

ZDVIHACÍ ZAŘÍZENÍ V TEORII A PRAXI



Elektronický odborný časopis o konstrukci a provozu zdvihacích,
manipulačních a transportních zařízení a dopravních prostředků

ISSN 1802-2812

Číslo 3/2008

Seznam příspěvků:

- BIGOŠ Peter, KULKA Jozef, MANTIČ Martin, TANYASI Ondrej:** POSÚDENIE STAVU NOSNEJ KONŠTRUKCIE LIACEHO ŽERIAVA PRE ÚČELY JEHO INTENZIFIKÁCIE POUŽITÍM EXPERIMENTÁLNYCH ANALÝZ A VÝPOČTOVÝCH METÓD 3
- BIGOŠ PETER, PUŠKÁR MICHAL:** INFLUENCE OF CYLINDER SHAPE AND COMBUSTION SPACE ON ENGINE OUTPUT CHARACTERISTIC OF TWO-STROKE COMBUSTION ENGINE 10
- BLATOŇ Martin, KŘIVDA Vladislav:** NÁVRH METODIKY SLEDOVÁNÍ KONFLIKTNÍCH SITUACÍ Z PLOVOUCÍHO VOZIDLA 15
- DORDA Michal:** SIMULACE MARKOVOVÝCH SYSTÉMŮ HROMADNÉ OBSLUHY 21
- HRABOVSKÝ Leopold:** KÝVÁNÍ BŘEMENE PŘI ROZJEZDU JEŘÁBOVÉHO VOZÍKU 28
- HRABOVSKÝ Leopold:** VÝŠKOVÉ NEROVNOSTI JEŘÁBOVÝCH DRAH A JEJICH ÚČINKY PŘI POJEZDU JEŘÁBU 33
- KASTELOVIČ Eduard, KOPAS Melichar, FALTINOVÁ Eva:** ZISŤOVANIE TLAKOV V KONTAKTNEJ PLOCHE 38
- KŘIVDA Vladislav:** SOUVISLOST MAXIMÁLNÍ POVOLENÉ RYCHLOSTI V SILNIČNÍM PROVOZU S DÉLKOU ŽLUTÉHO SIGNÁLU NA SSZ 42
- MARKO Ján, URBAN Branislav:** SKÚMANIE TECHNOLOGICKÝCH ODPOROV PRI VYŤAHOVANÍ KMEŇOV Z PORASTU 47
- MIKLEŠ Milan, HOLÍK Ján:** URČENIE POLOHY BODU UCHYTENIA REZNÉHO MECHANIZMU HYDROMANIPULÁTORA 50
- TEICHMANN Dušan:** MODELOVÁNÍ JEDNOKOMODITNÍCH DOPRAVNÍCH ÚLOH SE SANKCEMI V PŘÍPADECH NEVYBILANCOVANOSTI ÚLOHY 53

TEICHMANN Dušan: MATEMATICKÝ MODEL JEDNOKOMODITNÍHO DVOUSTUPŇOVÉHO DISTRIBUČNÍHO SYSTÉMU BEZ KAPACITNÍCH OMEZENÍ MEZISKLADŮ	58
TRESLER Filip: RYCHLOST TRAMVAJOVÉ DOPRAVY V OSTRAVĚ	62
VONDRÁČEK Jiří, VOŠTOVÁ Věra: ZNALOSTNÍ SYSTÉM PRO VÝBĚR ZEMNÍCH STROJŮ	68
VONDRÁČKOVÁ Terezie, VOŠTOVÁ Věra, JEŘÁBEK Karel: AUTOMATICKÉ ŘÍZENÍ DOZERU POMOCÍ GPS	71

POSÚDENIE STAVU NOSNEJ KONŠTRUKCIE LIACEHO ŽERIAVA PRE ÚČELY JEHO INTENZIFIKÁCIE POUŽITÍM EXPERIMENTÁLNYCH ANALÝZ A VÝPOČTOVÝCH METÓD

Peter Bigoš, Jozef Kul'ka, Martin Mantič, Ondrej Tanyasi¹

1. Úvod

V ťažkom strojárskom, chemickom, drevospracujúcom a hutníckom priemysle dominujú ťažké a rozmerné nosné oceleové konštrukcie výrobných hál, žeriavových dráh, žeriavov a iných manipulačných prostriedkov a zariadení. Tieto konštrukcie boli pred niekoľkými desiatkami rokov projektované, vyrobené a montované podľa vtedajších platných predpisov a noriem. Je možné konštatovať, že v mnohých prípadoch boli konštrukcie predimenzované, ale boli aj také, ktoré už ukončili svoju prevádzkovú spôsobilosť.

V súčasnosti so zreteľom na možnosti našej ekonomiky je nevyhnutné riešiť otázky zvyšovania technickej úrovne existujúcich strojov a zariadení tým, že rekonštrukciou sa dosiahne rast špecifických parametrov výkonnosti pri úspore materiálov a zachovaní resp. zvýšení funkčnej a prevádzkovej spoľahlivosti.

Pri riešení takýchto problémov technickej praxe v období širokého rozvoja aplikácie počítačov, neklesá význam technického experimentu. Komplexné vstupy, ktorých súčasťou je experiment, sa dnes stávajú navyše dôležitou zložkou počítačovej podpory návrhu strojných sústav ale aj v oblasti ich testovania resp. identifikácie.

Intenzifikácia ďalšej technickej spôsobilosti ťažkých nosných oceleových konštrukcií závisí predovšetkým od schopnosti predikcie zvyškovej prevádzkovej životnosti. Predikcia zvyškovej životnosti existujúcich nosných konštrukcií je vážnym technickým, inžinierskym a vedeckým problémom. Prevádzkovú životnosť ovplyvňujú faktory dvojakého druhu. Sú to ako štruktúrne charakteristiky, konštrukčné materiály, veľkosť, tvar, zostavenie konštrukcie, technologické faktory (opracovanie povrchu, vruby, zvary), spoje. Na druhej strane sú to prevádzkové charakteristiky, ako je zaťaženie konštrukcie, prostredie (korózia, vysoké resp. nízke teploty, radiácia) a ľudský faktor (obsluha zariadenia).

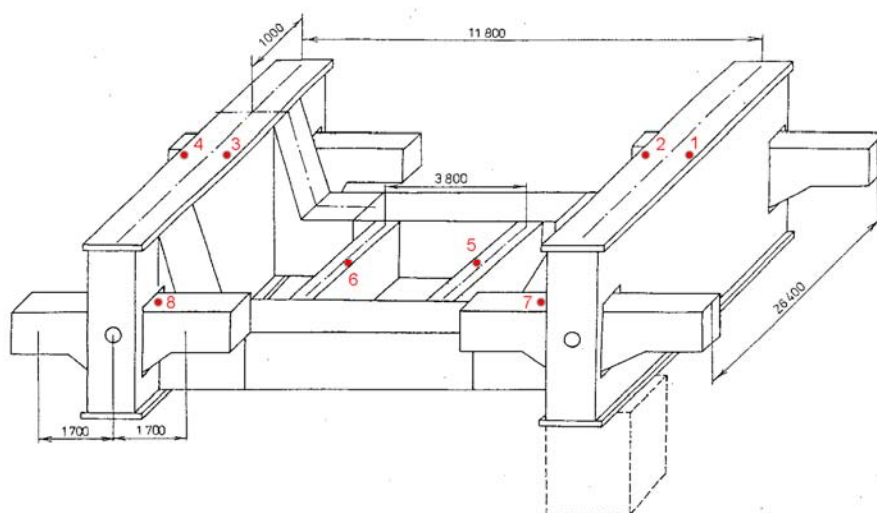
V takomto duchu bolo robené expertízne posúdenie oceleovej konštrukcie liaceho žeriava 250 t /63 t/ 12,5 t – 26,4 m. Bolo potrebné uskutočniť potrebné merania, kontroly a prehliadku predmetného žeriava za účelom jeho rekonštrukcie tak, aby pracovná rýchlosť hlavného zdvihu sa zvýšila zo súčasných 5,3 m/min na 8 m/min. Urobila sa prehliadka oceleovej konštrukcie žeriava, kontrola úbytku materiálu konštrukcie vplyvom korózie a rad tenzometrických meraní, ktoré vypovedajú o súčasnom technickom stave jednotlivých nosných častí žeriava a konštrukcie mačky 250 t po 27 rokoch prevádzky. Experimentálno-analytickým postupom sa stanovila zvyšková životnosť, ktorá je určujúcou pre výhodnosť uskutočnenia rekonštrukcie zdvihu.

