of the turbulence evidently as well), the concentrations of not combusted hydrocarbons in the exhaust gases at the outlet of the engine have dropped (a drop amounting up to 50 %).

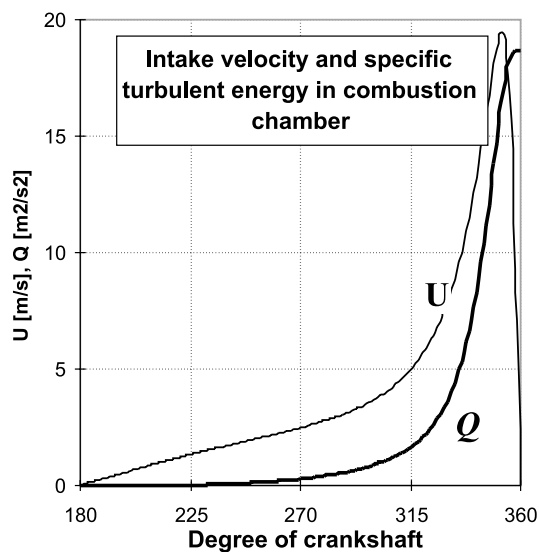


Fig. 4.

Fig. 4: The courses of the radial velocity w_r/n (U) and the specific energy of the turbulence Q for the combustion chamber “whirling” concept ($\epsilon = 11,6$) at nominal regime ($n = 2000$ 1/min, $p_e = 0,88$ MPa). The total specific turbulence energy Q at TDC is comparable with the specific turbulence energy in the combustion chamber of the original diesel engine ($Q_{DIESEL} = 23,5$ m²s⁻²).

Pollution parameters of gas-fuelled engines

The basic ecological parameters of gas-fuelled engines are shown in Tab. 1. In the gaseous SI engines types 1-LPG, 2-CNG and 5-CNG were performed (besides prescribed test emissions), and the emissions properties measured essentially wider range than the laws determine. The attention was paid to the identification of various organic matter groups in exhaust gases. The same research was performed on the original diesel engines of their gaseous alternative (1/2-DE, 5-DE). The selected results of this research work are shown in Fig. 5, 6 and 7.

The measured results definitely show the gaseous SI engines as an ecological friendly drive for motor vehicles. The gaseous SI engines against original diesel engines have more than 10x lower particular matter (PM) emissions. The considerable difference is at hygienic very risky injurants, polycyclic aromatic hydrocarbons (PAH) and their cancer derivates (PAHkarc) from gaseous SI engines and diesel engines: the gaseous engines have these pollutants more than 10x lower than diesel engines. The PAH emissions are in exhaust gases included in both free (gaseous) form, and

connected on PM: the research shows, that the portion PAH on PM depend on total PM emissions from engine. The PM emissions from gaseous engines contain only about 10 % total PAH emissions, PM from diesel engines contained as much as 50 % total PAH emissions. Considering, PM emissions represent a great hygienic risk in atmosphere (breathing) and gaseous SI engines have an ecological effect as more as shown in emissions values of individual exhaust injurants.

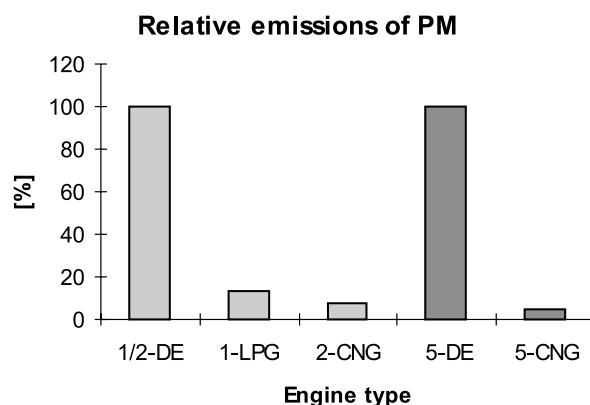


Fig. 5.

Fig. 5: Diesel engines 1/2-DE and 5-DE fulfill the emissions regulation EURO II. Emissions measuring and evaluating practiced at regimes by procedure ECE 49.

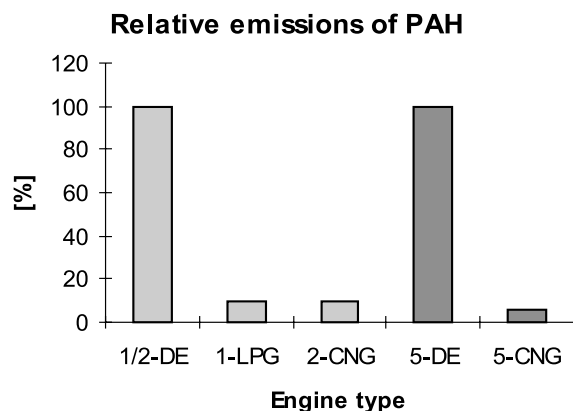


Fig. 6.

Fig. 6: PAH emissions contain 3 – 7 nuclear polyaromatic hydrocarbons. The samples from exhaust gases were caught by special pack, filters, adsorption substances in glass tubes and condensed matter (after sample freezing) for chemical analysis at special laboratory of organic chemistry [2,9,10]. Measuring and evaluating of PAH were practiced at regimes by procedure ECE 49.

Conclusion

The piston combustion engines have reserves, concerning the increase of their efficiency, performance and emission parameters.

The theoretical and experimental research show that in addition to new design solutions, the possibilities of improvement must also be looked for in the processes of the mixture production and its combustion. A controlled combustion employing a high turbulence in the combustion chamber offers a way to increase the efficiency of the operating circulation of the engine and to reduce the production of harmful substances. The gas engine may be the example: the well effected conversion of the town transport bus to gas driven, based upon the up-to-date knowledge of technical solution possibilities and arrangements in the gas-driven engine, its fuel system and the additional or complementary equipment, constitutes an important contribution to the reduction of the burden of the operation of engine vehicles upon the environment.

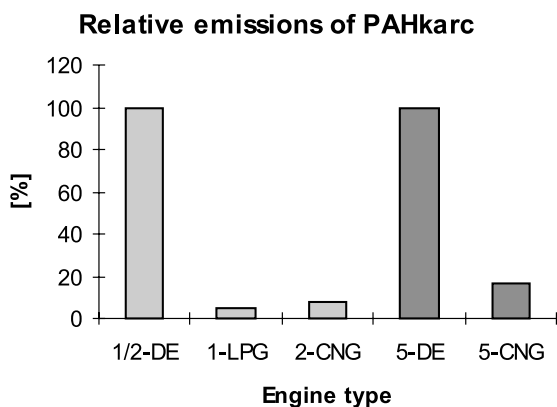


Fig. 7.

Fig. 7: PAHkarc contains emissions of benzo(a)anthracen, benzo(k)fluoranten, benzo(a)pyren, dibenzo(a,c)anthracen and indeno(1,2,3-cd) pyren. Measuring and evaluating of PAHkarc practiced at regimes by procedure ECE 49 [2,9,10].

From the point of view of ecological contributions of the gas-driven transport vehicles to the reduction of the burden upon the environment in town agglomerations, it is necessary to point out the importance of the conversion of the town transport buses (however, the municipal and other utility vehicles for the town service as well): compared with the vehicles with diesel engines, the gas-driven vehicles exert without any doubt a positive effect upon the quantity of emitted NO_x , CO , particles, aldehydes and polycyclic hydrocarbons. Compared with diesel engines, the emissions of harmful particles of the gas engines are 10 times lower, approximately; there is also an important difference in the emissions of the most harmful organic components - with the gas engines, the emissions of the polycyclic aromatic hydrocarbons (the most dangerous emission from the hygienic point of view) are also 10 times lower than with a diesel engine.

Acknowledgements

This article was composed as summary of the research works of Department of Transport Machines in frame-work of Project No. LN00B073, supported by the Ministry of Education of Czech Republic.

References

- [1] BARTONÍČEK, L., BEROUN, S.: *Lean mixture combustion at gas fuelled (CNG) spark ignition engines*. Motor vehicles on CNG. Piešťany, 1999 (Slovakia republik - in Czech).
- [2] BEROUN, S., BLAŽEK, J., POSPÍŠIL, M.: *Emission of solid particulates and unburned hydrocarbons by diesel and gas engines*. Motorsympo 99, Brno 1999 (in Czech).
- [3] BEROUN, S.: *Ecological effect of gas fuelled vehicles engines*. MOTOAUTO 99. Plovdiv, Bulgaria, 1999.
- [4] BEROUN, S. and collective.: *Ecological contributions of the conversion of the automobile transport to gas drive*. Technical reports of the project S 401/220/005/96, SM 353/98, SM 364/00, KSD TU of Liberec (In Czech).
- [5] BEROUN, S., BARTONÍČEK, L., SCHOLZ, C.: *Gas fuelled engines and their pollutions parameters*. Gas Engines 2000. Czestochova, Poland, 2000.
- [6] BEROUN, S.: *Importance of the combustion chamber form for the quality of the gas engines*. MOTAUTO 2000, Sofia, Bulgaria 2000.
- [7] LAURIN, J., MOC, L.: *AVIA engines on CNG*. XXIX. Conference Departments of internal combustion engines on Slovakia and Czech technical universities. Bratislava 1998 (Slovakia Republik - in Czech).
- [8] SCHOLZ, C.: *Combustion variability of spark ignition engines*. Dissertation work, Technical university of Liberec, 1998 (in Czech).
- [9] ŠEBOR and the team: *Influence of the fuel sort and the composition of the motor fuel on the exhaust pollution from the engines*. Technical report, Department of Petroleum Technology and Petrochemistry, Chemical Technology University of Prague, 1997. (In Czech).
- [10] ŠEBOR and the team: *Influence of the fuel sort and the composition of the motor fuel on the exhaust pollution from the engine of the light lorries*. Technical report, Department of Petroleum Technology and Petrochemistry, Chemical Technology University of Prague 1998. (In Czech).

Jaromir Klepoch – Pavel Žarnay *

PLAVIDLÁ PRE DOPRAVNÉ TECHNOLOGIE „RIEKA – MORE“

VESSELS FOR “RIVER-SEA” SHIPPING TECHNOLOGIES

Vnútrozemská i námorná vodná doprava sa v prímorských oblastiach pevniny i pobrežných častiach svetových morí a oceánov vzájomne prelínajú. Vedie to k ich prirodzenej vzájomnej technologickej i technickej integrácii. Táto sa v najväčšej možnej miere prejaví aj na dopravnom prostriedku vodnej dopravy, ktorou je loď, prípadne aj zostava plavidiel v rôznom technologickom usporiadaní. Vznikajú tak dopravno-prepravné systémy, ktoré sú súčasťou kombinovaných systémov vodnej dopravy označovaných ako „rieka – more“. V týchto systémoch, okrem menších námorných lodí, ktoré sú schopné plavby aj do riečno-námorných prístavov nachádzajúcich sa hlboko v ústiach veľkých riek, možno rozlišovať dva základné varianty plavidiel typu „rieka – more“.

1. Úvod

Vodná doprava sa najmä v technologických aplikáciách dnes ešte zásadne rozdeľuje na plavbu v chránených akvatóriách (na vnútrozemských vodných cestách) alebo v nechránených, čo je námorná plavba. Vnútrozemská i námorná vodná doprava sa však v prímorských oblastiach pevniny i pobrežných častiach svetových morí a oceánov prirodzene vzájomne prelínajú. Vedie to k ich prirodzenej vzájomnej technologickej i technickej integrácii. Táto sa v najväčšej možnej miere prejaví aj na dopravnom prostriedku vodnej dopravy, ktorou je loď, prípadne aj zostava plavidiel v rôznom technologickom usporiadaní. Vznikajú tak dopravno-prepravné systémy, ktoré sú súčasťou kombinovaných systémov vodnej dopravy označovaných ako „rieka – more“. V týchto systémoch, okrem gabaritne menších námorných lodí, ktoré sú schopné plavby aj do riečno-námorných prístavov nachádzajúcich sa hlboko v ústiach veľkých riek, možno rozlišovať dva základné varianty plavidiel typu „rieka – more“:

1. Motorové nákladné lode priamo určené na bezprekládkovú prepravu na riečnych a na pobrežných námorných trasách. Tieto plavidlá sú pre technologický režim „rieka – more“ konštrukčne prispôbené, a aj prevádzkovo zaradené do príslušnej klasifikačnej triedy. Svojimi parametrami, konštrukciou, technickým vybavením, a najmä plavebno-bezpečnostnými vlastnosťami vyhovujú tak plavbe riečnej, ako aj námornej pobrežnej a plavbe na veľkých jazerách a kontinentálnych (chránených) moriach.

Inland and marine water transport intersect each other in seaside areas of continents as well as in off-shore parts of world seas and oceans. That leads to their natural technological and technical integration. In the largest possible extent is this shown on the water transport means, which is a ship or eventually also a formation of vessels in various technological configuration. In that way, transport systems which are a part of combined systems of water transport named as “river-sea”, are created. In these systems, apart from dimensionally smaller marine ships, which are able to navigate also into river-sea ports situated deeply in big rivers mouths, two basic alternatives of “river-sea” vessels can be distinguished.

1. Introduction

Water transport is still today being essentially divided, especially in technological applications, to shipping in protected aquatoria (on inland waterways) or in unprotected aquatoria (on the sea). However, inland and marine water transports naturally intersect each other in seaside areas of continents as well as in offshore areas of world seas and oceans. That leads to their natural technological and technical integration. In the largest possible extent is this shown on the water transport means, which is a ship or eventually a formation of vessels in various technological configuration. In that way, transport systems, which are a part of combined systems of water transport named as “river-sea”, are created. In these systems, apart from dimensionally smaller marine ships, which are able to navigate also into river-sea ports situated deeply in big rivers mouths, two basic alternatives of “river-sea” vessels can be distinguished:

1. Motor cargo ships assigned directly for transportation without transshipment on river and seaside marine routes. For the “river-sea” technological mode, these vessels are constructionally adapted as well as operationally classified into their respective classification class. By their parameters, construction, technical equipment and especially navigation-safety attributes, they are suitable for navigation on rivers, seaside, on big lakes and continental (protected) seas.

* ¹Prof. Ing. Jaromir Klepoch, CSc., ²Doc. Ing. Pavel Žarnay, CSc.

¹Slovenský Lloyd, s.r.o., Division of Water Transport, Research Institute of Transport of Žilina, Pribinova 24, 812 05 Bratislava, Tel.: ++421-7-53414371, Fax: ++421-7-53414381, E-mail: klepoch@vudba.sk

²University of Žilina, Department of Water Transport, Moyzesova 20, SK-010 26 Žilina, Slovak Republic, Tel.: ++421-89-5133225, Fax: ++421-89-5655499, E-mail: zarnay@fpedas.utsk

2. Kombinácia riečnych člnových kontajnerov, tzv. „lichterov“ (angl. lighter) a námorných materských kontajnerových lodí, tiež nazývaných aj „lichterovozy“. Je to technológia priamo nadväzujúca na klasickú tlačnú technológiu plavby, keď v riečnych podmienkach sú člnové kontajnery dopravnými prostriedkami a sú súčasťou obvyklých tlačných riečnych súlodí. Na mori sa tieto riečne plávajúce člnové kontajnery prepravujú na palube materskej kontajnerovej lode ako nákladové jednotky kombinovanej dopravy. Naloženie a vyloženie člnových kontajnerov sa uskutočňuje v akvatóriu ústia rieky, pričom sa nemusí vykonávať ani v prístave.

V klasickom ponímaní tiež však môže byť vnútrozemská i námorná vodná doprava spolu s pozemnými dopravno-prepravnými systémami cestnej automobilovej a železničnej dopravy súčasťou intermodálnej a kombinovanej prepravy v systémoch „voda-cesta-kolaj“. Práve takáto symbióza technologickej integrácie umožňuje v praxi v maximálnej možnej miere aplikovať aj tzv. bezprekládkové (z hľadiska prepravovaných zásielok), resp. ekonomicky výhodné horizontálne prekládkové operácie kolesových dopravných prostriedkov, ktoré sa najčastejšie označujú skratkou Ro-Ro (alebo „Roll-on/Roll-off“). Ide teda o prekládku najmä tých nákladových jednotiek kombinovanej dopravy, ktoré majú vlastný podvozok, alebo sú naložené na tzv. roll-trajleri, čo je špecializovaná prepravná plošina na nízkom podvozku, umožňujúca horizontálny spôsob nakladky alebo vykladky nemobilných nákladových jednotiek, alebo aj iných zásielok, najmä veľkorozmerných a ťažkých. V tomto široko ponímanom komplexnom kombinovanom prepravnom systéme sa skrývajú

- a) klasické, tzv. trajektové prepravy v zmiešanej, osobnej i nákladnej lodnej preprave pomocou prievoznej lode (kompy), a to najmä pri prekonávaní prekážok v podobe veľkých riek, prielivov, morských úžin, zálivov a pod. ako alternatíva, alebo v prípade absencie mostov alebo tunelov,
- b) dopravno-prepravné technológie s horizontálnou prekládkou pri nákladných lodných prepravách na veľké vzdialenosti, a to tak v kontinentálnom, ako aj interkontinentálnom ponímaní, ktoré navyše tiež umožňujú aj prepravu nadrozmerých, ťažkých a iných špecifických zásielok.