2. Obhliadka žeriava

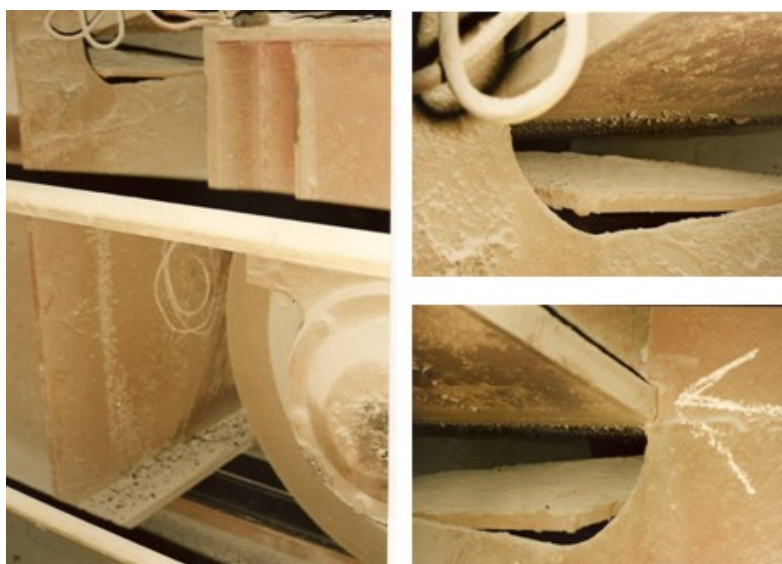
Liaci žeriav 250 t /63 t/ 12,5 t – 26,4 m bol predmetom posudzovania jeho technického stavu už v roku 1994. Najzávažnejšou vizuálne zistenou poruchou bolo výrazné poškodenie ľavého hlavného nosníka (z pohľadu od kabíny) jeho vzdialenejšieho konca v oblasti uloženia vahadla pojazdu žeriava a to v jeho spodnej časti (obr.1,2,3).

Toho času sa konštatovalo, že porucha nebola spôsobená bežnou prevádzkou žeriava. V dňoch 25.-27. 07. 1995 bola uskutočnená oprava hlavného nosníka technologickým postupom opravy vypracovaným útvarom ITES. Pri obhliadke 05.06.2008 opravená časť hlavného nosníka plnohodnotne plnila svoju funkciu. Zvary neboli porušené a neboli identifikované vyduťé miesta. Táto skutočnosť je zrejmä z fotodokumentácie na obr. 4.

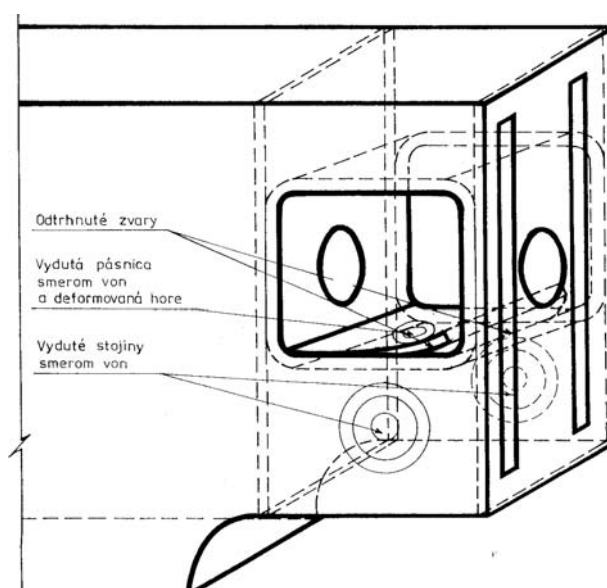
¹ Prof. Ing. Peter Bigoš, CSc., doc. Ing. Jozef Kul'ka, PhD., Ing. Martin Mantič, PhD., Ing. Ondrej Tanyasi: Katedra konštruovania, dopravy a logistiky, Strojnícka fakulta TU v Košiciach, Letná č. 9, 042 00 Košice, SK



Obr.1 Schéma liaceho žeriava 250 t /63 t/ 12,5 t – 26,4 m s označenými miestami aplikácie tenzometrov



Obr.2 Fotodokumentácia poškodeného miesta



Obr.3 Schematicky znázornené poškodenie hlavného nosníka



Obr.4. Porušené miesta po oprave

V roku 1994 bolo vykonané podrobné meranie hrúbok jednotlivých plechov konštrukcie žeriava a jeho častí vzhľadom na korozívne opotrebenie. Neboli zistené žiadne úbytky materiálu koróziou. V rámci tejto úlohy sa opäť námatkovo vykonali merania hrúbok jednotlivých plechov ultrazvukovým hrúbkometerom ELCOMETER 204 (obr.5).



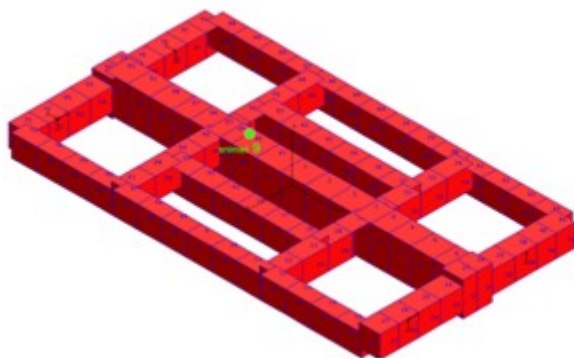
Obr.5 Ultrazvukový hrúbkometer ELCOMETER

Z vykonaných meraní bolo možné konštatovať, že k úbytku materiálu za posledné roky nedošlo.

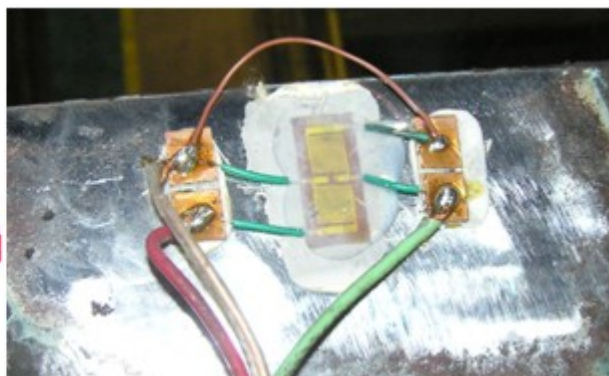
3. Tenzometrické meranie

Na základe výpočtu nosnej ocelevej konštrukcie a rámu mačky liacieho žeriava 250 t +63 t / 12,5 t – 26,4 m uskutočneného riešiteľmi tejto úlohy v roku 1995 a súčasnej vizuálnej obhliadky žeriava bola navrhnutá metodika experimentálneho určenia deformácie a z nej vyplývajúcej napätosti. Pre meranie boli vybrané miesta aplikácie snímačov nosnej konštrukcie žeriava podľa schémy na obr. 1 a jedno meracie miesto hlavného nosníka rámu mačky (obr.6), ktoré bolo pre experiment prístupné (plošiny rámu mačky boli značne znečistené grafitom, celý rám mačky bol pokrytý plechovými plošinami okrem miesta aplikácie snímača) a ktoré bude ozrejmené ďalej.