Keď sa k výhodným ekonomickým faktorom takýchto preprav prirátajú aj energetické a ekologické výhody, ktorými sa vodná doprava bezpochyby vyznačuje, otvárajú sa pri kombinovaných prepravách za účasti vodnej dopravy perspektívy dopravno-prepravných celosvetových sústav. Je ich potrebné v detailoch prebádať, ale najmä čím skôr v doprave aj uplatniť. Práve takéto technológie sú životne dôležité aj pre také hospodárske celky, akým je Slovenská republika – štát v strede Európy bez priameho prístupu k moru, avšak cez územie ktorého vedú medzinárodné vodné cesty nadväzujúce na svetové moria a oceány.

2. Podmienky pre uplatnenie plavebných technológií „rieka - more“

Tretie zasadanie Európskej konferencie ministrov dopravy (CEMT), ktoré sa konalo v roku 1997 v Helsinkách, prijalo celoeurópsku dohodu o hlavných vnútrozemských vodných cestách

2. Combination of riverboat containers, so-called “lighters”, and lighter carriers, it is a technology directly consequential from the classical pushing navigation technology, when boat containers in river conditions are transport means and are parts of usual river pushing ship formations. On the sea, these lighters are transported on the deck of lighter carriers as cargo units of combined transport. Loading and discharging of boat containers is realised in the aquatorium of a river mouth. It doesn't have to be realised in a port.

In classical understanding, the inland and marine water transport along with land transport systems of road and railway transport can be a part of intermodal and combined transportation in “water-road-rail” systems. Right this symbiosis of technological integration allows in practise the largest possible extent of applying operations without transshipment (from the point of view of shipments) or eventually economically favourable horizontal transshipment operations of wheel transport means (Ro-Ro – “Roll-on/Roll-off”). It concerns transshipment of particularly those combined transport cargo units, which have their own chassis or they are loaded on so-called roll-trailer, a specialised shipping platform on a low chassis, allowing a horizontal way of loading or discharging of immobile cargo units or other shipments, especially large-dimensional and heavy ones. In this largely understood complex, combined transport system, there are hidden:

- a) classical, so-called ferry, transports in combined, passenger and cargo transportation by means of ferry-boat (raft) by coming over obstacles like big rivers, channels, firths, bays and the like, as an alternative or in absence of bridges or tunnels,
- b) transport technologies with horizontal transshipment by cargo shipments on large distances as in continental and intercontinental understanding, which, in addition, allow the transport of large-dimensional, heavy and other specific shipments.

When we add to the favourable economic factors of such transports also energetic and ecological advantages, which no doubt characterise water transport, perspectives of transport world-wide systems are being open by the combined transports with the participation of water transport. They need to be explored in details, but also applied in transportation as soon as possible. These technologies are vital also for such economic entities like the Slovak Republic, country in the centre of Europe without direct access to sea, through territory of which international waterways connected with world seas and oceans are routed.

2. Conditions for applying of navigation “river-sea” technologies

The third meeting of the European conference of transportation ministers (CEMT), which was held in Helsinki in 1997, adopted a Pan-European agreement about principal inland waterways of international importance. This agreement, known as AGN (from French interpretation – Accord européen sur les grandes voies navigables d'importance internationale) was already validat-

medzinárodného významu. Túto dohodu, známu pod skratkou AGN (podľa francúzskej interpretácie – Accord européen sur les grandes voies navigables d'importance internationale), k dnešnému dňu už ratifikovalo 11 európskych štátov, vrátane Slovenskej republiky, pričom oficiálne nadobudla platnosť 21. augusta 2000. Súčasťou AGN je

- technická klasifikácia vodných ciest Európy jednoznačne určujúca parametre plavebnej dráhy na vodnej ceste vo vzťahu k rozmerom lode (lodnej zostavy),
- funkčné členenie a číselné označovanie vodných ciest podľa ich významu v európskej plavebnej sieti, ktoré rozlišuje diaľkové (naprieč kontinentom prevažne v severojužnom smere), radiály (od pobrežia do vnútrozemia), hlavné transverzály (trasy prevažne v západovýchodnom smere krížujúce niekoľko diaľkovej) a odbočky hlavných vodných ciest.

Podľa uvedenej dohody by mal mať Dunaj (ako súčasť európskej transverzály E 80) vo svojej dolnej a strednej časti od čiernomorského ústia až po Bratislavu najvyššiu rozmerovú triedu „VII“ s nasledovnými maximálnymi rozmerovými parametrami lodí (resp. lodných zostáv)

• dĺžka L	275 ÷ 287 m,
• šírka B	33,0 ÷ 34,2 m,
• ponor T	2,5 ÷ 4,5 m,
• podjazdná výška mostov N_{fix}	9,1 m.

Na hornom úseku od Bratislavy po bavorský Regensburg sa Dunaj podľa dohody AGN klasifikuje triedou „VI b“ (s parametrami $L = 185 - 195$ m, $B = 22,8$ m, $T = 2,5 ÷ 4,5$ m, a $N_{fix} = 7,0 ÷ 9,0$ m) a v najvyššom pre obchodnú plavbu splavnom úseku až po Kelheim už má Dunaj rovnaké parametre ako nadväzujúci prieplav Dunaj-Mohan. Je to trieda „V b“ pre šírku plavidlových zostáv $B = 11,4$ m, pričom ostatné parametre zostávajú približne zachované.

Do kategórie európskych vodných ciest medzinárodného významu už patrí aj Vážska vodná cesta. Dohodou AGN sa označuje ako dôležitá dunajská odbočka E 81, a to už aj spolu s budúcim kanalizovaným a prieplavovým prepojením Váhu cez Kysucy a Čierňanku na Olšu, čo je už prítok českej, poľskej a napokon i nemeckej Odry (súčasť európskej diaľkovej E 30). Pre lode zmiešaného typu „rieka-more“ je najvýznamnejším vážskym úsekom trasa od ústia v Komárne po Sereď. Trieda tejto vodnej cesty je klasifikovaná ako „VIa“, s parametrami $L = 95 - 110$ m, $B = 22,8$ m, $T = 2,5 - 4,5$ m a $N_{fix} = 5,25 ÷ 7,0$ m.

Po prvýkrát v novodobej histórii Európy sa dohodou AGN navzájom prepájajú západoeurópska s východoeurópskou sieťou vodných ciest až do povodia riek Dnepr (európska trasa E 40) a Volga (E 50). AGN však predpokladá toto prepojenie nielen kontinentálnymi transverzálami

- severnou E 70 ... (Rýn, severonemecké prieplavy, Labe, Odra, ďalšie poľské a ukrajinské trasy),
- južnou E 80 ... (Seine a nadväzujúce francúzske a nemecké vodné cesty, prieplav Mohan-Dunaj, povodie Dunaja a Čierne more),

ale aj príbrežnými námornými transverzálami okolo pobrežia kontinentálnej časti Európy

ed by 11 European countries including the Slovak Republic. It officially came into operation on August 21, 2000. AGN includes:

- technical classification of European waterways exactly defines parameters of a navigation path on the waterway in relation to ship (ship formation) parameters,
- functional classification and numeric marking of waterways according to their importance in the European navigation network, which distinguishes diametrals (across the continent mainly in the north-south direction), radials (from coast to inland), main transversals (route mainly in west-east direction crossing a few diametrals) and branches of main waterways.

According to the mentioned agreement, the Danube (as part of the European transversal E80) would have in its lower and middle part from Black Sea estuary to Bratislava the highest class “VII” with the following maximal ship (ship formation) dimension parameters

• Length L	275 ÷ 287 m,
• Breadth B	33.0 ÷ 34.2 m,
• Deep T	2.5 ÷ 4.5 m,
• Clearance bridge height N_{fix}	9.1 m.

In the upper part from Bratislava to Regensburg, the Danube is, according to AGN agreement, classified as “VI b” class (with parameters $L = 185 - 195$ m, $B = 22.8$ m, $T = 2.5 ÷ 4.5$ m and $N_{fix} = 7.0 ÷ 9.0$ m). In the highest for commercial navigation navigable section until Kelheim, the Danube has already the same parameters as the following Danube-Main Canal. It is the “V b” class for navigation formation breadth $B = 11.4$ m while the other parameters remain approximately the same.

The category of European waterways of international importance already includes the Váh waterway. By the AGN agreement, it is qualified as important Danube branch E81, along with future canalised connection of Váh through Kysuca and Čierňanka to Olša, which is a supply of Czech, Polish and after all German Odra (part of European E 30 diametral). Combined “river-sea” type ships find the most important Váh section the route from its mouth in Komárno to Sereď. This waterway class is “VI a” with parameters $L = 95 - 110$ m, $B = 22.8$ m, $T = 2.5 - 4.5$ m and $N_{fix} = 5.25 ÷ 7.0$ m.

For the first time in the modern history of Europe the AGN agreement interconnects the West European and East European waterway network at the basin of Dnepr (European E 40 route) and Volga rivers (E 50). AGN not only assumes this connection by continental transversals

- northern E 70 ... (Rhine, North German canals, Labe, Odra, other Polish and Ukrainian routes),
- southern E 80 ... (Seine and joint French and German waterways, the Main-Danube canal, basin of the Danube river and the Black sea),

but also with offshore marine transversals around the shore of the continental part of Europe

- severnou E 60 ... (od Gibraltaru okolo atlantického, severomorského a baltického pobrežia Európy riekou Neva a balticko-bielomorskou trasou prírodných i umelých vodných ciest až do Archangelska),
- južnou E 90 ... (od Gibraltaru okolo členitého pobrežia Stredomoria, Marmarské, Čierne i Azovské more, priplavom Volga-Don a riekou Volga až do Kaspického mora).

Možno dnes ešte nedoceneným, no jedným z najvýznamnejších prínosov dohody AGN je fakt, že medzi vnútrozemské vodné cesty Európy boli zaradené už aj uvedené dve pobrežné, viac ako desiatky tisíc kilometrov dlhé vodné cesty. Týmto rozhodnutím sa každý európsky námorný prístav stal zároveň aj vnútrozemským a lode zmiešanej plavby „rieka-more“ sa tým dostali zároveň do kategórie lodí vnútrozemskej plavby.

Na tomto mieste by sme mohli aj ukončiť úvahy o perspektívnych možnostiach našej vodnej dopravy, keby sme skutočne neboli mladým štátom situovaným do stredu Európy, bez kúsku morského pobrežia. Nás skutočne nemôže uspokojiť len doterajšia súčinnosť našej vnútrozemskej a námornej plavby, ale musíme prihliadať aj na špecifiká spolupráce so všetkými ostatnými druhmi dopravy. Navyše tiež na rozhodnutia už spomínanej európskej konferencie ministrov dopravy v zmysle ňou schválených multimodálnych a intermodálnych významných dopravných trás – dopravných koridorov, po ktorých sa v rámci kombinovaných dopravných sústav premiestňujú najmä intermodálne nákladové jednotky (kontajner, cestný náves, príves, výmenná nadstavba a prípadne železničný vagón). Podľa rozhodnutia CEMT z pôvodných deviatich (dnes už desiatich) rozhodujúcich koridorov vedú až štyri územím Slovenska. Z užšieho pohľadu len vodnej dopravy, je to okrem „dunajského“ VII. koridoru v rámci ďalších úprav plán aj vodnej „jantárovej cesty“ v trase koridorov V a VI, spájajúcej Baltické more s Jadránom.

Ešte jedna informácia z tretej európskej konferencie ministrov dopravy je pre vodnú dopravu významná. Je to zainteresovanosť európskej dopravnej komunity na štyroch perspektívnych záujmových dopravných oblastiach Európy, a to

- euro-arktckej oblasti Barentsovoho mora,
- Čierneho mora,
- Stredozemného mora,
- Jadranského, Iónskeho a Egejského mora.

Na tieto oblasti nadväzujú dopravné koridory, pričom ide najmä o prepojenie medzi Európou a najväčším kontinentom sveta – Áziou, predĺženie transeurópskych dopravných koridorov do všetkých lokalít Ázie, vo vodnej doprave až do prístavov Pacifiku.

3. Výhľad stavby lodí vnútrozemskej a zmiešanej plavby

Podľa „Bielej knihy o tendenciách a rozvoji vnútrozemskej plavby a jej infraštruktúry“ vydanéj EHK – OSN v Ženeve v roku 1996 bol stav rozhodujúcej rýnskej a dunajskej flotily pred prepojením oboch povodí z hľadiska podielu vybraných typov lodí nasledovný:

- northern E 60 ... (from Gibraltar around Atlantic, North and Baltic Seas shore of Europe through the Neva river and Baltic – White Sea route of natural and artificial waterways to Archangelsk),
- southern E 90 ... (from Gibraltar around Mediterranean, Marmar, Black and Azovian Seas, through the Volga-Don-canal and Volga to the Caspian Sea).

One of the most important assets of the AGN agreement (maybe today not yet appreciated) is the fact that the European inland waterways include the two mentioned offshore more than ten thousands kilometres long waterways. Through this decision, each European marine port at the same time became an inland one, and combined “river-sea” navigation ships were classified in the category of inland navigation ships.

At this place we could finish speculations about perspective opportunities of our water transport, if we were not a really small country situated in the centre of Europe without a piece of sea coast. We cannot really be satisfied with only actual interactivity of our inland and marine navigation, but we have to take into account the specifics of cooperation with all other transport means and in addition, the decisions of the mentioned European conference of transportation ministers in the sense of its adopted multimodal and intermodal important transport routes – transport corridors, which, in the combined transport systems, are for transferring of especially intermodal cargo units (container, road semi-trailer, trailer, swap-body and eventually rail wagon). According to the CEMT decision, four out of the original nine (today 10) crucial corridors lead through the territory of Slovakia. When taking the closer view of water transport only, apart from the “Danube” corridor No. VII, it is the plan of water “amber route” in the corridors No. V and VI connecting Baltic Sea with Adriatic Sea.

There is one more significant piece of information for water transport from the 3rd European conference of transportation ministers. It is the involvement of European transport community on four European perspective transport areas of interests, namely:

- The Euro-arctic area of Barents’ Sea,
- The Black Sea region,
- The Mediterranean Sea region,
- The Adriatic, Ionian and Aegean Sea region.

These areas are further joined to transport corridors, and it is especially the interconnection of Europe with the biggest world continent – Asia, extension of trans-European transport corridors to all Asian localities – especially to the Pacific ports in water transport – which is important here.

3. Prospect of ships construction for inland and combined navigation

According to the “White book about trends and development of inland navigation and its infrastructure” published by the European Economic Commission (EEC) – UNO in Geneva in 1996, the state of determining the Rhine and Danube fleet before the interconnection of both basins has been from the viewpoint of the following selected ship types:

Typ lode	Rýn	Dunaj
MNL (motorová nákladná loď) – suchý náklad	60 %	8 %
MNL – tekutý náklad	15 %	0 %
TČ (tlačný čln) – suchý náklad	21 %	82 %
TČ – tekutý náklad	2 %	4 %
TČ – kombinovaný náklad	0 %	5 %
ostatné plavidlá	2 %	1 %
spolu	100 %	100 %

V členení podľa tonáže lodí zo štátov v rýnskej oblasti prvé miesto zaujímalo Holandsko 53 % a druhé Nemecko 27 %. V dunajskej oblasti prvé miesto zaujímalo Rumunsko 38 %, druhé Ukrajina 28 % a na štvrtom mieste bolo Slovensko s 8 %. Štatistika jednoznačne vyjadruje spoločnú tendenciu preferovania vodnej dopravy najmä v štátoch s morským pobrežím, ktorá je v prípade Holandska a Rumunska navyše umocnená aj významnými kanálovými napojeniami na veľkokapacitné pobrežné námorné prístavy a prekladiská.

Ako už bolo úvodom spomenuté za súčasného stavu výskumu a vývoja majú nesporné výhody bezprekládkové prepravy najmä plavidlami zmiešanej plavby „rieka-more“. Tesne pred politicko-hospodárskymi zmenami v strednej a východnej Európe (podľa Bielej knihy EHK OSN) bol ich stav z hľadiska objemov prepravy vykonávaných plavidlami „rieka-more“ nasledujúci:

- na riekach Ruskej federácie 21,5 mil. ton/rok
- v rýnskej oblasti 2,4 mil. ton/rok
- v oblasti Seine 0,5 mil. ton/rok
- v oblasti Rhône 0,3 mil. ton/rok
- v dunajskej oblasti 0,2 mil. ton/rok

Z uvedených údajov je zjavné, že vedúce postavenie v bezprekládkových technológiách mala jednoznačne vnútrozemská plavba Ruskej federácie. Z hľadiska konštrukcie a stavby lodí išlo najmä o motorové nákladné lode (MNL) zmiešanej plavby „rieka-more“, ktorých výroba nesie nezmazateľné stopy aj v našom závode Slovenské lodenice Komárno. Stačí len spomenúť označenia typov ako sú RMNL 2700, Volgo-Balt, Amur, a nakoniec aj novších následných typov Rýn, Schelda, Rostock, Weser, Ems, Leda a Baltik, pre nemeckých, holandských i ruských zákazníkov. Ich technické parametre sú všeobecne dostupné.