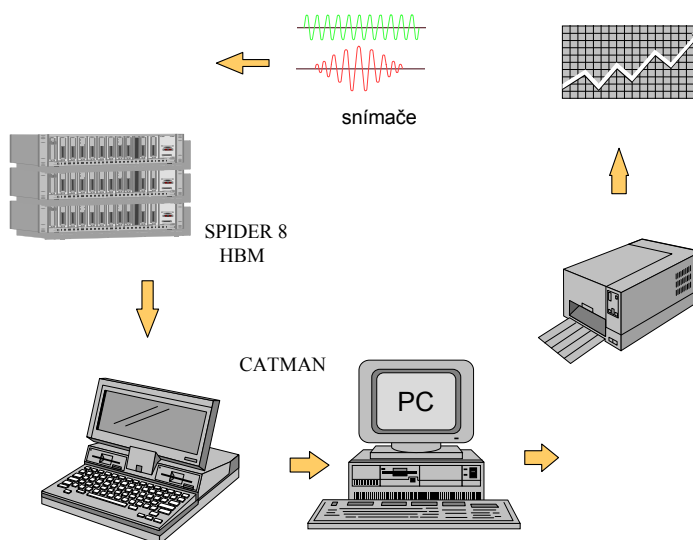
Z obr.1 je zrejmé, že bolo aplikovaných 8 snímačov na nosnej konštrukcii žeriava plus jeden snímač na ráme mačky t.j. spolu 9 snímačov. Príklad aplikácie snímača pre meranie normálových napätí v miestach 1 až 8 reprezentuje fotodokumentácia na obr.7. Na obr.8 je schéma meracieho reťazca.



Obr.6. Snímač na ráme mačky hlavného zdvihu

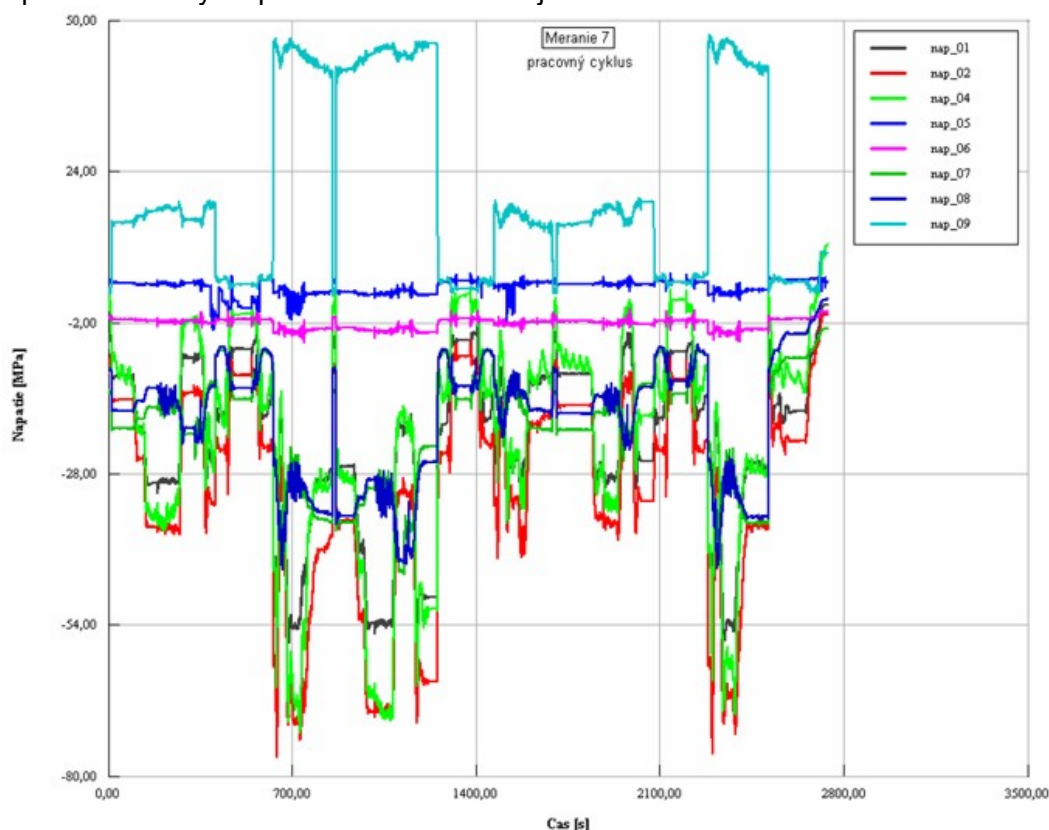


Obr.7. Príklad aplikácie snímača pre meranie normálových napätí



Obr.8 Merací zosilňovač a merací reťazec

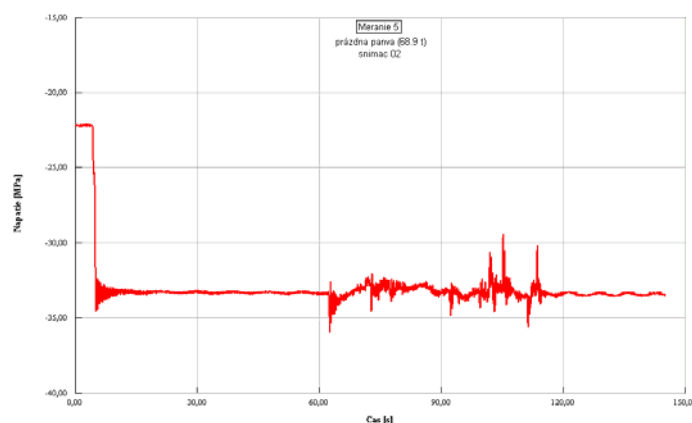
Z nameraných hodnôt prírastkov pomerných deformácií pri jednotlivých režimoch merania softvérom CATMAN 2.1 boli vyhodnotené a tlačou zobrazené časové zmeny prírastkov normálových napätí v miestach merania podľa obr.1 a snímača na ráme mačky. Príklad pracovného cyklu pre miesta snímania je na obr.9.



Obr.9. Namerané priebehy pomerných deformácií prepočítané na napätia pre pracovný cyklus

4. Experimentálne určenie dynamického zdvihového súčiniteľa

Experimentálny zdvihový súčiniteľ bol určený z merania prispôbeného na tento účel. Časový priebeh namáhania jedného zo snímačov je na obr.10. Podľa jednotlivých priebehov bolo zjavné, že v žiadnom prípade zdvihový súčiniteľ neprekročil hodnotu 1,2. Výpočtovo stanovený dynamický zdvihový súčiniteľ podľa STN 27 0103 je pre hlavný zdvih 1,331 pre rýchlosť zdvihu $5,3 \text{ m.min}^{-1}$ a pre pomocný zdvih $1,352 \text{ m.min}^{-1}$.