Trochu váhavesšie sa u nás ujímala druhá (aj keď efektívnejšia) technológia „rieka-more“, t. j. systém kombinácie riečnych člnových kontajnerov a námorných materských kontajnerových lodí. Po rokoch stagnácie v súčasnosti znova prichádza jeho obdobie renesancie a búrlivého rozvoja. Dávnejších vývojových pokusov a praktických experimentov s touto najuniverzálnejšou a najefektívnejšou dopravnou technológiou „rieka-more“ bolo veľa, stačí si len spomenúť na názvy systémov LASH, BACO, BACAT, SEABEE a jeho dunajskej modifikácie DM (Dunaj-more). Túto využíval medzinárodný podnik Interlichter Budapešť, aj s účasťou ČSSR (ČSFR), dnes i Slovenskej republiky. Napriek vysokej miere technologickej progresivnosti uvedených systémov, tieto v súčasnosti buď len žijoria, alebo aj postupne zanikajú. Hlavné príčiny tohto stavu sú, že doterajšie

Ship Type	Rhine	Danube
MNL (Motor cargo ship) - dry cargo	60 %	8 %
MNL - liquid cargo	15 %	0 %
TČ (push boat) - dry cargo	21 %	82 %
TČ - liquid cargo	2 %	4 %
TČ - combined cargo	0 %	5 %
other vessels	2 %	1 %
together	100 %	100 %

In the classification according to a ship's loading capacity, the first place from countries in the Rhine region has been taken by the Netherlands with 53 % and the second by Germany with 27 %. In the Danube region, the first place is Romania with 38 %, second is Ukraine with 28 %, and Slovakia is fourth place with 8 %. The statistics clearly show the common tendency to prefer water transport especially in countries with sea coast, which is in case of the Netherlands and Romania raised, in addition, by an important canal connection with large capacity shore marine ports and tranship centres.

As it was already mentioned in the beginning, in the current state of research and development the transportation without transshipment, especially by combined "river-sea" navigation vessels have unquestionable advantages. Soon before the political-economic changes in the Central and Eastern Europe (according to the White Book of EEC UNO), their situation from the viewpoint of transportation volumes carried out by "river-sea" vessels has been the following:

- on the rivers of Russian federation 21.5 millions tons/year
- in the Rhine region 2.4 millions tons/year
- in the Seine region 0.5 millions tons/year
- in the Rhône region 0.3 millions tons/year
- in the Danube region 0.2 millions tons/year

From the listed data it is obvious that the leading position in the technologies without transshipment was taken definitely by inland navigation of Russian federation. From the viewpoint of ship construction and building, the motor cargo combined navigation "river-sea" ships (MNL), production holds indelible signs also in our plant Slovenské lodenice Komárno. It is enough to mention types like RMNL 2700, Volgo-Balt, Amur, and newer follow-up types: Rhine, Schelda, Rostock, Weser, Ems, Leda and Baltik for German, Dutch and Russian customers. Their technical parameters are widely available.

The second (although more effective) "river-sea" technology, i.e. combination of riverboat containers and marine container carriers, took possessions in our place a bit more hesitantly. After the stagnation years, a period of its renaissance and turbulent development was present again. Long ago, there were many development tentatives and practical experiments with the most universal and the most effective transport "river-sea" technology. It is enough to recall the systems named LASH, BACO, BACAT, SEABEE and its Danubian modifications DM (Danube-sea). This one has been used by international enterprise Interlighter Budapest with a share of ČSSR (ČSFR), and today, the Slovak Republic. In spite of the high rate of technological progression in mentioned systems,

- a) člnové kontajnery boli relatívne malej nosnosti (od 300 do 1000 t),
- b) systémy neboli úplne kompatibilné s klasickou tlačnou technológiou plavby.

Tento druhý aspekt je rozhodujúcim nedostatkom doterajších systémov. Ide o to, že ich člnové kontajnery svojimi hlavnými rozmermi, geometrickým usporiadaním, ako aj nosnosťou nie sú totožné s typizovaným štandardným tlačným člnom rýnskeho, alebo dunajského modulu. Len v opačnom prípade by mohla vzniknúť maximálne možná unifikácia oboch zložiek vodnej dopravy (vnútrozemskej a námornej) do technologickej schémy označovanej ako „rieka-more-rieka“. V modifikácii dopravnoprepravnej schémy vodnej dopravy by až v takomto prípade boli realizovateľné prepravné relácie podľa logistickej koncepcie „z domu – do domu“, aj keď oba „domy“ sú vzdialené od seba až do tej miery, že sa nachádzajú vo vnútrozemí ľubovoľného kontinentu našej planéty.

S riešením týchto problémov sa zaoberajú plavební odborníci na celom svete. Nemeckí výskumníci napríklad riešia v tejto oblasti systém „TSL-katamaran“ pre dopravu až 12 štandardných tlačných člnov typu E (Európa). Američania zase rozpracovali systémy „CAPRICORN“ a „CAPRICOL“ pre transatlantické nosiče naplávových mississippských tlačných člnov typu „JUMBO“. Tieto sú síce menšie ako európsky čln typu E, avšak z pohľadu materskej kontajnerovej lode sú oba navzájom kompatibilné. V rámci inovácie systému DM-INTERLICHTER sa v súčasnosti vyvíjajú dva typy materských kontajnerových lodí, a to

- a) malá kontajnerová loď typu „LCF“, ktorá by mala operovať nielen v pobrežných vodách Čierneho a Azovského mora, ale aj v Stredomorí a mala by prepravovať dve člnové jednotky typu DE (Dunaj-Európa) alebo jednu motorovú nákladnú loď a jeden čln, t. j. súdnie, ktoré by bolo možné bezprekládkovo (naplávovacím spôsobom) dopraviť napríklad z Rotterdamu alebo z Bratislavy priamo do Kaspického mora, resp. na veľkokapacitnú volgo-baltskú vodnú magistrálu,
- b) veľká materská kontajnerová loď typu „LCT“ by mala operovať na tradičných diaľkových trasách Interlichteru na reláciách Čierne more-India, Pakistan a Ďaleký východ so štyrmi alebo šiestimi člnovými jednotkami DE alebo E.

V rámci operačného priestoru týchto dopravných jednotiek a tradičných dopravných komodít sa osobitne ukazuje potreba prepravy tekutých substrátov a netradičných nadrozmerných a superťažkých zásielok, vrátane prepravy malých plavidiel.

4. Požiadavky na unifikáciu parametrov lodí a vnútrozemských vodných ciest pre systémy „rieka-more“

Na základe odporúčania 16. pracovnej skupiny „Stálej medzinárodnej asociácie plavebných kongresov“ (vo francúzskej skratke AIPCN, resp. PIANC v anglickej) bola vypracovaná unifikácia požiadaviek kladených na lode a vnútrozemské vodné cesty pre

the present only vegetate or gradually vanish. Main reasons for this situation are:

- a) boat containers have been of relatively small-loading capacity (from 300 to 1000 t),
- b) systems have not been absolutely compatible with classical pushing navigation technology.

The second aspect is the crucial defect of present systems. Boat containers from these systems with their main dimensions, geometric layout as well as loading capacity are not identical with standardised pushing boat of Rhineish or Danubian module. Only in the opposite case a maximally possible unification of both components of water transport (inland and marine) into a technological schema named “river-sea-river” could be created. In the modification of the water transport schema the shipping relations according to the logistical concept “from home-to home” could this case be feasible, even if both “homes” are so faraway from each other that they are within whatever continent.

Solving of these problems is handled by shipping experts throughout world. For instance, German researchers deal with the “TSL-catamaran” system for transportation of 12 E (Europe) type standard pushing boats. Americans, on the other hand, elaborated systems “CAPRICORN” and “CAPRICOL” for transatlantic carriers of “JUMBO” type hydraulic-filling Mississippi pushing boats. These are otherwise smaller than the European E type boat, but from the container carrier viewpoint they are both mutually compatible. In the scope of innovation of DM-INTERLICHTER system, there are two types of container carriers being developed at present:

- a) small container boat of “LCF” type should operate not only in the offshore waters of Black and Azovian Sea, but also in the Mediterranean. It would also transport two boat units of DE (Danube-Europe) type or one motor cargo ship and one boat, i.e. the ship formation which could be transported without transshipment (by hydraulic-filling technique) for instance from Rotterdam or from Bratislava directly to Caspian Sea, eventually to high capacity Volga-Baltic waterway,
- b) big container carrier of “LCT” type should operate on traditional long-distance routes of Interlichter on the relations of Black Sea – India, Pakistan or Far East with four or six DE or E boat units.

In the operational area of these transport units and traditional transportation commodities, a need of transportation of liquid cargo and non-traditional large-dimensional and super-heavy shipments, including the small boats transportation, is particularly emerging.

4. Requirements for parameter unification of ships and inland waterways for “river-sea” systems

Following the Recommendation of the 16th Workgroup of “PIANC - Permanent international association of navigation congresses” (or AIPCN - Association internationale permanente des congrès de navigation), a unification of requirements on ships

plavbu lodí a lodných zostáv v režime „rieka-more“. Táto skupina súčasne oficiálne požiadala Pracovnú skupinu vnútrozemskej plavby pri EHK OSN v Ženeve o príslušné rozšírenie súčasnej klasifikácie európskych vodných ciest (súčasť rezolúcie č. 30) s tým, aby táto klasifikácia bola rozšírená pre možnosť plavby aj plavidiel zmiešanej plavby.

Po zvážení reálnych možností pre obchodné plavidlá tohto druhu v režime „rieka-more“ je možné využívať len vnútrozemské vodné cesty technicky zaradené od triedy V po najvyššiu triedu VII. Nižšie triedy vodných ciest síce tiež umožňujú plavbu plavidiel, ktoré svojimi parametrami vyhovujú podmienkam zmiešanej plavby, avšak ide plavidlá s dĺžkou nepresahujúcou 24 m, a teda ide o tzv. malé (skôr rekreačné) plavidlá. Gabaritné obmedzenia plavidiel pre tieto triedy sú uvedené v nasledujúcej tabuľke:

and inland waterways for ships and ships formations navigation in the “river-sea” mode has been worked out. At the same time this group officially asked the Inland Navigation Workgroup by EEC UNO in Geneva for a respective extension of the present classification of European waterways (part of resolution No. 30) for the possibility of the navigation of combined navigation boats.

After considering real possibilities for commercial vessels of this type in the “river-sea” mode, it is possible to use only inland waterways ranked from class V to the ultimate class VII. Lower classes of waterways also allow navigation of vessels, which match conditions of combined navigation by their parameters, but these are vessels with length no more than 24 m. They are so-called small (rather recreational) vessels. Dimensional constraints of these class vessels are listed in the following table:

Trieda	Typ plavidla	Gabaritné rozmery			Podj. výška mostov výška (m)
		dĺžka (m)	šírka (m)	ponor (m)	
Va	nákladná loď, tlačná zostava	95-110	11.4	2.5-4.5	5.25; 7.0; 9.1
Vb	tlačná zostava	172-185	11.4	2.5-4.5	5.25; 7.0; 9.1
VIa	tlačná zostava	95-110	22.8	2.5-4.5	7.0; 9.10
VIb	nákladná loď	140*	15.0	3.9	7.0; 9.1
VIb	tlačná zostava	185-195	22.8	2.5-4.5	7.0; 9.1
VIc	tlačná zostava (6-člnová dlhá)	270-280	22.8	2.5-4.5	9.1
VIc	tlačná zostava (6-čln. krátka)	195-200	33.0-34.2	2.5-4.5	9.1
VII	tlačná zostava	285	33.0-34.2	2.5-4.5	9.1

* V súčasnom období sa nepovoľuje používanie takej lode na Rýne

Standard	Vessel type	Parameters			Clearance bridge height (m)
		length (m)	breadth (m)	draught (m)	
Va	cargo ship, pushing formation of vessels	95-110	11.4	2.5-4.5	5.25; 7.0; 9.1
Vb	pushing formation of vessels	172-185	11.4	2.5-4.5	5.25; 7.0; 9.1
VIa	pushing formation of vessels	95-110	22.8	2.5-4.5	7.0; 9.10
VIb	cargo ship	140*	15.0	3.9	7.0; 9.1
VIb	pushing formation of vessels	185-195	22.8	2.5-4.5	7.0; 9.1
VIc	pushing formation of vessels (six boat long)	270-280	22.8	2.5-4.5	9.1
VIc	pushing formation of vessels (six boat short)	195-200	33.0-34.2	2.5-4.5	9.1
VII	pushing formation of vessels	285	33.0-34.2	2.5-4.5	9.1

* Nowadays such a ship is not allowed to operate on the Rhine.

Podľa súčasných podmienok brzdiacim faktorom sa ukazuje ponor plavidla. Okrem toho je zrejmé, že pre plavidlá tohto typu nemôže existovať ani tvrdá unifikácia rozmerov plavidiel, pretože v Európe existuje rozdiel medzi škandinávskymi, západo- a stredoeurópskymi a východoeurópskymi vodnými cestami. Vychádzajúc z týchto predpokladov prvý návrh troch tried klasifikácie motorových nákladných lodí pre režim „rieka-more“ (R-MNL), odporúčaných EHK OSN, je nasledovný:

According to contemporary conditions, a vessel's draught turns out as a holding-back factor. Besides it is evident that for this type of vessel can't exist even with a hard unification of their parameters because there exists a difference among the Scandinavian, West and Middle European, and East European waterways in Europe. Based on these assumptions, the first suggestion of three standards motor cargo ships' classification (R-MNL) recommended by EHK OSN is listed in the following table:

Trieda R-M	Gabaritné rozmery R-MNL			Podjazdná výška mostov výška (m)
	dĺžka (m)	šírka (m)	ponor (m)	
1	90	13	3,5-4,5	7,0-9,1
2	135	16	3,5-4,5	9,1
3	135	22,8	4,5	9,1

Uvedený návrh však nezohľadňuje možnosť príbrežnej plavby zmiešaných motorových nákladných lodí na transeurópskej vodnej magistrále Rýn-Mohan-Dunaj a preto nami modifikovaný návrh uvedených troch tried motorových nákladných lodí režim „rieka-more“ je nasledovný:

Trieda R-M	Gabaritné rozmery R-MNL			Podjazdná výška mostov výška (m)
	dĺžka (m)	šírka (m)	ponor (m)	
1	90-110	11,4-13	3,5-4,5	7,0-9,1
2	135	16	3,5-4,5	9,1
3	135-140	22,8-24,0	3,5-4,5	9,1

Okrem rozšírenia klasifikácie európskych vodných ciest medzi národného významu (označenia E) a gabaritných obmedzení lodí a tlačných zostáv typu „rieka-more“ je dôležité v budúcnosti zamerať sa aj na stav a vybavenosť prístavov, ktoré budú obsluhovať takéto plavidlá. Zároveň s prístavmi je potrebné v budúcnosti zamerať sa aj na logistické systémy na celej riečno-námornej trase.

Podľa predložených výskumov je možné už dnes skonštatovať, že v danej konkrétnej (regionálnej) situácii sa môžu pri využívaní technológie „rieka-more“ v porovnaní s oddelenými technológiami „rieka“ a „more“ znížiť dopravné náklady o 10 až 15 %. Je pritom zrejmé, že okrem zníženia dopravných nákladov je potrebné prihliadať aj k ďalším porovnateľným efektom medzi ostatnými, najmä pozemných druhmi dopravy a tiež aj na ochranu životného prostredia. Ukazujú sa aj efekty súvisiace s organizáciou prepravy najmä pri ich zabezpečovaní podľa známej logistickej technologickej schémy „z domu – do domu“. S novým spôsobom prepravy typu „rieka-more“ je spojených veľa organizačných a technických otázok, ktoré je potrebné riešiť tak v oblasti pôsobenia ľudského faktora, ako aj pri riešení bezpečnosti plavby a manévrovacích vlastností týchto plavidiel. Nie sú však za súčasného stavu vedy a techniky neprekonateľné.