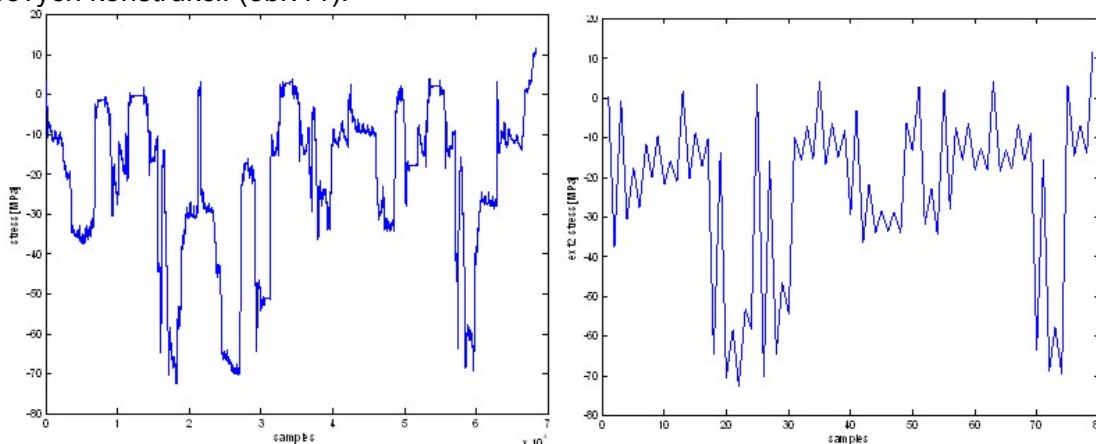


Obr.10. Časový priebeh namáhania pre určenie dynamického zdvihového súčiniteľa

Pri zvýšení rýchlosti na $8 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ by bol výpočtový zdvihový súčiniteľ pre hlavný zdvih 1,352, teda skutočný by bol 1,22. Táto hodnota neovplyvní dynamické vlastnosti ocelevej konštrukcie žeriava a z toho vyplývajúcej pevnosti.

5. Stanovenie životnosti z výsledkov merania a použitia noriem STN 73 1401 a STN 27 0103

Vypočítané hodnoty napätí z nameraných deformácií pomocou tenzometrov sa spracovali pomocou softvéru Matlab, konkrétne naprogramovaným algoritmom Rainflow dekompozičnej metódy bežne používanej pri spracovaní experimentálnych výstupov. V programe sa nastavil filter 5 MPa, čím sa zredukoval priebeh napätia o rainflow cykly obsahujúce rozkmit menší ako 5 MPa, ktoré majú zanedbateľný vplyv na životnosť ocelových konštrukcií (obr.11).



Obr.11 Priebeh napätia v meracom mieste a vo forme lokálnych extrémov s aplikovaným rainflow filtrom v MPa

Liaci žeriav 250 t +63 t / 12,5 t – 26,4 m je nasadený v prevádzke 26 rokov. Projektovaná životnosť v zmysle tab. 13 normy STN 27 0103 môže byť od 200 000 až po 2 000 000 počtov cyklov za dobu technického života. Podľa prílohy II STN 27 0103 liaci žeriav je zaradený do prevádzkovej skupiny J5, spektrum napätia sa uvažuje S3 a teda podľa tab.13 počet cyklov technického života je $N_2 = 200\,000 - 600\,000$. Podľa informácií od užívateľa žeriava denne (24 hodín) bolo zmanipulovaných cca 45 pávni. Počet pracovných cyklov za doterajšiu dobu života je $300 \text{ dní} \times 45 \text{ pávni} \times 26 \text{ rokov}$ tj. 350 000 cyklov. Podľa tejto úvahy sa žeriav nachádza blízko stredu rozpätia technickej životnosti. Táto hypotéza v ďalšom bude overovaná výpočtom za použitia experimentálne získaných výsledkov a postupov podľa STN 73 1401 a STN 27 0103.

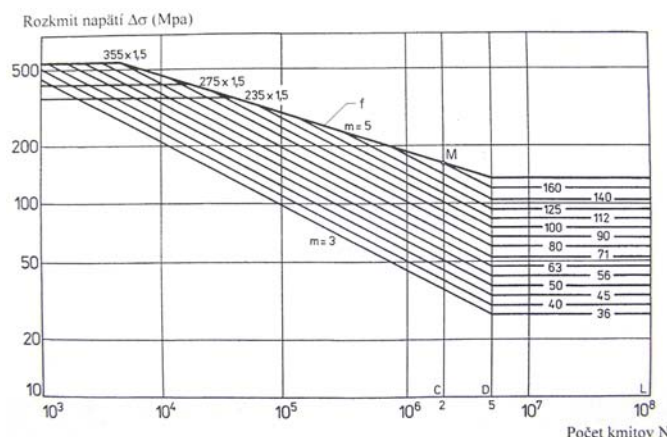
Pre vrubovú skupinu K333 podľa tab. 26 prílohy STN 27 0103 a tab. 14 STN 27 0103 pre J5 a K3 je základná výpočtová pevnosť $R_{fat(-1)} = 63,6 \text{ MPa}$. Keďže sa uvažuje takmer s miznúcim cyklom napätia v ťahu, podľa obr. 4 STN 27 0103 počítalo sa s rozkmitom

napätia $R_{fat,t(0)} = 5/3.63,6 \text{ MPa} = 106 \text{ MPa}$. Výpočet životnosti z nameraných údajov bol urobený podľa postupu STN 73 1401 a jej kapitoly 8.7.1.2, pričom sa použili údaje podľa obr. 26 a tab. 28 odpovedajúce STN 73 1401.

Účelom posúdenia konštrukcií na medzný stav únavy je zabezpečiť s prijateľnou pravdepodobnosťou, že po dobu stanovenej životnosti sa konštrukcia nepoškodí alebo neporuší únavou materiálu. V zmysle kap. 8.7.1.2 STN 73 1401 pri namáhaní konštrukčného detailu normálovými napätiami s rozkmitom $\Delta\sigma$ sa únavová životnosť vypočíta podľa kriviek vyznačených na obr. 4.1 a vzťahu

$$\text{Ak } \Delta\sigma_M \cdot \varphi > \Delta\sigma \cdot \gamma_{Ff} \geq \Delta\sigma_D \cdot \varphi \text{ potom}$$

$$N = 2 \cdot 10^6 [\Delta\sigma_c \varphi / (\Delta\sigma \cdot \gamma_{Ff})]^3 \quad (1)$$



Obr. 12 Závislosť rozkmitu normálového napätia $\Delta\sigma$ od počtu zaťažovacích cyklov N pre rôzne kategórie detailov

Pri určení životnosti žeriavového hlavného nosníka sa vychádzalo z výsledkov nameraných a vypočítaných časových priebehov prírastkov normálových napätí, výpočtom podľa rov. (1) s uvažovaním krivky podľa obr. 10 a údajov z tab. 4.1 STN 27 0103.

Podľa STN 73 1401 uvažuje sa v celom predloženom riešení s parciálnym súčiniteľom spoľahlivosti únavového zaťaženia $\gamma_{Ff} = 1,0$, s parciálnym súčiniteľom spoľahlivosti únavovej pevnosti $\gamma_{Mf} = 1,15$ a súčiniteľom nesúmernosti $\varphi_r = 1,0$.

$$\text{Súčiniteľ } \varphi \text{ podľa rov. } \varphi_t = \left(\frac{25}{t}\right)^{0,25}, t > 25 \text{ mm, je } \varphi = 0,87 \text{ pre KD medzi 100}$$

a 112 MPa. Na základe vyhodnotenia rainfall namáhania hlavného nosníka vyplýva najväčší rozkmit $\Delta\sigma = 79 \text{ MPa}$. Podľa rov. (1) životnosť je $N_1 = 2 \cdot 10^6 [106 \cdot 0,87 / 79]^3 = 3\,181\,442$ cyklov. Z toho tiež vyplýva, že rozkmit dosahujúce hodnoty menšie nanajvýš rovné ako je 106 MPa nebudú ovplyvňovať životnosť pre vrubový prípad K3 a prevádzkovú skupinu J5.