Literatúra – References:

- [1] KLEPOCH, J. - ŽARNAY, P.: *Rozvojové trendy dopravných technológií „rieka-more“ pri prepravách na veľké vzdialenosti*. Príspevok na 10. medzinárodnej vedeckej konferencii ŽU „Komunikácie na prelome tisícročí“, Žilina 1998, s.147-150
- [2] KLEPOCH, J.: *Súčasná a perspektívne tendencie stavby lodí s prihliadnutím na vývoj vodnej dopravy v stredoeurópskom regióne*. Príspevok zo seminára k 20-ročnému pôsobeniu Výskumného ústavu stavby lodí v Komárne, 1997
- [3] PIANC - *Standardisation of ships and inland waterways for river/sea navigation*. The study Working Party 16 of the Permanent International Association of Navigational Congresses, Bruxelles, 1998

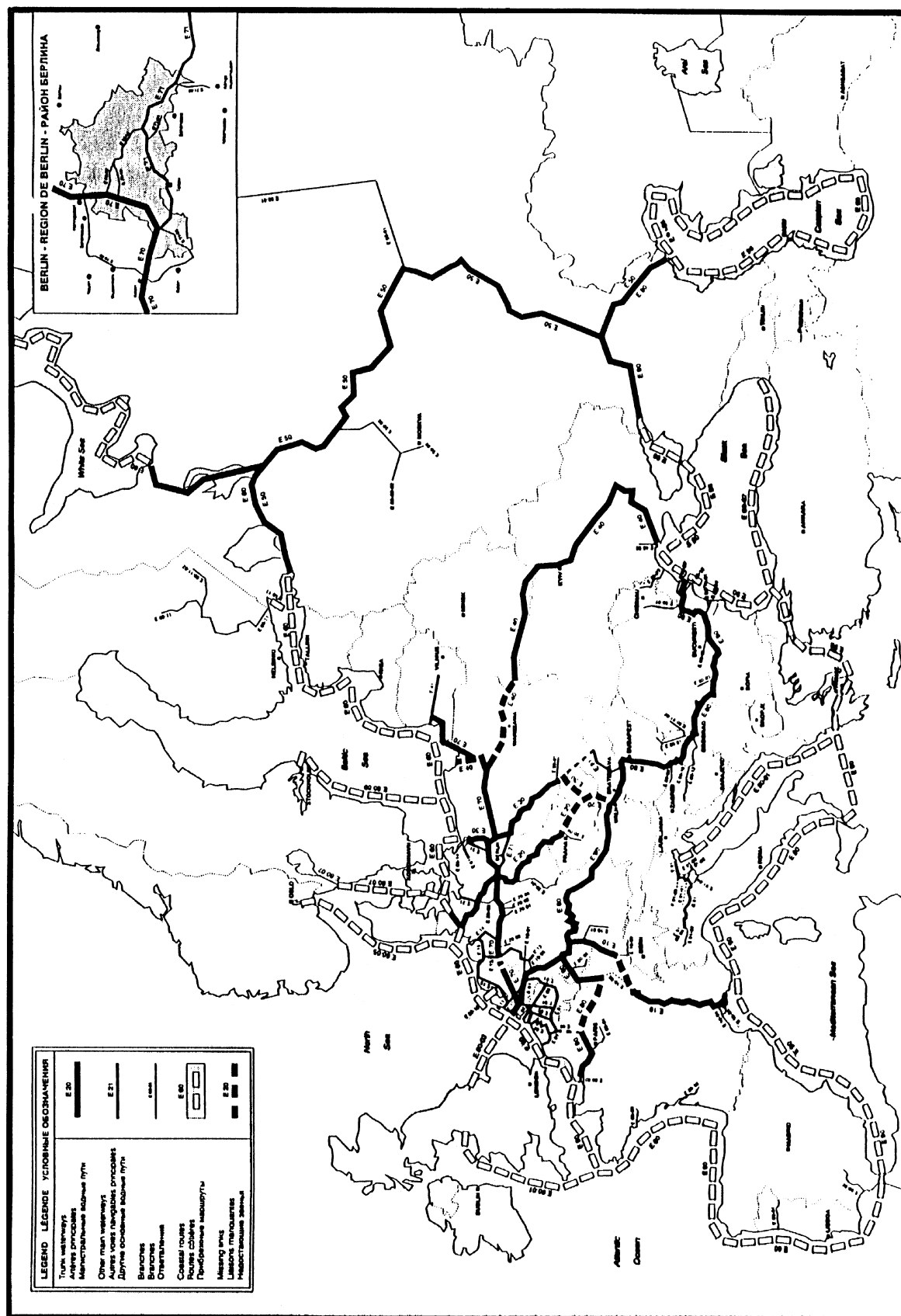
Standard R-M	Parameters R-MNLpod			Clearance bridge height (m)
	length (m)	breadth (m)	draught (m)	
1	90	13	3.5-4.5	7.0-9.1
2	135	16	3.5-4.5	9.1
3	135	22.8	4.5	9.1

The mentioned suggestion doesn't accept possibility of short-sea shipping of combined motor cargo ships on trans-European waterways Rhine-Main-canal-Danube. That is why we modified suggestion of three introduced standards of motor cargo ships in the following list:

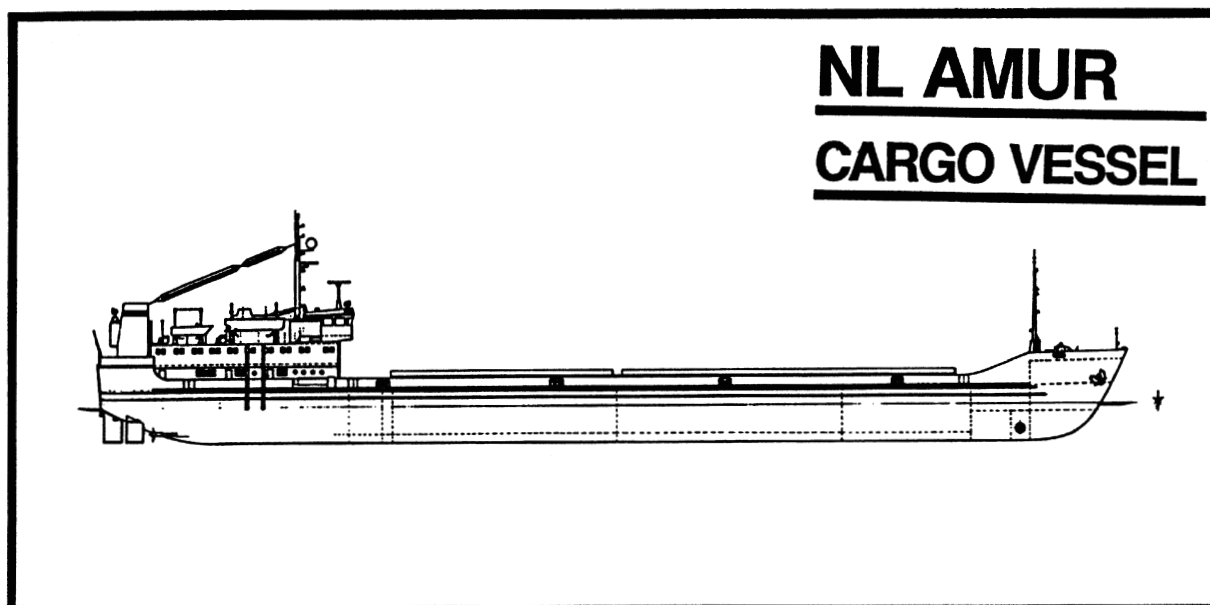
Standard R-M	Parameters R-MNLpod			Clearance bridge height (m)
	length (m)	breadth (m)	draught (m)	
1	90-110	11.4-13	3.5-4.5	7.0-9.1
2	135	16	3.5-4.5	9.1
3	135-140	22.8-24.0	3.5-4.5	9.1

Except expanding of classification of European waterways of international importance (marks E) and parameters' limitation of ships and pushing vessels formation of "river-sea" type, it is important to concentrate in the future on both ports' state and equipment, which will operate such vessels, and logistics systems of the whole "river-marine" route.

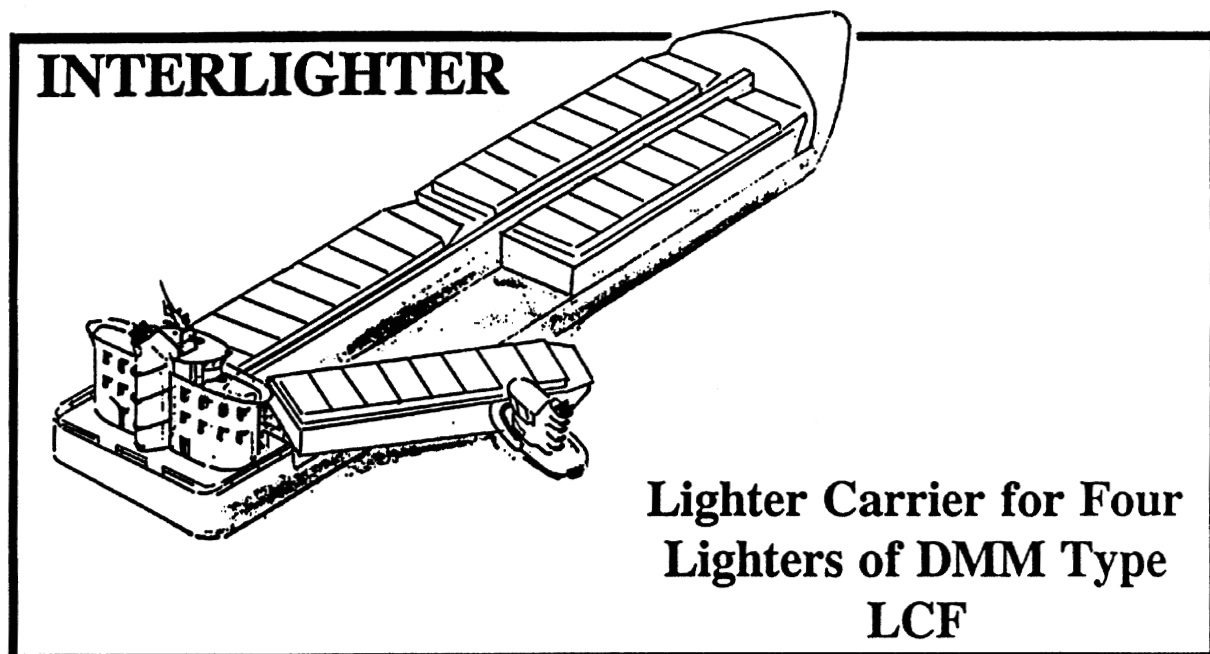
According to submitted research it is actually possible to come to the conclusion that in a particular (regional) fixed situation, transport costs can be 10 – 15 % lower using "river-sea" technology by comparison with separate "river-sea" technologies. Perhaps, except pricing down of transport costs, it is necessary to take into account more comparable effects among other types, especially land transport systems and environmental protection. There are turning out effects in connection with organization of transports especially at protecting their regulations by well-known technological schema "from home-to home". This new scheme of transports "river-sea" type involves many organizing and technical questions. The questions are necessary to solve, in part, the human factor, navigation safety and manoeuvre properties of these vessels, which are not inseparable in contemporary conditions.



Sieť hlavných európskych vnútrozemských vodných ciest vrátane pobrežných transverzáľ v zmysle dohody AGN
AGN inland waterway network



Nákladná loď typu Amur pre systémy „rieka-more“



Materská kontajnerová loď typu LCF pre námornú prepravu štyroch člnových kontajnerov typu DMM

Ján Čelko – Jarmila Cardosoová *

VPLYV ZÁPORNÝCH TEPLÔT NA KOEFICIENT TEPELNEJ VODIVOSTI CESTNÝCH STAVEBNÝCH MATERIÁLOV

THE INFLUENCE OF NEGATIVE TEMPERATURES ON THE HEAT CONDUCTIVITY FACTOR OF ROAD-BUILDING MATERIALS

Posudzovanie vozoviek z hľadiska ochrany pred účinkami mrazu je dôležitým prvkom hodnotenia ich konštrukcie. Klimatické podmienky Slovenska spôsobujú počas zimného obdobia niekoľko cyklov premrzania vozovky a jej podložia. Tento jav je nebezpečný z pohľadu deformácií jej povrchu a straty prevádzkovej spôsobilosti. Z toho dôvodu je pre návrh konštrukcie potrebné poznať teplotné charakteristiky materiálov jednotlivých vrstiev. Napriek tomu, že v procese premrzania sú aktívne charakteristiky v zamrznutom stave, sú merané a hodnotené len v prirodzenom stave. Z toho dôvodu je príspevok zameraný na meranie koeficientu tepelnej vodivosti stavebných materiálov pri zápornej teplote metódou nestacionárneho tepelného toku. Pre analýzu boli vybraté asfaltové zmesi, používané na kryty vozoviek a niektoré druhy zemín podložia.

1. Úvod

Teplotné charakteristiky cestných stavebných materiálov sú veľmi dôležité pre návrh vozovky z hľadiska jej ochrany pred účinkami premrzania podložia. Napriek tomu, že v procese premrzania sú materiály konštrukcie vozovky a podložia v zamrznutom stave, sú merané a hodnotené len v prirodzenom stave. Z toho dôvodu je na pracovisku autorov už niekoľko rokov kladený dôraz na meranie koeficientu tepelnej vodivosti stavebných materiálov pri zápornej teplote.

Na Slovensku je používaných niekoľko normových metód pre meranie koeficientu tepelnej vodivosti. Pre meranie materiálov v zamrznutom stave bola vybraná metóda nestacionárneho tepelného toku [1], [2], ktorá bola niekoľko rokov overovaná na Žilinskej univerzite v rámci riešenia výskumných úloh.

2. Fyzikálny princíp metódy

V stavebných materiáloch je teplo šírené takmer výlučne vedením. Z toho dôvodu je fyzikálnym základom metódy jednosmerné šírenie tepla, definované Fourierom:

$$q|_{x,t} = -\lambda \cdot \frac{\partial T|_{x,t}}{\partial x} \quad (1)$$

Appraisal of pavement from preservation against frost influence point of view is important point of its structure evaluation. The Slovak climatic conditions originate the same cycles of pavement and subgrade freezing during a winter period. This effect is dangerous from surface deformation and loss of serviceability point of view. Therefore is necessary to know the thermo-technical properties of layers' materials for structure design. The values in nature state are measured and evaluated only, although during freezing process the characteristics in frozen state are active. Therefore an article deals with measuring of a heat conductivity factor of building materials during negative temperature by method of non-stationary thermal flow. The asphalt mixtures used for pavement wearing courses and some type of subgrade soils were selected for analysis.

1. Introduction

The thermal characteristics of road-building materials are very important for design of pavement from protection against the frost penetration into subgrade point of view. The values in a natural state are measured and evaluated only, although during the freezing process the pavement materials and subgrade are in frozen state. Therefore, for a few years the attention has been paid to the measurement of heat conductivity factor of building materials by negative temperature.

Some standard methods for measuring the heat conductivity factor are used in Slovakia. The method of non-stationary thermal flow [1], which was verified many years in UTC Zilina and was based on many measurements within the framework of research work solution, was selected for measurement of materials in frost phase [2].

2 The physical principle of methodology

In building materials is heat spreading almost exclusively by conduction. Therefore, the physical basis of method is Fourier flow of one-direct thermal spreading:

$$q|_{x,t} = -\lambda \cdot \frac{\partial T|_{x,t}}{\partial x} \quad (1)$$

* Ján Čelko, Jarmila Cardosoová

University of Zilina, Civil Engineering Faculty, Department of Highway Engineering
Tel./Fax: ++421-89-724 3351, E-mail: jcelko@fstav.utc.sk

kde: $q|_{x,t}$ – hustota tepelného toku, $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$
 λ – koeficient tepelnej vodivosti, $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
 $\frac{\partial T|_{x,t}}{\partial x}$ – teplotný gradient v úrovni x a čase t , $^{\circ}\text{C}$.

Teplotné pomery sa v sledovanej oblasti menia podľa vzťahu (2):

$$\frac{\partial q|_{x,t}}{\partial x} = -\rho \cdot c \cdot \frac{\partial T|_{x,t}}{\partial t} \quad (2)$$

kde: ρ – objemová hmotnosť, $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$
 c – merná tepelná kapacita, $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$.

Zo vzťahov (1) a (2) získame rovnicu (3), popisujúcu vývoj teplotného poľa, z ktorej je možné vypočítať koeficient tepelnej vodivosti λ .

$$\frac{\partial T|_{x,t}}{\partial t} = \frac{\lambda}{\rho \cdot c} \cdot \frac{\partial^2 T|_{x,t}}{\partial x^2} \quad (3)$$

Počiatkové podmienky

Numerické riešenie vzťahu (3) je založené na princípe merania koeficientu tepelnej vodivosti [3]. Vzorka je umiestnená v tepelne izolovanej nádobe. Zaznamenávaná je teplota na spodnej ploche vzorky, pričom na jej povrchu je udržiavaná teplota konštantná. Pre meranie boli určené nasledovné počiatkové podmienky:

$$\begin{aligned} T(x,0) &= T_o \\ T(0,t) &= T_M \\ q(h) &= 0, \end{aligned} \quad (4)$$

kde: T_o – počiatková teplota vzorky, $^{\circ}\text{C}$
 T_M – konštantná teplota na povrchu vzorky, $^{\circ}\text{C}$
 h – hrúbka vzorky, m
 x – hodnotená úroveň, m
 t – čas, s
 q – hustota tepelného toku na spodnej ploche vzorky, $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$.

Vzorka je rozdelená na n vrstiev s hrúbkou vrstvy Δx . Počítaný je časový interval Δt medzi 10 % a 50 % poklesom počiatkového teplotného gradientu na spodnej ploche vzorky. Porovnaním teoretickej a vypočítanej hodnoty bol pre výpočet koeficientu tepelnej vodivosti λ získaný vzťah:

$$\lambda = 0,249 \cdot \frac{h^2}{\Delta t} \cdot \rho \cdot c, \quad (5)$$

kde symboly sú zrejmé z predošlého.

Okrajové podmienky

Na meranie materiálov v prirodzenom stave je používaná počiatková teplota vzorky 20°C a teplota na povrchu vzorky 0°C . Ako médium pre zabezpečenie konštantnej povrchovej teploty sa používa zmes vody a ľadu. Problém vzniká v prípade merania materiálov v zamrznutom stave. V prvom rade musí byť zabezpečený teplotný rozdiel medzi vzorkou a médiom minimálne 10°C . Z fyzikálneho hľadiska nie je podstatné, či je vzorka schladzovaná alebo zahrievaná, ale z pohľadu nebezpečia vzniku latentného tepla je

where: $q|_{x,t}$ – density of thermal flow, $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$
 λ – heat conductivity factor, $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
 $\frac{\partial T|_{x,t}}{\partial x}$ – temperature gradient in level x and time t , $^{\circ}\text{C}$.

Temperature relation of area is changed by equation (2):

$$\frac{\partial q|_{x,t}}{\partial x} = -\rho \cdot c \cdot \frac{\partial T|_{x,t}}{\partial t} \quad (2)$$

where: ρ – mass density, $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$
 c – specific heat capacity, $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$.

From (1) and (2) we can obtain an equation (3) describing a development of a temperature field, from which the heat conductivity factor λ can be calculated.

$$\frac{\partial T|_{x,t}}{\partial t} = \frac{\lambda}{\rho \cdot c} \cdot \frac{\partial^2 T|_{x,t}}{\partial x^2} \quad (3)$$

The initial conditions

Numerical solution of equation (3) is based on principles of a heat conductivity factor measuring [3]. A sample is located to the heat-isolated vessel. A temperature on the bottom site of sample is registered while keeping a constant temperature on the top site. The next initial conditions were determined:

$$\begin{aligned} T(x,0) &= T_o \\ T(0,t) &= T_M \\ q(h) &= 0 \end{aligned} \quad (4)$$

where: T_o – initial temperature of sample, $^{\circ}\text{C}$
 T_M – constant temperature on the top of sample, $^{\circ}\text{C}$
 h – thickness of samples, m
 x – evaluated point, m
 t – time, s
 q – heat flow density on the sample bottom area, $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$.

The sample is divided to n -layers system with thickness of layer Δx . The time interval Δt between 10 % and 50 % decrease of initial temperature gradient on the bottom of the sample is calculated. Comparing theoretical and experimental values, the final equation for factor λ calculation was created:

$$\lambda = 0.249 \cdot \frac{h^2}{\Delta t} \cdot \rho \cdot c, \quad (5)$$

where all symbols are already known.

The border conditions

For measuring of material in a natural state the initial temperature of sample 20°C and constant temperature on a top of sample 0°C are used. The mixture of water and ice is used as a medium for assurance of the constant sample surface temperature. The problem arises in the case of measuring the material in the frozen phase. At first the temperature difference between sample and medium must be minimal 10°C . From a physical point of view is not decisive if the sample is cooled or warmed, but from

veľmi dôležité, aby nebola zasiahnutá hranica nulovej teploty. Nasiakavé stavebné materiály nemôžu počas merania prechádzať nulovou izotermou, maximálna teplota vzorky musí byť nižšia ako $-3\text{ }^{\circ}\text{C}$. Predovšetkým v zeminách dochádza k fázovej premene vody už pri teplotách od $-1\text{ }^{\circ}\text{C}$ do $-3\text{ }^{\circ}\text{C}$, čo môže mať rozhodujúci vplyv na namerané výsledky. Z tohto dôvodu sa pre meranie používa teplotný rozsah od $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ do $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Veľmi závažným problémom je výber typu média pre zabezpečenie konštantnej teploty na povrchu vzorky. Na základe odskúšania rôznych typov nemrznúcich kvapalín bol vybratý klasický soľný roztok. Zvolený bol 30 % roztok, ktorý zabezpečil tekutý stav média v meranom časovom rozsahu. Médium je kontinuálne miešané pre zabezpečenie rovnomernej distribúcie teploty po povrchu meranej vzorky. Na základe uvedených faktov boli odskúšané nasledovné kombinácie okrajových podmienok:

- teplota vzorky a vo vnútri klimatickej skrine $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$, teplota média $-17\text{ }^{\circ}\text{C}$
- teplota vzorky a vo vnútri klimatickej skrine $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$, teplota média $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Variant a) zabezpečil konštantnú teplotu maximálne počas 15 minút, čo je na meranie nedostatočná doba. Preto boli pre rutinné meranie zvolené nasledovné teploty:

- Teplota vzorky $-18\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 2\text{ }^{\circ}\text{C}$.
- Teplota v klimatickej skrini $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$.
- Teplota média $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Dôležitou podmienkou merania je konštantná teplota celého systému. Vzorka je umiestnená spolu s meracou aparaturou na 24 hodín do klimatickej skrine, v ktorej je potom realizované aj vlastné meranie. Bezprostredne na povrch vzorky je umiestnené zahrievacie zariadenie, zabezpečujúce konštantnú teplotu média. Celá súprava je riadená elektronicky so zaznamenávaním teploty média v priebehu merania.

3. Meranie tepelnej kapacity

Merná tepelná kapacita 'c' je základným vstupným parametrom pre výpočet koeficientu tepelnej vodivosti a je určená pre každú vzorku. Výpočet jej hodnoty pre zamrznuté materiály nie je možný z hodnoty suchého materiálu. Analógia s výpočtom hodnoty tepelnej kapacity pre vlhké vzorky pri kladných teplotách nebola výskumom potvrdená.

Tepelná kapacita je meraná na základe fyzikálnej definície (6). Prestup tepla je určený kalorimetrickou metódou, ktorá predpokladá tepelne izolovaný kalorimeter so vzorkou a médiom. Merná tepelná kapacita je určená pomocou kalorimetrickej rovnice po dosiahnutí teplotnej rovnováhy.

$$c = \frac{1}{m} \cdot \frac{\Delta q}{\Delta T} \quad (6)$$

kde: m - hmotnosť vzorky, kg
 Δq - odovzdané teplo vzorky, J
 ΔT - zmena teploty od odovzdaného tepla, K.

a latent heat standpoint is very important to not touch zero boundary. The absorptive building materials cannot proceed through zero point during measurement. The maximal temperature of sample must be below $-3\text{ }^{\circ}\text{C}$. Above all the soils the water phase change occurs in temperatures from $-1\text{ }^{\circ}\text{C}$ to $-3\text{ }^{\circ}\text{C}$, which has an ultimate influence to measure results. Therefore the temperatures ranging from $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ to $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ were used for measuring.

A very important problem of measurement was a medium for assuring the constant temperature of a sample top. After experiments with different types of non-freezing liquids classic salt water was selected. The 30 % salt solution that secures a permanent liquid state of medium in measuring range was selected. The medium is uninterruptedly mixed for equitable distribution of temperature on top of sample. For these reasons the next variants were examined:

- temperature of sample and inside of climatic chamber $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$, temperature of medium $-17\text{ }^{\circ}\text{C}$
- temperature of sample and inside of climatic chamber $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$, temperature of medium $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$

The variant a) secures a constant temperature maximum 15 minutes, which is a short time for measuring. Therefore, the next temperatures were selected for routine measurements:

- temperature of sample $-18\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 2\text{ }^{\circ}\text{C}$.
- temperature in climatic chamber $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$.
- temperature of medium $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

An important condition of measurement is the constant temperature of the whole system. The sample with measuring apparatus is placed for 24 hours into a climatic chamber in which a measurement is realised after this time, too. Warming apparatus localised immediately above a surface of sample ensures the constant temperature of medium. An electronic recorder that registered a temperature of medium during measurement controls the apparatus.

3. The measuring of the heat capacity

The heat capacity 'c' as a basic input parameter for heat conductivity factor calculation is a determinate for each sample. The calculation of frozen material value is not possible from value of dry natural material. An analogy with calculation the heat capacity of wet material during positive temperature is not confirmed by research.

The heat capacity is measured on the base of physical definition (6). The transmitted heat is determined by calorimetric method, which assumes the heat-isolated calorimeter with sample and medium. The specific heat capacity is determined by calorimetric equation after achievement of temperatures' balance.

$$c = \frac{1}{m} \cdot \frac{\Delta q}{\Delta T} \quad (6)$$

where: m - mass of the sample, kg
 Δq - transmitted heat to sample, J
 ΔT - change of temperature for transmitted heat, K.

4. Meranie koeficientu tepelnej vodivosti

Príspevok sa venuje koeficientu tepelnej vodivosti vybraných cestných stavebných materiálov. Prvým materiálom sú asfaltové zmesi, druhým zeminy podložie. Ďalšie materiály sú analyzované v súčasnosti v rámci práce na grantovej výskumnej úlohe.

Asfaltové zmesi

Pre meranie boli zvolené asfaltové zmesi, obsahujúce modifikovaný asfalt (vzorky 1, 2) a klasický asfalt (vzorka 3). Zmesi s modifikovaným spojivom sú v súčasnosti viac používané ako zmesi s klasickým spojivom pre ich lepšie deformačné charakteristiky. Porovnanie teplo-technických vlastností je jedným z cieľov súčasných výskumných aktivít na katedre. Základné údaje o zložení meraných zmesí sú uvedené v tab. 1.

Zloženie asfaltových zmesí

The composition of asphalt mixtures

Tab. 1

Table 1

Zmes / Mixture	AKMS 1		AKMS 2		AKMS 3	
Kamenivo / Aggregate	Lošonec	8-11 - 42.0 %	Malužiná	11-16 - 5.5 %	Malužiná	11-16 - 5.5 %
	Lošonec	4-8 - 18.7 %	Malužiná	8-11 - 41.5 %	Malužiná	8-11 - 41.5 %
	Buková	0-4 - 23.3 %	Malužiná	4-8 - 20.0 %	Malužiná	4-8 - 20.0 %
	VJM Žirany	- 9.3 %	Varin	2-4 - 8.5 %	Varin	2-4 - 8.5 %
			Varin	0-2 - 14.5 %	Varin	0-2 - 14.5 %
			Filler L. Lúčka	- 10.0 %	Filler L. Lúčka	- 10.0 %
Asfalt / Asphalt	Apollobit MCA	80 - 6.7 %	Apollobit MCA	80 - 6.5 %	AP 80	- 6.5 %
Prísada / Ingredient			Technocel	- 0.4 %	Technocel	- 0.4 %

Merania potvrdili nepodstatné rozdiely medzi teplotnými vlastnosťami suchých a zamrznutých materiálov. Na základe fyzikálnej podstaty zmesi z toho vyplýva, že nie je potrebné uvažovať s vplyvom teploty na koeficient tepelnej vodivosti v zimných podmienkach.

Použitie rôznych spojív ukázalo, že modifikované asfalty nemajú podstatný vplyv na koeficient tepelnej vodivosti asfaltových zmesí. Maximálny rozdiel je okolo 10 %. Porovnanie nameňovaných a normových hodnôt naznačuje, že je potrebné spresniť výpočtové hodnoty pre AKM. Hodnota koeficientu tepelnej vodivosti $1,40 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ bola potvrdená len pri zmesi 1. Pri ďalších zmesiach bola prekročená o 25 - 80 %, čo nie je zanedbateľná hodnota. Výsledky meraní sú uvedené v tab. 2 a na obr. 1.

Koeficient tepelnej vodivosti asfaltových zmesí

Tab. 2

Zmes	Tepelná kapacita, $\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$	Koeficient tepelnej vodivosti, $\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$	
		suchá vzorka	zamrznutá vzorka
AKMS-1	1198	1,46	1,36
AKMS-2	1338	2,06	2,01
AKMS-3	1171	1,74	1,85

4. The measuring of the heat conductivity factor

The article treats the heat conductivity factor of selected road building materials. The first material is asphalt mixtures, second is soil of pavement subgrade. Other materials are analysed in frame of the grant research project in this time.

Asphalt mixtures

The asphalt mixtures containing the modified asphalt (sample 1, 2) and classic asphalt (sample 3) were selected for measuring. The mixtures with modified asphalt are using more in this time than with classic asphalt for better deformation characteristics. The comparison of thermal-technical properties is one from aims of recent research activities of our department. The basic composition of measured mixtures is described in Table 1.

The measurements have sustained irrelevant differences between thermal-technical characteristics of dry and frozen materials. In terms of physical essence of mixture it was determined that it is not necessary to regard the temperature influence on the heat conductivity factor in winter conditions.

In terms of the used binder the measurements showed that modified asphalt doesn't essentially influence the heat conductivity factor of asphalt mixture. The maximal difference is about 10 %. The comparison of measured and standard values indicates that standard values for mixtures AKM is necessary to be more accurate. Presented values of heat conductivity factor $1.40 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ were exhibited for mixture number 1 only. The values of other test mixtures exceeded 25 - 80 %, which are not negligible values. The results are presented in Table 2 and on Fig. 1.

The heat conductivity factor of asphalt mixtures

Table 2

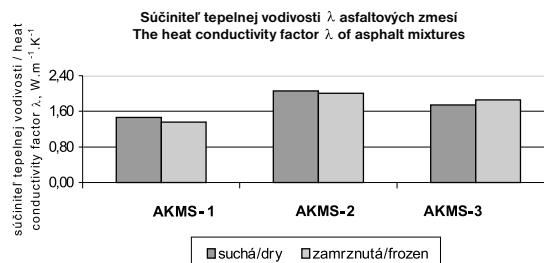
Mixture	Heat capacity, $\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$	Heat conductivity factor, $\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$	
		Dry phase	Frozen phase
AKMS-1	1198	1.46	1.36
AKMS-2	1338	2.06	2.01
AKMS-3	1171	1.74	1.85

Zeminy podložia

Pre analýzu boli vybrané 4 druhy zemín podložia. Zvolené boli najčastejšie sa vyskytujúce zeminy z rôznych lokalít Slovenska. Základné parametre materiálov sú uvedené v tab. 3.

Hodnoty sledovaných charakteristík boli stanovené na vzorkách v suchom stave, pri optimálnej vlhkosti a v zamrznutom stave.

Získané hodnoty mernej tepelnej kapacity a koeficientu tepelnej vodivosti sú uvedené v tab. 4 a na obr. 2. Zeminy 1-3 sú veľmi podobné súdržné zeminy, zemina 4 je nesúdržný štrkový íl s rozdielnou granulometriou. Z toho vyplývajú tiež rozdielne teplotné vlastnosti.



Obr. 1. Koeficient tepelnej vodivosti asfaltových zmesí
Fig. 1. The heat conductivity factor of asphalt mixtures

The soils of subgrade

The four types of subgrade soil were selected for analysis. The option includes the most used types of soils from different localities in Slovakia. The basic parameters of materials are presented in Table 3.

The values of observed characteristics were determined on samples in the dry phase, in phase of natural moisture and after freezing. Obtained values of the heat capacity and the heat conductivity factors are presented in Table 4 and on Fig. 2. The soils 1-3 were very similar, coherent soils; soil 4 was non-coherent gravel loam with different grading. It follows the different thermal-technical properties, too.

Základné parametre zemín

Tab. 3

Vzorka	1	2	3	4
Názov	íl so strednou plasticitou F6 CI	íl s vysokou plasticitou F8 CH	íl piesčitý I F4 CS ₁	íl štrkový F2 CG
Optimálna vlhkosť	17,5 %	25,5 %	16,2 %	16,0 %
Maximálna objemová hmotnosť	1740 kg.m ⁻³	1530 kg.m ⁻³	1770 kg.m ⁻³	1710 kg.m ⁻³
Namrzavosť	namrzavá až nebezpečne namrzavá	namrzavá až nebezpečne namrzavá	mierne namrzavá	stredno-plastická, nebezpečne namrzavá

The basic parameters of soils

Table 3

Sample	1	2	3	4
Name	Loam with middle plasticity F6 CI	Loam with high plasticity F8 CH	Sandy loam I F4 CS1	Gravel loam F2 CG
Optimal moisture	17.5 %	25.5 %	16.2 %	16.0 %
Maximal mass density	1740 kg.m ⁻³	1530 kg.m ⁻³	1770 kg.m ⁻³	1710 kg.m ⁻³
Frost susceptibility	susceptible till danger susceptible	susceptible till danger susceptible	middle susceptible	danger susceptible

Teplotné vlastnosti zemín

Tab. 4

Zemina	Tepelná kapacita, J.kg ⁻¹ .K ⁻¹			Koeficient tepelnej vodivosti, W.m ⁻¹ .K ⁻¹		
	suchá	vlhká	zamrznutá	suchá	vlhká	zamrznutá
1	733	1267	757	0,22	1,18	0,73
2	511	1265	713	0,12	0,77	0,52
3	624	1135	715	0,21	1,20	0,94
4	1710	1936	1464	0,58	1,13	0,64

Koeficient tepelnej vodivosti suchých zemín sa pohybuje v rozsahu 0,1 až 0,6 W.m⁻¹.K⁻¹ a vlhkých zemín 0,7 až 1,2 W.m⁻¹.K⁻¹. To poukazuje na ich rôznorodosť. Zeminy podobného typu majú rôzne fyzikálne vlastnosti, čo komplikuje možnosť generalizovania ich teplotných charakteristík.

The heat conductivity factor of dry soils ranges from 0.1 to 0.6 W.m⁻¹.K⁻¹ and of moist soil ranges from 0.7 to 1.2 W.m⁻¹.K⁻¹. It shows the soil diversity. The soils of similar type have the different physical properties and it obstructs the possibility to generalize thermal technical characteristics.

The thermal-technical properties of soils

Table 4

Soil	Heat capacity, $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$			Heat conductivity factor, $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$		
	Dry	Moist	Frozen	Dry	Moist	Frozen
1	733	1267	757	0.22	1.18	0.73
2	511	1265	713	0.12	0.77	0.52
3	624	1135	715	0.21	1.20	0.94
4	1710	1936	1464	0.58	1.13	0.64

Hodnoty koeficientu tepelnej vodivosti zamrznutých zemín sú v zásade o 300 – 400 % vyššie ako nezamrznutých. Merania ukázali, že hodnoty koeficientu tepelnej vodivosti zamrznutých zemín sa približujú k hodnotám vlhkých zemín, ale ich nedosahujú. Rozdiel je len pri zemine 4, ktorá je minimálne nasiakavá. Hodnoty pre suchú a zamrznutú vzorku sú v tomto prípade veľmi podobné.