6. Záver

Z tenzometrického merania vyplýva, že prírastky napätí spolu s napätiami od vlastnej tiaže a ďalších účinkov, neprekračujú prípustné hodnoty napätí. Nameraný zdvihový dynamický súčiniteľ je menší ako podľa súčasne platnej normy. Teda aj zvýšenie rýchlosti zdvihu z $5,3 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ na $8 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ nebude mať významnejší vplyv na namáhanie nosnej konštrukcie. Na základe tenzometrického merania bolo možné konštatovať, že žeriav z pevnostného hľadiska vyhovuje. Tenzometrické meranie napätosti v hlavných nosníkoch mosta, vahadiel pojazdu mosta a hlavného nosníka mačky 250 t poukázali na dostatočnú rezervu nosnosti. Z posúdenia životnosti vyplýva, že pri podobných pracovných režimoch terajší technický stav OK žeriava má dostatočnú rezervu únavovej životnosti.

Tento príspevok vznikol v rámci riešenia grantového projektu VEGA 1/0146/08 Materiálové toky a logistika, inovačné procesy v konštrukcii manipulačných a dopravných zariadení ako aktívnych logistických prvkov s cieľom zvyšovania ich spoľahlivosti..

7. Literatúra

- [1] Bigoš, P. a kol: Posúdenie liacieho žeriava 250 t označeného ako žeriav č. 5 na ZPO I v U.S. Steel Košice, a.s. z dôvodu jeho rekonštrukcie. Záverečná správa. Jún 2008.
- [2] Haibach,E.: Betriebsfestigkeit. VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf, 1989.
- [3] Gulán, L., Bukoveczky, J.: Platform creation of modular working machines. In: Gép, 4/2006. Published by the Scientific Society of Mechanical Engineering, s. 27 – 29, Maďarsko, 2006, ISSN 0016-8572.
- [4] STN 73 1401 Navrhovanie ocelových konštrukcií.
- [5] STN 27 0103 Navrhování ocelových konstrukcí jeřábů. Výpočet podle mezních stavů.

INFLUENCE OF CYLINDER SHAPE AND COMBUSTION SPACE ON ENGINE OUTPUT CHARACTERISTIC OF TWO-STROKE COMBUSTION ENGINE

Peter BIGOŠ, Michal PUŠKÁR²

Key words: combustion space, engine output

Abstract:

The influence of piston shape and combustion space on an engine output characteristic of two-stroke combustion engine is significant. This article compares output characteristics of this engine by using of various types of combustion spaces.

1. Introduction

The great number of single-track vehicles uses two-stroke combustion engines as a drive unit. When compared to a four-stroke engine with stroke volume conservation its advantage is predominately in easier construction and in higher output. Shape and dimensions of combustion space influence greatly its output parameters, ex. engine output and torque.

2. Principle of Combustion for Two-Stroke Engines

The arrangement of combustion space and the position of sparking-plug influence the flame shape and its dispersion and therefore the speed of heat development and pressure behaviour in a cylinder.

The preparation of mixture in gas engines begins when cylinder is being filled, it continues during compression and finishes close before combustion. Combustion speed depends on the type of mixture, combustion behaviour and mixture movement. Mixture whirling is possible to achieve with a shape of combustion space and so to manage combustion behaviour. This shape affects the indicated pressure, efficiency and rigidity of an engine run.

An advancement of the shape of combustion space is possible to evaluate with critical compression ratio, i.e. detonation resistance. From engine output point of view and the thermal efficiency, the value of critical compression ration should be as high as possible. There is faster and more perfect fire-through at a high level of compression; the more efficient pressure is created on the piston and thus it is possible to reach high engine speed.

The complete development of shape for combustion space as well as a system of scavenging is aimed at this problem. Designers' efforts tend to reach this mixture movement in a combustion space, which makes possible as quick as possible a fire-through of whole amount of fuel-air mixture.

One of the possibilities is antiknock shape of combustion spaces. The basis is antiknock spacing (squish) with size approximately from 0.7 to 1.2 mm. There is this spacing between a piston and a cylinder head if a piston is in bottom dead point. At the end of compression stroke the room of the spacing reduces quickly and a mixture leaks from this place in the direct of piston centre. The intense flow is evocated with this. The flow accelerates combustion and prevents a detonation occurrence. There are also other influences impacting the critical compression ratio, for example: cooling, shape of ignition curve and so on. If compared, these impacts have to be kept as constant or as optimal value [2].

As results of long time experiences and research of motorcycle firms a compact semi-spherical combustion space is the most suitable. This shape, with small differences, is used

² **Prof. Ing. Peter Bigoš, CSc., Ing. Michal Puškár, PhD.,** Faculty of Mechanical Engineering, TU Košice, Department of Design, Transportation and Logistic, Letná 9, 040 01 Košice, Slovak Republic, tel.: +421 55 602 2355, e-mail: peter.bigos@tuke.sk, michal.puskar@tuke.sk

for the wide spectrum of motorcycles series as well as special two-stroke racing vehicles. However, the lower output at the middle revolutions is its disadvantage. For this reason there are developed other type of combustion space with the combination of flat piston (Fig.2). The comparison of engine output characteristics were done.

3. Monitoring of Influence of Piston Shape and Combustion Space on Output Characteristic

That is very difficult to demonstrate the influence of piston shape and combustion space on output characteristic for two two-stroke petrol engine. Although there is software for modelling of processes which are operating inside a cylinder and inside an exhaust system during the combustion, the real results can be achieved only with difficulties. Therefore, the experiment was conducted.

As the experimental model was used the two-stroke engine by company ROTAX, (see Fig.1). The technical parameters of the serial variant of this engine are in Tab.1.

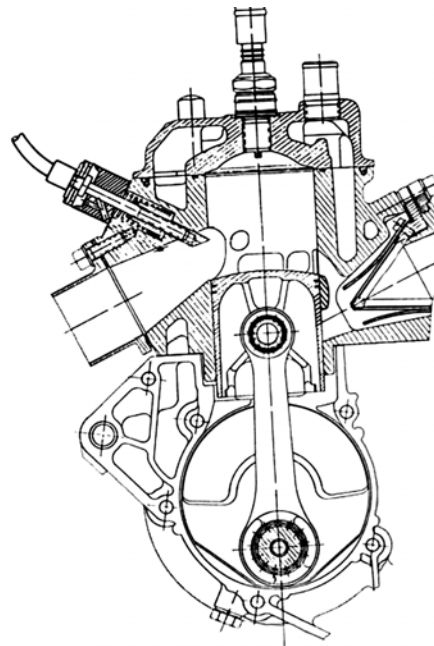


Fig.1. Engine ROTAX 122

Table 1 Technical Parameters of Series Engine ROTAX 122

Type	a single-cylinder, a two-stroke engine, liquid cooled, membrane filled, an electrical-controlled exhaust power valve
Capacity	124.8 cm ³
Bore x Stroke	54 x 54.5 mm
Compression ratio	12.5 ± 0.5:1
Max. output	29.3 hp -11 000 rpm
Max. torque	19.5 N·m – 10 000 rpm
Carburetor	Dell'Orto PHBH 28 BD
Gear-box	6-speed

For measurement there were made two variants of combustion spaces, (see Fig.2). The standard piston with a vault was used for type A (semi-spherical shape). The piston with flat bottom was used for type B. The purpose of the testing was to determine which variant is able to better use an output potential of this two-stroke combustion engine and to establish the differences in system performance when using individual components with specific engine speed. The compression ratio and the antiknock spacing (squish) were the same for both types.