Celkové hodnotenie

Získané výsledky meraní koeficientu tepelnej vodivosti poukazujú na rezervy metodiky na posudzovanie konštrukcie vozovky z hľadiska tepelného odporu. Normové hodnoty nereagujú vždy na nepriaznivé podmienky v konštrukcii a mnohokrát sú podhodnotené. Nameňované hodnoty zodpovedali návrhovým u zemín podložia, pri asfaltových zmesiach boli zistené značné rozdiely. Uvedené konštatovania podporuje aj stav cestnej siete na Slovensku, predovšetkým po ukončení zimného obdobia.

5. Závery

Porovnanie nameraných hodnôt s návrhovými potvrdzuje ich platnosť pre zeminy podložia, pre ktoré sú teplotné vlastnosti významných parametrom. V závislosti od ich hodnoty vznikajú deformácie povrchu a strata prevádzkovej spôsobilosti. Značná pozornosť musí byť venovaná vzťahu medzi koeficientom tepelnej vodivosti a vlhkosťou. Nárastom vlhkosti bol potvrdený nárast koeficientu tepelnej vodivosti v niektorých prípadoch až o 800 % a prezentované hodnoty potvrdili dôsledok vplyvu vlhkosti zeminy podložia na vznik deformácií v zimnom a jarnom období.

Popísaná metóda hodnotenia koeficientu tepelnej vodivosti λ je ekonomická a časovo nenáročná. Určuje sledované charakteristiky v reálnych podmienkach konštrukcie vozovky. V súčasnosti sú uskutočňované merania koeficientu tepelnej vodivosti materiálov podkladných vrstiev. Pozornosť je tiež venovaná vzťahu medzi mernou tepelnou kapacitou a teplotou vzorky. Vzťah môže mať vplyv na skutočnú hodnotu koeficientu λ pri záporných teplotách, aj keď nepredpokladáme výrazné ovplyvnenie teoretických hodnôt.

The values of the heat conductivity factor of frozen samples are mentioned approximately about 300 – 400 % upper than values of non-frozen samples. The measurements have showed that the value of the heat conductivity factor of frozen soils approaches the value of moist soil but doesn't exceed it. The fact is different only in soil 4, which is a little absorptive. The values for dry and frozen sample are very close.

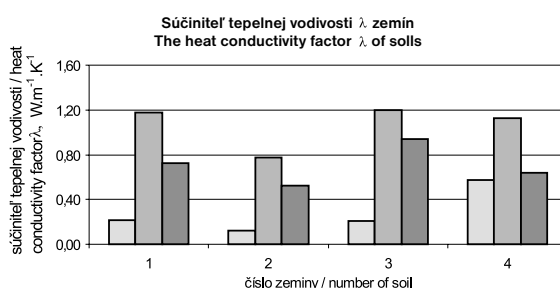
The total evaluation

The obtained values of the heat conductivity factors advert to the reserve of the appraisal methodology of the pavement structure from thermal resistance point of view. The standard values of the heat conductivity factor don't respond to the most unfavourable conditions in the road structure, and they are, many times, underestimated. The determined values respond designed values in full-scale for subgrade soils only, for asphalt mixtures considerable differences were found. The pavement's status of road network in Slovakia support this sentences, mainly after wintertime.

5. Conclusions

The comparison of measured and design values conforms their exact estimate for subgrade soil. The thermal-technical characteristics are significant parameters for subgrade soils. In consequence of this the road deformations originate and road serviceability and performance is lost. The attention was devoted to the relation between the heat conductivity factor and moisture. The increase of the heat conductivity factor was confirmed sometimes more than 800 %. Present results verify the weight of moisture influence of subgrade soil on the deformations incipient in wintertime and springtime.

The described method of evaluation of the heat conductivity factor λ method is economically and timely undemanding. The method determines conditions that correspond to real conditions in pavement structure. In this time the measurements of the heat conductivity factor of sub-base materials are realised. Attention is also paid to the determination of relation between specific heat capacity and a temperature of the sample. That relation can have an influence to the immediate value of coefficient λ at a definite negative temperature. We do not assume an influence that will have an expressive effect to present values.



Obr. 2. Koeficient tepelnej vodivosti zemín
Fig. 2. The heat conductivity factor of soils

6. Literatúra – References

- [1] ČÁP, I.: *Meranie súčiniteľa tepelnej vodivosti λ metódou nestacionárneho tepelného toku*. Závěrečná správa výskumnej úlohy R12-127-005-03-E02, Žilina, VŠDS 1983. (Measurement of heat conductivity factor λ by using of non-stationary heat flow method. The final report from research work R12-127-005-03-E02, Žilina, UTC 1983).
- [2] STN 721105 *Stanovenie súčiniteľa tepelnej vodivosti metódou nestacionárneho tepelného toku*. Vydavateľstvi norem Praha, 1991. (Determination of heat conductivity factor by method of the non-stationary heat flow. Slovak standard). Vydavateľstvi norem Praha, 1991.
- [3] ČELKO, J. a kol.: *Analýza vplyvu mechaniky cestných vozoviek na stav ich povrchu*. Správa pre záverečnú oponentúru grantovej úlohy 1/4145/97. (The analysis of the influence of pavement mechanics to the surface conditions. Final report of grant project). 99 strán, ŽU 12/1999.

Libor Ižvolt – Milan Mikšík *

DIAGNOSTIKA DEFORMAČNÝCH VLASTNOSTÍ ZRNITÝCH MATERIÁLOV

DIAGNOSTICS OF THE DEFORMATION PROPERTIES OF GRAINED MATERIALS

V oblasti spodnej stavby líniových a pozemných stavebných diel majú v rámci materiálovej základne výrazné zastúpenie prírodné zrnité materiály. Pri nadštandardnej ponuke dodávateľov týchto materiálov je potrebné stanoviť hlavne ich možnosti aplikácií do konštrukcie dopravnej cesty. Posúdenie vhodnosti použitia prírodných zrnitých materiálov je možné v laboratórnych podmienkach na základe zistenia ich deformačných vlastností a ich diagnostiky. V príspevku je charakterizovaný metodický postup aplikovateľný pre komplexné posúdenie vhodnosti rôznych materiálov použiteľných do konštrukčných vrstiev dopravnej cesty alebo ako diagnostika stavebného diela pred jeho uvedením do prevádzky. Aplikáciou tohto postupu sa môže posúdiť nielen kvalita dodávaných materiálov pre realizáciu stavebného diela ako základného predpokladu kvality celej konštrukcie dopravnej cesty, ale pre dodávateľov týchto materiálov je možnosť dokladovať ich kvalitu pri svojej trhovej ponuke v rámci konkurzného konania.

1. Úvod

Kvalita stavebného diela pri uvedení do prevádzky je podmienená komplexným prieskumom lokality diela, bezpečným návrhom a dimenzovaním konštrukcie diela, dodržaním všetkých technologických zásad pri realizácii diela ako aj nekompromisnou diagnostikou diela pred uvedením do prevádzky.

Veľmi dôležitým predpokladom, ovplyvňujúcim dimenzovanie a súčasne aj realizáciu stavebného diela je kvalita dodávaných materiálov k realizácii stavebného diela. Tento predpoklad a úspech dodávateľa na trhu s materiálmi ako výrobkami vedie ku skutočnosti, že pružní dodávateľia materiálov dokladujú v rámci svojej trhovej ponuky okrem protokolov o kvalite výrobku tiež možnosti, a tým vhodnosti aplikácie týchto výrobkov pri dodržaní kvality konštrukcie, ktorej súčasťou bude dodávaný materiál.

V oblasti spodnej stavby líniových a pozemných stavebných diel majú v rámci materiálovej základne výrazné zastúpenie prírodné zrnité materiály. Nadštandardná ponuka dodávateľov týchto materiálov obsahuje hlavne možnosti aplikácií podľa deformačných vlastností materiálov na základe diagnostiky v laboratórnych podmienkach.

In the field of substructure of line and ground building works, natural grained materials have considerable representation in the material basis. During the exclusive offer of these materials suppliers, it is necessary to determine the possibilities of material use into traffic-way structure. The suitability of using natural-grained materials can be judged in laboratory conditions. In the paper a method is characterised to be applicable for the complex judgement of various material use in construction layers of the traffic way or for diagnostics of the building works before their opening. Material suppliers can document the quality of the supplied material as a basic presumption of the whole traffic works, which can be judged not only with this method application but also in its marked offer documentation.

1. Introduction

The performance quality of building works is conditional on a complex locality investigation, an unfailing opinion and structure dimensioning, a keeping in all the technology principles and on uncompromising diagnostics of the works before its opening.

The quality of supplied materials is a very important presumption to influence the dimensioning as well as the building works realisation. The supplier success in the material market assumes to offer not only the protocols concerning to the product quality but also application possibilities and suitability of these products (materials) and so a structure quality, which components are supplied.

Concerning to the material basis, natural-grained material has considerable representation in the substructure of line and ground-building works. An exclusive offer of the material suppliers contains mainly application possibilities based on deformation properties of the material found out in the laboratory conditions.

2. Complex methodical procedure

Complex diagnostics of deformation properties of the grained material is in finding the following properties out:

* Assoc. Prof. Eng. Libor Ižvolt, PhD., Assoc. Prof. Eng. Milan Mikšík, PhD.

University of Žilina, Faculty of Civil Engineering, Department of the Railway Engineering and Track Management, Komenského 52, SK-01026 Žilina, Slovak Republic, Tel.: ++421-89-7634818, +421-89-7243374, Fax: ++421-89-7233502, E-mail: kzs@fstav.etc.sk

2. Komplexný metodický postup

Komplexná diagnostika deformačných vlastností zrnitých materiálov pozostáva zo zisťovania nasledovných vlastností:

- minimálna objemová hmotnosť $\rho_{d,min}$,
- maximálna objemová hmotnosť $\rho_{d,max}$,
- objemová hmotnosť po zžutnení v prirodzenom stave ρ ,
- objemová hmotnosť po zžutnení vo vysušenom stave ρ_d ,
- relatívna uľahlosť I_D ,
- vlhkosť w ,
- metrické poklesy Δ_h ,
- únosnosť, prezentovaná statickým modulom deformácie E_0 (v úrovni zemnej pláne) a E_e (v úrovni konštrukčnej vrstvy),
- nárast únosnosti n_E vo vzťahu k zemnej pláni.

Pre zabezpečenie zistenia všetkých vyššie uvedených deformačných vlastností bol spracovaný celkový postup riešenia:

1. zostavenie skúšobného stendu,
2. stanovenie minimálnej a maximálnej objemovej hmotnosti materiálu jednotlivých skúšobných vzoriek – laboratórna skúška,
3. stanovenie únosnosti zemnej pláne pred každou skúšobnou vzorkou materiálu – statická zaťažovacia skúška,
4. stanovenie metrických poklesov podkladovej vrstvy ako trvalej deformácie materiálu jednotlivých skúšobných vzoriek po zžutnení – technická nivelácia,
5. stanovenie únosnosti celej konštrukcie (zemná pláň + podkladová vrstva) pre jednotlivé skúšobné vzorky – statická zaťažovacia skúška,
6. stanovenie objemových hmotností materiálu podkladovej vrstvy (v prirodzenom a vo vysušenom stave) a vlhkostí pre jednotlivé skúšobné vzorky – laboratórna skúška,
7. stanovenie miery zžutnenia a nárastu únosnosti materiálu podkladovej vrstvy pre jednotlivé skúšobné vzorky – výpočet na základe výsledkov predchádzajúcich deformačných vlastností.

3. Skúšobný stend

Na realizáciu komplexnej diagnostiky deformačných vlastností zrnitých materiálov sa vybudoval skúšobný stend, ktorý pozostáva z dvoch hlavných častí:

- zo skúšobného zariadenia a
- konštrukčných vrstiev železničného spodku v M 1:1.

Skúšobné zariadenie Katedra železničného staviteľstva a traťového hospodárstva tvoria skruže $\varnothing$ 0,80 m, ktorých výška je konštantná – 0,300 m (okrem dna – 0,240 m). Jednotlivé skruže sa nasunú na seba do stanovenej výšky. Celé skúšobné zariadenie je osadené vo vrstve piesku z dôvodu celkovej stabilizácie zariadenia a tlmenia vibrácií pri hutnení materiálov.

Do skúšobného zariadenia sa postupne hutní materiál, ktorý svojimi vlastnosťami a konštrukčným usporiadaním modeluje konštrukcia železničného spodku.

Najskôr je hutnená zemina, ktorá v skúšobnom zariadení simuluje zemnú pláň. Celková konštrukčná hrúbka nahutnenej zeminy je 0,840 m. V dôsledku erozívnej činnosti hutnenia podkladových vrstiev skúšobných materiálov je nutné povrch zemnej pláne pravidelne kontrolovať.

- minimal volume mass $\rho_{d,min}$,
- maximal volume mass $\rho_{d,max}$,
- volume mass after compaction in the natural condition ρ ,
- volume mass after compaction in the drain condition ρ_d ,
- relative depression I_D ,
- moisture w ,
- metric depressions Δ_h ,
- bearing capacity, presented with static deformation modulus E_0 (in the subgrade surface) and E_e (in the structure layer),
- bearing capacity grow n_E in the relation to the subgrade surface.

To find out all above deformation properties, the whole procedure has been prepared:

1. building up the experimental stand,
2. determination of the minimal and maximal volume mass of the material of a particular sample – laboratory test,
3. determination of the surface subgrade bearing capacity before the each sample – static loading test,
4. determination of the metric depressions of the subbase layer after compaction, as the permanent material deformation for the particular samples – technical levelling,
5. determination of the bearing capacity of the whole structure (subgrade surface + subbase layer) for the particular samples – static loading test,
6. determination of volume mass of the subbase layer material (in the natural and drain condition) and moisture for the particular samples – laboratory test,
7. determination of the compaction degree and bearing capacity grow of the subbase layer for the particular samples – calculation according to the above deformation properties.

3. Experimental stand

For the complex diagnostics of grained materials deformation properties it needs to build the experimental stand that contains two main parts:

- an experimental facility,
- model of substructure layers in scale 1:1.

The experimental facility of the Department of Railway Engineering and Track Management are cylindrical segments $\varnothing$ 0.80 m with equal height 0.300 m (besides the bottom – 0.240 m). Particular segments are put upon themselves to the defined height. The whole facility is placed into stand to stabilise and dampen the vibration during material compaction.

Material models the substructure with its properties and construction and is gradually compacted into the experimental facility.

Firstly, soil that simulates the subgrade surface is compacted. The whole construction thickness of compacted soil is 0.840m. In consequence of erosive activity of the subbase layers compaction, it is necessary to regularly control the subgrade surface.

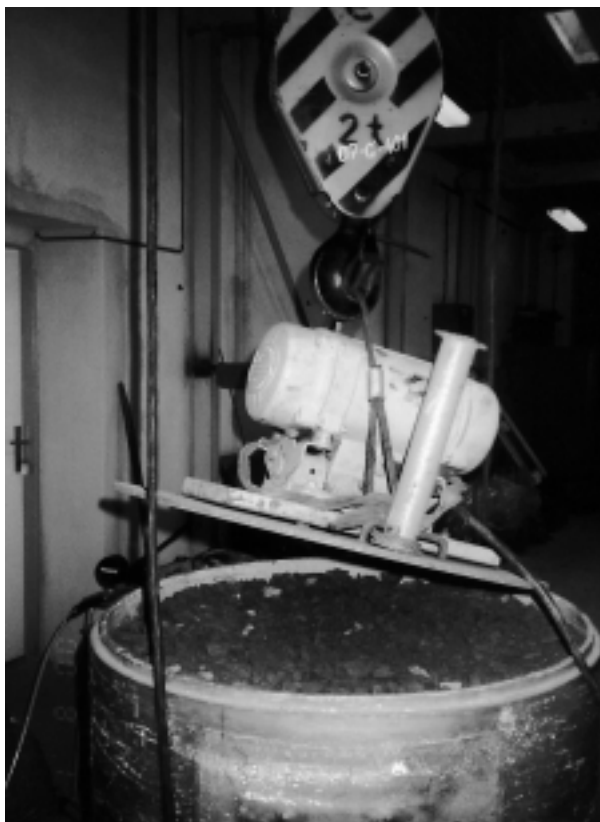
Na konštrukčnú vrstvu zemnej pláne sú postupne hutnené jednotlivé skúšobné materiály konštrukčnej hrúbky 0,300 m. Dávkovanie a hutnenie týchto materiálov do nadstavbovej časti skúšobného zariadenia (tretia skruž) je realizované na dvakrát po vrstvách hrúbky 0,150 m pomocou vibračného hutniaceho zariadenia celkovej hmotnosti 128 kg, ktoré sa skladá z kruhovej dosky priemeru 0,760 m a samotného vibrátora (obr. 1).

Celkový pohľad na skúšobný stend a jeho lokalizáciu na diagnostickom pracovisku je na obr. 2.

4. Metodické postupy zisťovania deformačných vlastností

Minimálna a maximálna objemová hmotnosť

Skúšky minimálnej a maximálnej objemovej hmotnosti sú realizované podľa STN 72 1018 „Laboratórne stanovenie relatívnej uľahlosti nesúdržných zemín“.



Obr. 1. Manipulácia s hutniacim zariadením pred hutnením hornej vrstvy skúšobnej vzorky podkladnej vrstvy

Fig. 1. Compaction machine before the upper layer compaction of subbase layer sample

Trvalá deformácia po zhutnení – technická nivelácia

Trvalá deformácia po zhutnení je zisťovaná formou metrických poklesov, a to aplikáciou technickej nivelácie (niveláčny prístroj s kompenzátorom a niveláčna lata s presnosťou čítania 1 mm).

The particular samples of thickness 0.300m are gradually compacted upon the subgrade surface. The material dosing and compaction is inserted in two layers of thickness 0.150 m into the stand superstructure (the third segment), with vibration compaction machine of the whole mass 128 kg. It consists in the circle board (0.760m and a separate vibrator (Figure 1).

The whole view on the experimental stand and its localisation in the diagnostic laboratory is in the Figure 2.

4. Methodical procedures of finding the deformation properties out

Minimal and maximal volume mass

The tests of minimal and maximal volume mass are realised according to the standard STN 721018 “Determination of a relative depression of incoherent soils in laboratory”



Obr. 2. Celkový pohľad na skúšobný stend

Fig. 2. The whole view to the experimental stand

Permanent deformation after compaction – technical levelling

Metric depressions represent the permanent deformation after compaction and are found with technical levelling out (compensatory level and dot with the reading accuracy 1 mm).

Vzhľadom na to, že je nutné rešpektovať praktické podmienky realizácie hutnenia (hutnenie každej skúšobnej vzorky po vrstvách 0,150 m), je trvalá deformácia zisťovaná v dvoch krokoch vždy po prvom a druhom hutnení. Pre potrebu merania je na skúšobnom zariadení vytvorené geometrické bodové pole so 4 vzťažnými bodmi.

Do stendru je postupne budovaná a urovnávaná prvá vrstva materiálu hrúbky 0,150 m a následne realizované počiatočné meranie výšky $h_{P,1}$ vo všetkých vzťažných bodoch. Hutnenie materiálu je aplikované v 30 sek. intervaloch, pričom hutniaci cyklus je ukončený, keď pokles čítania v každom vzťažnom bode nedosahuje hodnotu väčšiu ako 1 mm. Celkový čas hutnenia prvej vrstvy, ako aj konečné výšky $h_{K,1}$, sú zaevidované do skúšobného protokolu. Rozdielom výšok $h_{P,1}$ a $h_{K,1}$ sú určené metrické poklesy vo všetkých vzťažných bodoch ako aj priemerný metrický pokles prvej vrstvy materiálu vzorky $\Delta_{h,1}$.

Rovnakým spôsobom je následne realizovaný aj druhý krok merania trvalých deformácií, pričom sú evidované hodnoty výšok $h_{P,2}$ a $h_{K,2}$ a sú určené metrické poklesy $\Delta_{h,2}$. Výsledné metrické poklesy Δ_h každej skúšobnej vzorky sú stanovené súčtom metrických poklesov prvého a druhého kroku merania.

Únosnosť - statická zaťažovacia skúška

Pre zistenie únosnosti zemnej pláne pred aplikáciou materiálu každej skúšobnej vzorky, ako aj výslednej konštrukcie po aplikácii a zhutnení materiálu každej skúšobnej vzorky, sú realizované statické zaťažovacie skúšky, ktorých cieľom je zistenie „relatívneho“ modulu deformácie zemnej pláne E_0 a „relatívneho“ ekvivalentného modulu jednotlivých konštrukcií spodnej stavby E_e .

Statické zaťažovacie skúšky sú realizované v súlade s predpisom S4 „Železničný spodok“, príloha 20, pomocou tuhej kruhovej zaťažovacej dosky $\varnothing$ 0,30 m. K vyvodu požadovaného tlaku (0,20 MPa) na tuhú zaťažovaciu dosku sa používa ručné hydraulické čerpadlo fy ENERPAQ P 142 USA a ako protizávaž je využitý I-profil osadený v strope. Snímanie sily je zabezpečené hydraulickou zostavou ENERPAQ, kde inštalovaný manometer BGF-168 SR indikuje tlak pod zaťažovacou doskou.

Vertikálny pohyb zaťažovacej dosky pri postupnom zaťažovaní, resp. odľahčovaní je snímaný v 3 miestach pomocou digitálnych snímačov dráhy IDU25 fy MITUTOYO Japan s rozsahom do ± 25 mm, ktoré sú lokalizované na nezávislom ráme.

Statická zaťažovacia skúška je realizovaná v strede skúšobného stendru v dvoch zaťažovacích cykloch a vyhodnotená pomocou všeobecného vzťahu

$$E_0(E_e) = \frac{1,5 \cdot p \cdot r}{y} \quad [\text{MPa}] \quad (1)$$

kde: p - merný tlak na dosku v MPa,

r - polomer zaťažovacej dosky v m,

y - celkové priemerné zatlačenie zaťažovacej dosky v m zistené pri druhom zaťažovacom cykle.

Nakoľko statická zaťažovacia skúška je realizovaná v dvoch zaťažovacích cykloch, súčasne je určovaná miera zhutnenia, resp. zhutniteľnosť materiálov jednotlivých skúšobných vzoriek pri danej vlhkosti. Pri výpočte miery zhutnenia (M_o) sa postupuje v súlade

With respect to the compaction process (compacting each sample in layers 0.150 m), permanent deformation is taken in two steps after first and second compaction. Four reference points (geometric reference system) are made at experimental stand.

The first material layer of thickness 0.150 m, is gradually put into the stand and the first measurement of height $h_{P,1}$ of all points follows up all points. The compaction runs in 30-second intervals, and it finishes when the difference of a reading value in each reference point does not reach 1mm. The whole compaction time of the first layer and the final heights $h_{K,1}$ are written to the test protocol. The height differences between $h_{P,1}$ and $h_{K,1}$ define the metric depressions in all reference points and the average metric depression of the first layer of the sample $\Delta_{h,1}$.

The second step of deformation measurement runs the same way. Heights $h_{P,2}$ and $h_{K,2}$ are measured and metric depressions $\Delta_{h,2}$ are calculated. The final metric depressions Δ_h of each sample are defined as a sum of metric depressions of both measurement steps.

Bearing capacity - static loading test

Static loading tests are realised before application of the material of each sample and after compaction of the final structure of each sample to determine the bearing capacity of subbase surface. The aim of these tests is to determine relative modulus of subgrade surface deformation E_0 and relative equivalent modulus of particular layers of the substructure E_e .

The static loading tests are in keeping with regulation S4 "Railway substructure", Appendix 20. Manual hydraulic pump ENERPAQ P142 USA is used to make the requisite pressure (0.20 MPa) upon to the stiff circle board $\varnothing$ 0.30m. Anti-loading is done via ceiling I-profile. Hydraulic machine ENERPAQ with built in manometer BGF-168 indicates the pressure under loading board.

Digital feelers IDU25 (firm MITUTOYO) with the range ± 25 mm are placed at independent frame and scan the vertical movement of the loading board in three points during loading or during relief.

Static loading test is running in the middle of the stand in two loading cycles, and it is calculated according to the equation:

$$E_0(E_e) = \frac{1,5 \cdot p \cdot r}{y} \quad [\text{MPa}] \quad (1)$$

where: p - specific pressure upon the board in MPa,

r - radius of the loading board in m,

y - the whole average depression of the loading board in m that was found out in the second loading cycle.

Because the static loading test runs in two cycles, the compaction degree, (respectively, the materials of particular samples possibility to compact in real moisture) is determined at the same time. The compaction degree is calculated in conformity with the

s STN 72 1006 „Kontrola zhutnenia zemín a sypanín“, pričom sú použité nasledovné všeobecné vzťahy:

$$M_o = \frac{E_{def2}}{E_{def1}} \quad [\text{MPa}] \quad (2)$$

pričom

$$E_{def} = \frac{\pi}{2} (1 - \nu^2) \cdot r \cdot m \cdot \frac{\Delta p}{\Delta h} \quad [\text{MPa}] \quad (3)$$

kde: E_{def} - modul deformácie v MPa,

ν - Poissonove číslo (hodnota stanovená podľa zloženia sypaniny - 0,20),

m - súčiniteľ tvaru dosky (pre kruhovú dosku 0,785),

r - polomer zaťažovacej dosky v m,

Δp - zmena kontaktného napätia v MPa,

Δh - zmena sadnutia dosky pri zmene napätia v m.

Objemová hmotnosť a vlhkosť po zhutnení

Po vykonaní statickej zaťažovacej skúšky je následne u materiálu každej skúšobnej vzorky zisťovaná jeho objemová hmotnosť a vlhkosť pri jeho zabudovaní do skúšobného zariadenia. Objemová hmotnosť je zisťovaná v súlade s STN 721010 „Stanovenie objemovej hmotnosti zemín. Laboratórne a poľné metódy“ a vlhkosť materiálu podľa STN 72 1012 „Laboratórne stanovenie vlhkosti zemín“.

Vzorka testovaného materiálu na zisťovanie obidvoch vlastností je odoberaná minimálne z dvoch miest v skúšobnej skruži pomocou tzv. jamkovej metódy.

Miera zhutnenia a nárast únosnosti

Na základe stanovených hodnôt maximálnej a minimálnej objemovej hmotnosti jednotlivých skúšaných materiálov ako aj ich objemových hmotností je potom možné pre skúšobné vzorky výpočtom určiť hodnotu miery zhutnenia prostredníctvom relatívnej uľahlosti I_D (podľa STN 72 1018) na základe všeobecného vzťahu

$$I_D = \frac{\rho_{d,max} (\rho_d - \rho_{d,min})}{\rho_d (\rho_{d,max} - \rho_{d,min})} \cdot 100 \quad [\%] \quad (4)$$

kde: ρ_d - objemová hmotnosť suchej zeminy v kg.m^{-3} ,

$\rho_{d,max}$ - maximálna objemová hmotnosť zeminy v kg.m^{-3} ,

$\rho_{d,min}$ - minimálna objemová hmotnosť zeminy v kg.m^{-3} .

Na základe stanovených hodnôt „relatívneho“ modulu deformácie zemnej pláne E_0 a „relatívneho“ ekvivalentného modulu jednotlivých konštrukcií spodnej stavby E_e je možné pre všetky materiály skúšobných vzoriek výpočtom stanoviť hodnoty nárastu únosnosti n_E podľa vzťahu

$$n_E = \frac{E_e}{E_0} \cdot 100 - 100 \quad [\%]. \quad (5)$$

5. Hodnotenie deformačnej kvality

Pre každý skúšaný materiál je vystavený hodnotiaci protokol, ktorý deklaruje dosiahnutú kvalitu materiálu v oblasti deformačných vlastností. Príklad protokolu je na obr. 3.

regulation STN 721006 “Control of soils and sprinkled material compaction” according to the following equations:

$$M_o = \frac{E_{def2}}{E_{def1}} \quad [\text{MPa}] \quad (2)$$

where

$$E_{def} = \frac{\pi}{2} (1 - \nu^2) \cdot r \cdot m \cdot \frac{\Delta p}{\Delta h} \quad [\text{MPa}] \quad (3)$$

where: E_{def} - modulus of deformation in MPa,

ν - Poisson number (value determined according to the sprinkled material contain - 0.20),

m - coefficient of the board shape (for the circle board is 0.785),

r - radius of the loading board in m,

Δp - the contact tension exchange in MPa,

Δh - exchange of the board depression during tension exchange in m.

Volume mass and moisture after compaction

After the static loading test volume mass and moisture of the material of each sample is found out. Volume mass is determined in conformity with regulation STN 721010 “Determination of soils volume mass. Laboratory and in situ methods” and material moisture according to the STN 721012 “Soils moisture determination in laboratory”.

The tested material is taken off from two places of the tested cylindrical segment with “hole method”.

Compaction degree and bearing capacity grow

On the determined values of maximal and minimal volume mass like volume mass of the particular tested material, the compaction degree is calculated through the relative depression I_D (STN 721018) according to the following:

$$I_D = \frac{\rho_{d,max} (\rho_d - \rho_{d,min})}{\rho_d (\rho_{d,max} - \rho_{d,min})} \cdot 100 \quad [\%] \quad (4)$$

where: ρ_d - volume mass of dry soil in kg.m^{-3} ,

$\rho_{d,max}$ - maximal volume mass of soil in kg.m^{-3} ,

$\rho_{d,min}$ - minimal volume mass of soil in kg.m^{-3} .

On the determined values of relative deformation modulus of the subgrade surface E_0 and the relative equivalent modulus of the particular layers of substructure E_e , the values of bearing capacity grow n_E are possible to determine for all materials of the samples:

$$n_E = \frac{E_e}{E_0} \cdot 100 - 100 \quad [\%]. \quad (5)$$

5. Deformation quality evaluation

For each tested material, an evaluating protocol is written to declare the reached quality of the material from the point of deformation properties. The protocol example is in figure 3.

	University of Žilina, Faculty of Civil Engineering Department of the Railway Engineering and Track Management Komenského 52 SK-010 26 ŽILINA tel.: 089/7243374 fax: 089/7233502 E-mail: kzs@fstav.utc.sk		
Evaluating protocol č. 5400-1 Diagnostics of deformation properties of the grained materials			
Sample name: Material of a sample: Construction thickness of a sample:	sample A - Pusté Úľany gravel-sand of fraction 0 - 32 mm 300 mm		
DEFORMATION PROPERTIES			
Deformation property	Symbol	Unit	Value
Minimal volume mass	$\rho_{d,min}$	kg.m^{-3}	1758
Maximal volume mass	$\rho_{d,max}$	kg.m^{-3}	2122
Volume mass after compaction in natural condition	ρ	kg.m^{-3}	2175
Volume mass after compaction in drain condition	ρ_d	kg.m^{-3}	2124
Compaction degree	I_D	%	100,5
Moisture	w	%	2,47
Absolute metric depressions	Δ_h	mm	49,75
Relative metric depressions	$\Delta_{h,rel}$	%	16,58
Static deformation modulus of the subgrade surface before the sample application	E_0	MPa	43,7
Static deformation modulus of substructure	E_e	MPa	56,3
Bearing capacity grow	n_E	%	28,83
Date and place: Žilina, 19.09.2000 Laboratory of Department of the Railway Engineering and Track Management	Name: Assoc. Prof. Eng. Libor Ižvolt, PhD. Assoc. Prof. Eng. Milan Mikšík, PhD.	Stamp:	

Obr. 3. Příklad hodnotiaceho protokolu
Fig. 3. The evaluating protocol example

Dosiahnutie reprezentatívnych výsledkov deformačných vlastností materiálov predpokladá dodržiavanie predpísanej metodiky komplexného skúšania ako aj rešpektovanie nasledovných obmedzujúcich špecifických faktorov:

- významnú úlohu pri diagnostike deformačných vlastností zrnitých materiálov zohráva časový faktor; vybudovaná zemná pláň plynúcim časom stráca optimálnu vlhkosť, čo spôsobuje nežiaduce a zavádzajúce zvýšenie jej únosnosti,
- pre dôkladnejší a reprezentatívnejší rozbor deformačných vlastností je potrebné venovať sa v ucelenom časovom celku len jednému typu materiálu s rôznymi obmenami zrnitosti na základe presne stanovenej receptúry.

Representative results of the materials deformation properties require keeping not only the prescribed procedure of complex test but to respect the following limited specific facts:

- During the deformation properties diagnostics, time plays the great role; Surface losses the optimal moisture in time, it makes undesirable and misleading growth of bearing capacity.
- Thorough and representative analysis of deformation properties requires surveying only one type of material with the various grain on the precise defined prescription.

Literatúra – References

- [1] MIKŠÍK, M. a kol.: *Diagnostika deformačných vlastností zrnitých materiálov*, Hodnotiaca správa, EDIS ŽU, Žilina, 2000,
- [2] MIKŠÍK, M. a kol.: *Nové konštrukcie a materiály pri modernizácii železničných tratí a staníc a ich vplyv na kvalitu jazdnej dráhy*, Grantový projekt 1/7409/20 – Úloha č. 5: Vplyv železničnej prevádzky na kvalitu a životnosť klasickej konštrukcie koľajového lôžka, Žilina, 2000.

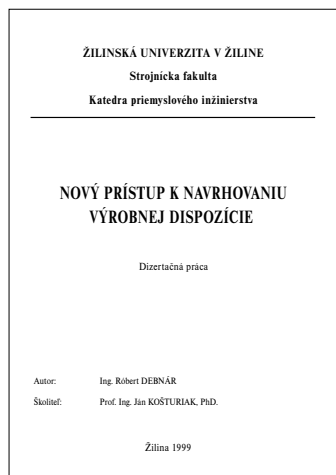
Dopravný prostriedok – jeho motor

V týchto dňoch EDIS – vydavateľstve Žilinskej univerzity vyšla monografia **Dopravný prostriedok – jeho motor**, od kolektívu autorov ŽU, **prof. Ing. Vladimíra Hlavňu, PhD., prof. Ing. Pavla Kukuču, PhD., Ing. Rastislava Isteníka, PhD., Ing. Róberta Labudu, PhD., doc. Ing. Štefana Liščáka, CSc.** Publikácia nadväzuje na úspešnú monografiu z roku 1996 **Dopravný prostriedok a životné prostredie** autorov V. Hlavňu, P. Kukuču, V. Stuchlého, P. Zvolenského.