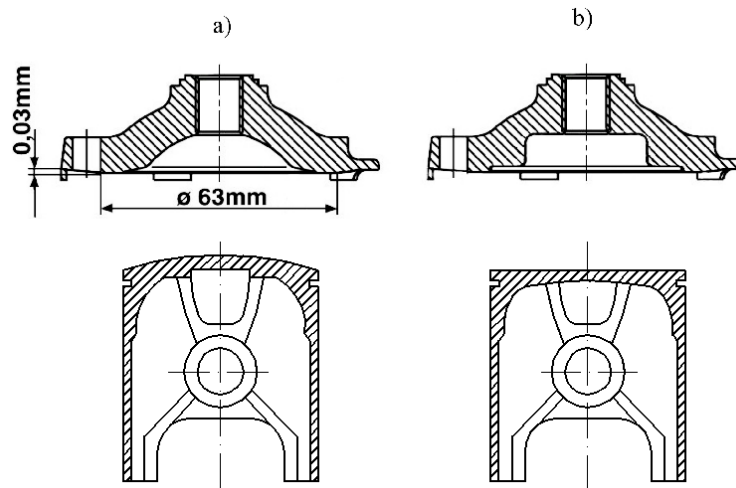


Fig.2. Types of Combustion Spaces and Pistons: a) *Type A* – semi-spherical shape
b) *Type B* – flat shape

An output engine brake was used as measuring device (Fig.3). That is a starting dynamic brake. Its advantage is a possibility to obtain output-moment characteristic during several seconds. The measurement is performed locally, it is not necessary to have a test ring. The principle consists in an acceleration of constant mass (balance wheel), which has got constant moment inertia. After finishing of the measurement, software will calculate functional dependence of output and torque on engine revolutions.



Fig.3. Output (Engine) Brake

There were performed many measurements at various atmospheric conditions to eliminate an influence of this factors and to prevent potential random error caused by external effects.

Fig.4 graphically indicates the measured dependence of output and engine revolutions with use of both variants of combustion spaces. This graph also enables assessment of individual measurements. The output engine brake works only with old units [k] and [kpm] therefore it was necessary to convert the results into SI units.

Tab. 2 indicates the maximum output [kW (k)] values of the individual engine speed for both types of combustion spaces. The ranges of exploitable engine speed are approximately similar, the importance is given to the output contribution at the given engine speed.

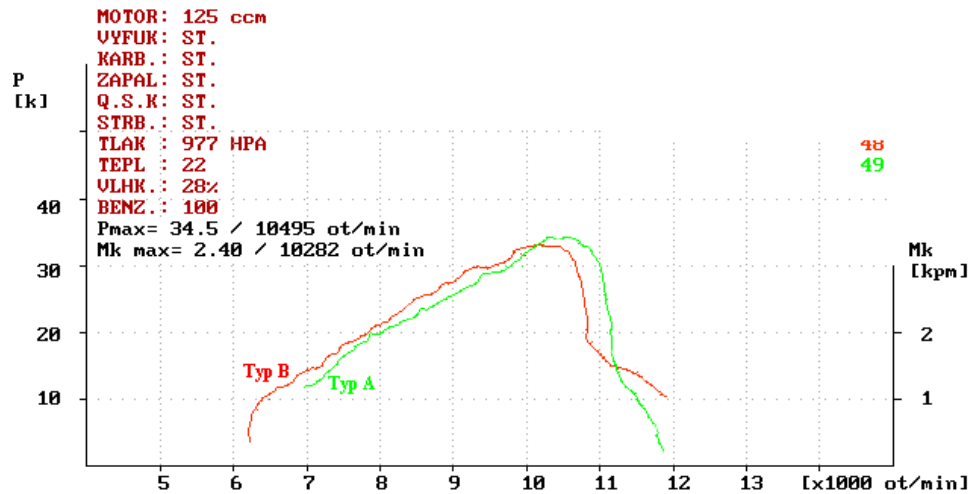


Fig.4. Output and Torque Behaviour with Using of Both Types of Combustion Spaces

Notes for Fig.4:

x – axis revolutions per minute

y – axis (left) engine output [hp], i.e. $P[kW]=P[k] \cdot 0.7355$

z – axis (right) torque [kpm], i.e. $Mk [Nm]=Mk [kpm] \cdot 9.81$

Upper legend in the graphs:

MOTOR – engine, VYFUK – exhaust port

KARB. – carburettor, ZAPAL. – ignition

Q.S.K. – capacity of combustion space

STRB. – distance between the piston and head

TLAK – pressure, TEPL – temperature

VLHK. – humidity, BENZ. – petrol

$P_{max}= 25.4 \text{ kW (34,5 hp) / 10495 rpm}$

$Mk_{max}= 23.54 \text{ Nm (2,40 kpm) / 10282 rpm}$

Table 2 Measurement Results, Maximum Output P [kW (k)]

n [rpm]	Type A – semi-spherical shape	Type B – flat shape
7 000	8.8 (12)	10.3 (14)
8 000	14.7 (20)	16.2 (22)
9 000	18.4 (25)	20.6 (28)
10 000	23.5 (32)	24.3 (33)
10 500	25.4 (34.5)	23.5 (32)
11 000	22.1 (30)	12.5 (17)

4. Conclusion

Resulting from the measuring analysis the semi-spherical combustion space in combination with the semi-spherical shape of piston bottom gives higher maximum performance. However, the performance during revolutions is higher when using the developed (flat) combustion space in combination with the flat-top piston. This is a significant advantage since the flat shape of combustion space continuously provides performance increase and therefore better steering control of single-track vehicle with this type of engine.

The problem of increasing for output parameter of single-track vehicle with safety and durability conservation is solved at the present time in the framework project VEGA 1/0146/08 Material flows and logistics, innovation processes in construction of manipulation and transport devices as active logistic elements with the aim of reliability increasing.

5. LITERATURE

[1] BLAIR, G. P. : Further Developments in Scavenging Analysis for Two-Cycle Engines, SAE Paper 800038,1980.

[2] HUSÁK, P.: Motocykly s dvoudobým motorem, SNTL, Praha, 1978 ("Motorcycle with Two-stroke Engine")

[3] KOŽOUŠEK, J.: Teorie spalovacích motorů, SNTL/ALFA, Praha, 1971 ("Theory of Combustion Engines")

[4] NUTI, M.: Direct Fuel Injection for Two-Stroke S.I. Engines Exhaust Emissions Abatement. 2.GRAZER ZWEIRADTAGUNG,1986

[5] PLOHBERGER, D. ,MIKULIC, L. A. ,LANDFAHRER, K. : Development of a Fuel Injected Two- Stroke Gasoline Engine, SAE Paper 880170,1988

Reviewer: doc. Ing. Karol Kubín, CSc.

NÁVRH METODIKY SLEDOVÁNÍ KONFLIKTNÍCH SITUACÍ Z PLOVOUCÍHO VOZIDLA

Martin Blatoň³, Vladislav Křivda⁴

Klíčová slova: plovoucí vozidlo, konfliktní situace, silniční doprava

Abstrakt:

Článek popisuje sledování konfliktních situací z plovoucího vozidla v silničním provozu. V úvodní části je popsán návrh dynamické metody. Dále byl proveden systematický dopravní průzkum z plovoucího vozidla z něhož se provedla analýza zjištěných dat.

1. Úvod

Konfliktními situacemi (dále jen KS) se rozumí takové okamžiky a situace v silničním provozu, kdy vzniká (nebo může vzniknout) pro některé jeho účastníky větší než obvyklá míra nebezpečí. Každé dopravní nehodě musí standardní konfliktní situace předcházet [2]. V následujícím textu se pokoušíme popsat návrh metodiky dynamického sledování konfliktních situací. Základem pro její vytvoření se stala Folprechtova videoanalýza sledování konfliktních situací.

Cílem tedy bylo pokusit se vytvořit poněkud jinou klasifikaci konfliktních situací, neboť v našem případě se nejedná o statické sledování silničního provozu, nýbrž o dynamické sledování z měřicího vozidla. Při praktických průzkumech jsme se snažili, aby se měřící vozidlo chovalo jako plovoucí vozidlo, tedy takové vozidlo chovající se v dopravním proudu jako typické. Prakticky to znamená, že by se počet jím předjetých vozidel měl rovnat počtu vozidel, které jej předjely za časovou jednotku (respektive na délkovém úseku komunikace).

Metoda sledování konfliktních situací z plovoucího vozidla se pokouší sledovat chování dopravního proudu jako celku. Smyslem je vztahovat konfliktní situace na intenzitu a parametry dopravní cesty (šířkové, směrové, rychlostní).

2. Návrh struktury charakteristik

Metoda se pokouší sledovat konfliktní situace pomocí čtyř stupňů závažnosti. Čtyři stupně závažnosti byly zachovány tak, jak je používá již zavedená metoda statického sledování konfliktních situací [1]. Rovněž zaznamenávání trojmístným klasifikačním symbolem, je obdobné. Nicméně parametry zápisu budou jiného charakteru.

Změna ve značení byla provedena na prvním místě symbolu (tj. klasifikace KS podle typu komunikace – viz tab. č. 1) a na druhém místě (tj. klasifikace KS podle způsobu vyvolání konfliktu – viz tab. č. 2). Třetí znak, tj. klasifikace dle závažnosti KS, ten zůstává stejný – [1]. Tedy závažnost stupně 1 – potenciální KS, stupeň 2 odpovídá – KS bez násilné reakce, 3 – KS s násilnou reakcí a 4 – již znamená dopravní nehodu.

³ Ing. Martin Blatoň, Fakulta strojní, VŠB – Technická univerzita Ostrava, Institut dopravy, Ústav pozemní dopravy, Laboratoř silniční dopravy, tř. 17. listopadu 15, 708 33 Ostrava-Poruba, Česká republika, tel.: +420 59 732 5210, fax: +420 59 691 6490, e-mail: blatonm@centrum.cz

⁴ Ing. Vladislav Křivda, Ph.D., Fakulta strojní, VŠB – Technická univerzita Ostrava, Institut dopravy, Ústav pozemní dopravy, Laboratoř silniční dopravy, tř. 17. listopadu 15, 708 33 Ostrava-Poruba, Česká republika, tel.: +420 59 732 5210, fax: +420 59 691 6490, e-mail: vladislav.krivda@vsb.cz; <http://www.id.vsb.cz/krivda>; <http://www.id.vsb.cz/LSD>

Tab. 1 Klasifikace podle typu komunikace (1. Znak) [3]

intravilán	dvoupruhový typ komunikace		1
	čtyřpruhový typ komunikace	směrově rozdělená	2
		směrově nerozdělená	3
extravilán	dvoupruhový typ komunikace		4
	čtyřpruhový typ komunikace	směrově rozdělená	5
		směrově nerozdělená	6
	dálniční typ komunikace		7

Pozn.: Tři tečky znamenají další znak daného symbolu

Tab. 2 Klasifikace podle způsobu vyvolání konfliktu (2. Znak) [3]

silniční infrastruktura	technický stav komunikace – viz. obr. č. 1	... S_t ...
	stavební uspořádání	... S_u ...
	svislé dopravní značky	... S_s ...
	vodorovné dopravní značky	... S_v ...
provozní	nebezpečné předjíždění	... P_{np} ...
	nedodržení nejvyšší předepsané rychlosti	... P_v ...
	nesprávný způsob chování (jízdy)	... P_j ...
	agresivita	... P_a ...
	pasivita	... P_p ...
	chodci – viz. obr. č. 2	... P_{ch} ...
	zastavení	... P_z ...
	vjezd (vstup) na červenou	... $P_{\check{c}}$...
	nedodržení přednosti	... P_n ...

2.1. Příklady pořízených snímků

Snímek č. 1 nám ilustruje špatnou kvalitu povrchu vozovky v pravém jízdním pruhu. Poškozené místo vozovky je označeno přenosnou svislou dopravní značkou, která je převrácená. Řidiči, kteří nejprve stáli v koloně vozidel a poté se rozjíždějí, musejí na tuto situaci reagovat mírným úhybným manévrem, protože ji zahlédnou v poslední chvíli. V tomto případě byla situace vyhodnocena stupněm závažnosti dvě.

**Obr.1.** Špatná kvalita povrchu vozovky S_t [3]

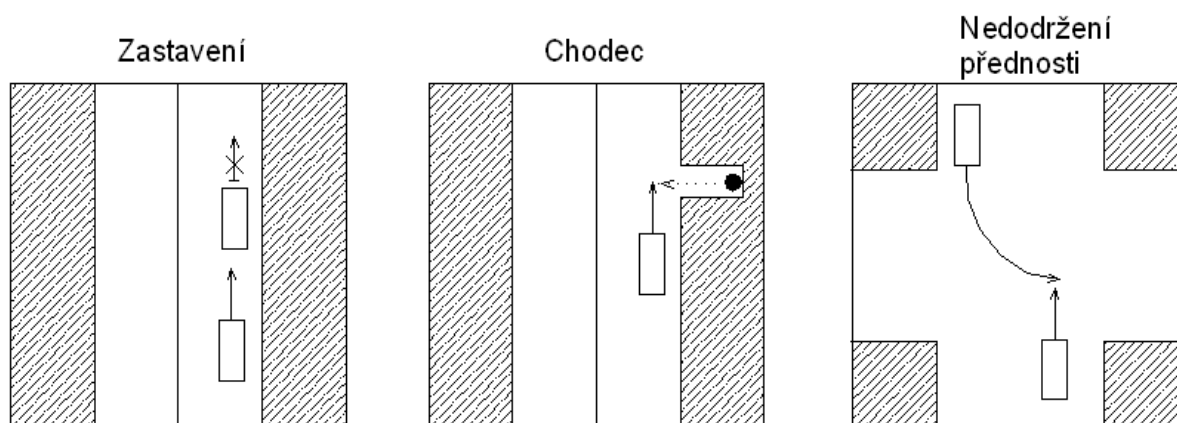
Často se můžeme setkat s přecházením chodce či chodců přes čtyřpruhovou směrově nerozdělenou komunikaci mimo vyznačený přechod pro chodce (viz. obr. č. 2). Skupinka tří chodců zachycených na následujícím snímku se nepřesvědčila, zda může vozovku přejít, aniž by ohrozila sebe nebo ostatní účastníky provozu a bezmyšlenkovitě se pustila do přecházení komunikace. Řidiči přijíždějících vozidel v jednom i druhém směru byli donuceni náhle snížit rychlost. Situace byla ohodnocena již stupněm závažnosti tři.