Monograficky spracovaná publikácia je venovaná teoretickým prevádzkovým problémom spaľovacích motorov, s výraznou orientáciou na piestové spaľovacie motory. Je určená najmä študentom a doktorandom študijných odborov zameraných na dopravu, dopravné a manipulačné prostriedky, ale aj výskumno-vývojovým a prevádzkovým pracovníkom z praxe. Čitateľ si v knihe nájde základnú teóriu spaľovacích motorov, týkajúcu sa premeny energie z paliva na mechanickú prácu, problémy kinematiky a dynamiky piestového spaľovacieho motora a jeho častí, základné veličiny a definície charakterizujúce najdôležitejšie vlastnosti potrebné na výpočty, modelovanie a realizáciu experimentov, ale aj problematiku prevádzkovej spoľahlivosti, merania a diagnostiky. V knihe nie sú opomenuté ani nové trendy vo vývoji motorov, nekonvenčné konštrukcie motorov, ako aj používanie alternatívnych palív. Významné sú kapitoly týkajúce sa nových systémov tvorby palivovej zmesi vznetrových aj zážihových motorov, ekologických účinkov motorov na životné prostredie ako aj opatrení na ich znižovanie a elimináciu. V jednotlivých kapitolách sú premietnuté aj skúsenosti autorov z doterajšej výskumnej činnosti v oblasti teórie a experimentálnych prác. Všetky kapitoly sú veľmi vhodne doplnené celkom 287 obrázkami. Na Slovensku je publikácia k dispozícii v predajni študijnej literatúry Žilinskej univerzity v Žiline, Vysokoškolačkov 24, 011 84 Žilina a na Katedre kolajových vozidiel, motorov a zdvíhadiel.

Prof. Ing. Ladislav Málik, CSc.





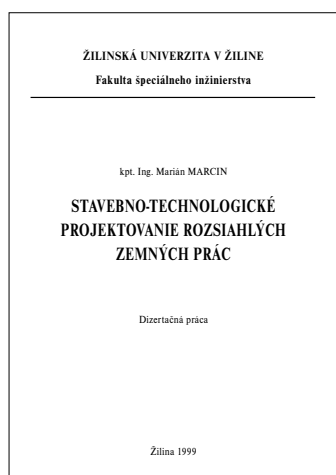
Dizertačná práca: Nový prístup k navrhovaniu výrobných dispozícií
Autor: Ing. Róbert Debnár
Študijný odbor: 23-07-9 Strojárske technológie a materiály
Pracovisko: Žilinská univerzita v Žiline, Strojnícka fakulta
Katedra priemyslového inžinierstva
Školiteľ: Prof. Ing. Ján Košturiak, PhD.

Resumé:

Doktorandská dizertačná práca *Nový prístup k navrhovaniu výrobných dispozícií* sa zaoberá problematikou navrhovania výrobných dispozícií s využitím metód skupinovej technológie a simulácie. Je motivovaná potrebami zameranými na zvládnutie vysokej variantnosti a pružnosti výroby pri nízkych výrobných dávkach a pri súčasnom zachovaní prehľadnosti vo výrobe, nízkych nákladoch a vysokej produktivite. Ťažiskom riešenia je navrhnutie komplexnej metodológie pre segmentáciu výroby, ktorá pozostáva z nasledovných krokov:

- vstupná analýza, príprava údajov,
- segmentácia výroby – triedenie súčiastkovej základne, vytváranie skupín súčiastok a strojov,
- formovanie jednotlivých výrobných buniek,
- kapacitný výpočet,
- návrh výrobných dispozícií,
- dynamické prehodnotenie výrobných dispozícií – modelovanie a simulácia.

V rámci tejto práce bol vytvorený modul pre segmentáciu výroby. Ide o integrované riešenie, ktoré je implementované do simulačného systému SIMPLE++.



Dizertačná práca: Stavebno-technologické projektovanie rozsiahlych zemných prác
Autor: kpt. Ing. Marián Marcin
Študijný odbor: 91-23-9 Vojenská doprava a vojenské stavby
Špecializácia: Železničný spodok
Pracovisko: Žilinská univerzita v Žiline, Fakulta špeciálneho inžinierstva,
Katedra obnovy železníc
Školiteľ: doc. Ing. Josef Reitšpís, PhD.

Resumé

Dizertačná práca sa zaoberá riešením aktuálnych problémov cestného a železničného staviteľstva, ktoré vyplývajú z potrieb skvalitnenia a zefektívnenia zemných prác pri výstavbe dopravných komunikácií. Práca má 140 strán textu vrátane zoznamu použitých symbolov, skratiek, obrázkov, tabuliek, grafov, algoritmov a použitej literatúry. Nad uvedený rozsah je priložených 15 príloh, ktoré vecne dopĺňajú obsah jej jednotlivých častí.

Metódy riešenia boli podriadené cieľom a obsahu dizertačnej práce, ktoré nadväzujú na dosiahnutú úroveň poznania a osvojovania si teoretických a praktických poznatkov vychádzajúcich z reálnej skutočnosti stavebnej výroby.

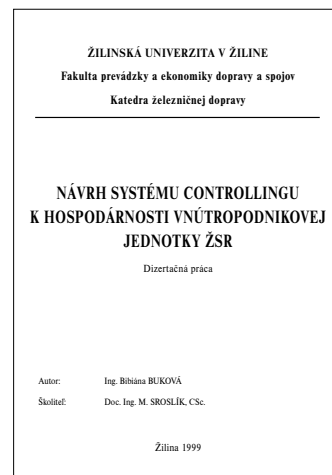
Výsledky dizertačnej práce ako i závery pre ich realizáciu a ďalší rozvoj vedy sú začlenené do siedmich kapitol, ktorých hlavným cieľom je zabezpečenie efektívnych výsledkov stavebno-technologickej prípravy optimálnym riešením vzájomných vzťahov medzi jednotlivými štruktúrami výstavbového procesu z hľadiska realizácie zemných prác.

Dizertačná práca: Návrh systému controllingu k hospodárnosti
vnútropodnikovej jednotky ŽSR
Autor: Ing. Bibiána BUKOVÁ
Študijný odbor: 62-03-9 Odvetvové a prierezové ekonomiky
Školiace stredisko: Žilinská univerzita v Žiline, Fakulta prevádzky a ekonomiky dopravy
a spojov, Katedra železničnej dopravy
Školiteľ: Doc. Ing. M. Sroslík, CSc.

Resumé:

Dizertačná práca navrhuje zavedenie nového obchodného systému ŽSR. Daný systém je budovaný od zákazníka, jeho potrieb. Návrh obchodného systému ŽSR podrobne rozoberá jednotlivé fázy predaja prepravných služieb, spôsoby organizácie obchodného personálu, počet obchodného personálu, jeho riadenie, kontrolu, odmeňovanie i motiváciu. Kontrola v tomto systéme má rozhodujúcu funkciu, umožňuje jednoduchú, pružnú komunikáciu so zákazníkom, cez obchodný personál ŽSR.

Práca je členená do 5 kapitol, obsahuje 101 strán textu, 22 strán príloh.



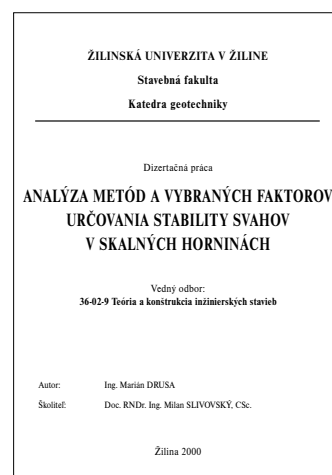
Dizertačná práca: Analýza metód a vybraných faktorov určovania
stability svahov v skalných horninách
Autor: Ing. Marián Drusa
Vedný odbor: 36-02-9 Teória a konštrukcia inžinierskych stavieb
Školiace pracovisko: Žilinská univerzita v Žiline, Katedra geotechniky, Stavebnej fakulty,
Komenského 52, 010 26 Žilina
Školiteľ: Doc. RNDr. Ing. Milan Slivovský, CSc.

Resume

Analýza stability skalného svahu je zložitá geotechnická úloha, ktorá si vyžaduje veľmi citlivý prístup od začiatku riešeného problému až po konečné návrhy projekčných a sanačných úprav.

Ťažiskovou kapitolou dizertačnej práce boli nové metódy a teoretické postupy určovania parametrov šmykovej pevnosti horninových diskontinuit.

Rozpracované boli dve fraktálne a jedna štatistická metóda hodnotenia drsnosti, ktorých výstupom je koeficient puklinovej drsnosti JRC. Tieto metódy aplikované aj na praktické riešenia a porovnané s laboratórnymi testami, odstránili rôzne subjektívne vplyvy a nepresnosti, ktorými sú zťažené klasické metodiky vyhodnocovania povrchovej drsnosti diskontinuit. Fraktálne metódy hodnotenia drsnosti patria k najprogressívnejšej oblasti rozvoja mechaniky hornín vo svete. Druhá časť práce je venovaná metódam riešenia stability skalných svahov, kde boli rozpracované a doplnené hlavne tie metódy a algoritmy riešenia stability, ktoré sú aplikovateľné na geodynamické javy vyskytujúce sa v Západných Karpatoch. Softvérové spracované metódy boli využité na riešenie dvoch praktických prípadov skalných zosunov: na skalný zosun odrezu komunikácie pri Hutách a na riešenie stability skalného brala vo Výhniach. Stabilitné posúdenia vyústili do návrhu ekonomických a bezpečných sanačných opatrení. Aj keď tieto klasické metódy nemôžu konkurovať v niektorých analýzach metódam konečných a hraničných prvkov, ich jednoduchosť, variabilita a rýchlosť sú veľmi veľkou výhodou.



POKYNY PRE AUTOROV PRÍSPEVKOV DO ČASOPISU KOMUNIKÁCIE - vedecké listy Žilinskej univerzity

1. Redakcia prijíma iba príspevky doteraz nepublikované alebo inde nezaslané na uverejnenie.
2. Rukopis musí byť v jazyku slovenskom a anglickom (týka sa autorov zo Slovenska). K článku dodá autor **resumé** v rozsahu maximálne 10 riadkov v slovenskom a anglickom jazyku).
3. Príspevok prosíme poslať: **e-mailom**, ako prílohu spracovanú vo Worde, na adresu *holesa@nic.utc.sk* alebo *polednak@fsi.utc.sk* príp. *vrablova@nic.utc.sk* **alebo doručiť na diskete 3,5** vo Worde a **jeden výtlačok** článku na adresu Žilinská univerzita, OVAV, Moyzesova 20, 010 26 Žilina.
4. Skratky, ktoré nie sú bežné, je nutné pri ich prvom použití rozpísať v plnom znení.
5. Obrázky, grafy a schémy, pokiaľ nie sú spracované v Microsoft WORD, je potrebné doručiť buď v digitálnej forme (ako GIF, TIF, CDR, BMP, WMF, PCX, JPG súbory), prípadne nakresliť kontrastne na bielom papieri a predložiť v jednom exemplári. Pri požiadavke na uverejnenie fotografie priložiť ako podklad kontrastnú fotografiu alebo diapozitív. **Pre obidve mutácie spracovať jeden obrázok s popisom v slovenskom a anglickom, resp. len v anglickom jazyku.**
6. Odvolania na literatúru sa označujú v texte alebo v poznámkach pod čiarou príslušným poradovým číslom v hranatej zátvorke. **Zoznam použitej literatúry** je uvedený za príspevkom. Citovanie literatúry musí byť **podľa záväznej STN 01 0197 (ISO 690)** „Bibliografické odkazy“.
7. K rukopisu treba pripojiť **plné meno a priezvisko autora a adresu inštitúcie v ktorej pracuje, e-mail adresu** a číslo telefónu alebo faxu.
8. Príspevok posúdi redakčná rada na svojom najbližšom zasadnutí a v prípade jeho zaradenia do niektorého z budúcich čísel podrobí rukopis recenzii a jazykovej korektúre. Posledný obľah pred tlačou bude poslaný autorovi na definitívnu kontrolu.
9. Termíny na dodanie príspevkov do čísel v roku sú: 28. február, 31. máj, 31. august a 30. november.
10. V číslach 2/2001 až 4/2001 budú tieto nosné témy jednotlivých čísel: Elektrická trakcia v doprave, Modelovanie komunikačnej obsluhy územného celku a Materiálové inžinierstvo.

COMMUNICATIONS - Scientific Letters of the University of Žilina Writer's Guidelines

1. Submissions for publication must be unpublished and not be a multiple submission.
2. Manuscripts written in English language must include abstract also written in English. The abstract should not exceed 10 lines.
3. Submissions should be sent: **by e-mail** (as attachment in system Microsoft WORD) to one of the following addresses: *holesa@nic.utc.sk* or *vrablova@nic.utc.sk* event. *polednak@fsi.utc.sk* **with a hard copy** (to be assessed by the editorial board) or **on a 3.5" diskette** in (Microsoft WORD) **with a hard copy** to the following address: Žilinska univerzita, OVAV, Moyzesova 20, SK-10 26 Žilina, Slovakia.
4. Abbreviations, which are not common, must be used in full when mentioned for the first time.
5. Figures, graphs and diagrams, if not processed by Microsoft WORD, must be sent in electronic form (as .TIF, .CDR, .JPG, .PCX, .VMF, .BMP files) or drawn in contrast on white paper, one copy enclosed. Photographs for publication must be either contrastive or on a slide.
6. References are to be marked either in the text or as footnotes numbered respectively. Numbers must be in square brackets. The list of references should follow the paper (according to **ISO 690**).
7. The author's exact mailing address, **full names, e-mail address, telephone or fax number, and the address of the organisation where he works** and contact information must be enclosed.
8. The editorial board will assess the submission in its following session. In the case that the article will be accepted for future volumes, the board submits the manuscript to the editors for review and language correction. After reviewing and incorporating the editor's remarks, the final draft (before printing) will be sent to authors for final review and adjustment.
9. The deadlines for submissions are as follows: February 28, May 31, August 31 and November 30.
10. This year, each of the three issues will be dedicated to one of the following topics: Electric traction in Transport, Modelling of a Regional Communication Service and Material Engineering.



VEDECKÉ LISTY ŽILINSKEJ UNIVERZITY
SCIENTIFIC LETTERS OF THE UNIVERSITY OF ŽILINA

Šéfredaktor:

Editor-in-chief:

Prof. Ing. Pavel Poledňák, PhD.

Redakčná rada:

Editorial board:

Prof. Ing. Ján Bujňák, CSc. - SK
Prof. Ing. Karol Blunár, DrSc. - SK
Prof. Ing. Otakar Bokúvka, CSc. - SK
Prof. RNDr. Jan Černý, DrSc. - CZ
Prof. Ing. Ján Čorej, CSc. - SK
Prof. Eduard I. Danilenko, DrSc. - UKR
Prof. Ing. Branislav Dobrucký, CSc. - SK
Prof. Dr. Stephen Dodds - UK
Dr. Robert E. Caves - UK
Dr.hab. Inž. Stefania Grzeszczyk, prof. PO - PL
PhDr. Anna Hlavňová, CSc. - SK
Prof. Ing. Vladimír Hlavňa, PhD. - SK
Prof. RNDr. Jaroslav Janáček, CSc. - SK
Dr. Ing. Helmut König, Dr.h.c. - CH
Doc. Dr. Ing. Ivan Kuric - SK
Prof. Ing. G. Nicoletto - I
Prof. Ing. Ludovít Parilák, CSc. - SK
Ing. Miroslav Pfliegel, CSc. - SK
Prof. Ing. Pavel Poledňák, PhD. - SK
Prof. Bruno Salgues - I
Prof. Andreas Steimel - D
Prof. Ing. Miroslav Steiner, DrSc. - CZ
Prof. Ing. Pavel Surovec, CSc. - SK
Prof. Ing. Hynek Šertler, DrSc. - CZ
Prof. Josu Takala - SU

Adresa redakcie:

Address of the editorial office:

Žilinská univerzita
Oddelenie pre vedu a výskum
Office for Science and Research
Moyzesova 20, Slovakia
SK 010 26 Žilina
Tel.: +421/89/5620 392
Fax: +421/89/7247 702
E-mail: *polednak@fsi.utc.sk*, *holesa@nic.utc.sk*

Každý článok bol oponovaný dvoma oponentmi.
Each paper was reviewed by two reviewers.

Vydáva Žilinská univerzita
v EDIS - vydavateľstve ŽU
J. M. Hurbana 15, 010 26 Žilina
pod registračným číslom 1989/98
ISSN 1335-4205

It is published by the University of Žilina in
EDIS - Publishing Institution of Žilina University
Registered No: 1989/98
ISSN 1335-4205

Objednávky na predplatné prijíma redakcia
Vychádza štvrťročne
Ročné predplatné na rok 2001 je 500,- Sk

Order forms should be returned to the editorial office
Published quarterly
The subscription rate for year 2001 is 500 SKK.

<http://www.utc.sk/komunikacie>