Obr.2. Skupina chodců při nebezpečném přecházení P_{ch}

3. Návrh schematického značení jednotlivých KS

Schematické značení KS slouží jako efektivní pomůcka při identifikaci, analýze a hodnocení situací vysledovaných dynamickou metodikou. Některé příklady jsou na obr. č. 3, více viz. [3].



Obr.3. Příklady schematického značení KS [3]

Pozn.: V obrázku jsou plnou čarou zakresleny trajektorie silničních vozidel a tečkovanou čarou trajektorie chodce

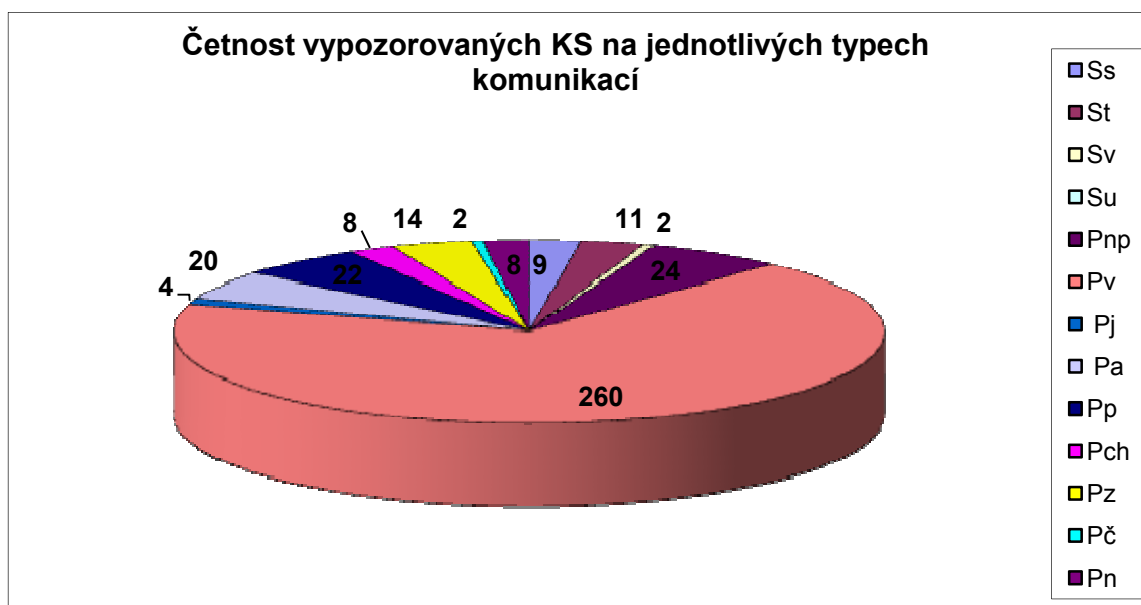
4. Vlastní měření KS z plovoucího vozidla

Natáčení videosnímků bylo provedeno na následujících trasách:

- Karviná – Žilina
- Karviná-Hranice – Ostrava-Poruba
- Ostrava-Poruba – Karviná-Hranice
- Ostrava – Nošovice
- Bratislava – Nitra

Uvádíme zde pouze závěry, které byly získány výše popsanou metodikou. V grafu na obr. č. 4 je uvedena četnost vypořádaných KS na jednotlivých typech komunikací. Nejčetnější KS bylo překročení nejvyšší povolené rychlosti.

Následující graf zobrazuje četnost vypořádaných konfliktních situací na jednotlivých typech komunikací. Aby bylo možné komparovat jednotlivé typy komunikací bylo nutné každý typ komunikace sledovat stejný časový úsek (hodinu). Nejčetnější konfliktní situací se stalo překročení nejvyšší povolené rychlosti.



Obr.4. Četnost vypořádaných KS při všech měřeních [3]

Závěry z provedených měření jsou následující: se vzrůstající intenzitou provozu dochází na čtyřpruhových směrově rozdělených i nerozdělených komunikacích v intravilánu k nárůstu KS. Zejména byli pozorováni agresivní řidiči při stání v koloně před křižovatkou. Řidiči se snažili „vtěsnat“ do sousedního jízdního pruhu i za cenu nebezpečných přejížděcích manévru. Četnost agresivního chování roste s intenzitou provozu vyšší než 800 jednotkových vozidel za hodinu. Při takové hustotě provozu byly tyto KS hodnoceny stupněm závažnosti 2. Vyskytly se však i případy stupně 3. Na dvoupruhových komunikacích (především v intravilánu) stačí poměrně malá intenzita protisměrného proudu a počet KS vyvolaných agresivitou řidičů je srovnatelný s čtyřpruhovou komunikací s dvojnásobnou intenzitou.

Tab. 3 Vybrané KS a jejich četnosti podle typu komunikace [3]

typ komunikace	počet P_p	počet P_v
1	2	6
2	1	35
3	1	40
4	10	14
5	2	61
6	2	71
7	3	33
Celkem	21	260

Dalším z jevů vypořizovaných na čtyřpruhových komunikacích (intravilán i extravilán) je nárůst četnosti přestoupení nejvyšší povolené rychlosti. Nedodržení povolené rychlosti byla zároveň nejčastější vypořizovaná KS. V případě dálnice či čtyřpruhové komunikace není tento jev až tak nebezpečný, ale je mimořádně četný. Šířkové uspořádání těchto komunikací nám umožňuje tento častý jev téměř nevnímat, ačkoli by k němu nemělo docházet. Tento jev byl hodnocen převážně stupněm závažnosti 1. Na dvoupruhových komunikacích byl tento jev pozorován méně často, ale zde naopak způsobuje větší míru rizika na rozdíl od čtyřpruhových komunikací. V těchto případech byly KS hodnoceny stupněm závažnosti 2, resp. i 3. Vypořizované překročení rychlostí na jednotlivých typech komunikací udává tab. č. 3 (sloupec P_v).

V tab. č. 3 (sloupec P_p) jsou uvedeny jednotlivé četnosti vypořizované pasivity. Toto chování se nejvíce projevovalo na dvoupruhových komunikacích v extravilánu.

5. Závěr

Použitá metodika prokázala, že výsledky zpracování jsou průkazné a že tedy je obecně aplikovatelná. Tento poznatek je zásadní, neboť metodický postup byl navržen a aplikován vlastně poprvé. Jsme přesvědčeni, že tato metodika, navazující na Folprechtovu videoanalýzu KS, je použitelná a skýtá možnosti dalšího využití.

Je zapotřebí dále posoudit sledování navržené metodiky v rozsahu intenzit a typu komunikací (popř. za různých povětrnostních podmínek). Jednotlivé komunikační úseky by bylo možné komparovat a tak získávat představu o jejich míře nebezpečnosti provozu. Jako příklad by mohly posloužit závady na silniční infrastruktuře, které jsou touto metodikou velmi dobře kvalifikovatelné a kvantifikovatelné. Následně je možné tyto závady sčítat a poté předat příslušnému orgánu.

Tento článek mohl vzniknout také díky internímu doktorskému grandu Fakulty strojní, VŠB-TU Ostrava, z jehož prostředků bylo zakoupeno hardwarové vybavení, usnadňující zpracování a vyhodnocování naměřených hodnot.

6. Literatura a zdroje informací

- [1] Folprecht, J. *Metoda sledování a hodnocení konfliktních situací v silniční dopravě a její význam pro zvyšování bezpečnosti provozu*. Mezinárodní vědecká konference při příležitosti 50 let působení VŠB v Ostravě. Sekce 19: Doprava VŠB - TU Ostrava, 1995, s. 419.
- [2] Folprecht, J., Křivda, V. *Organizace a řízení dopravy I*. 1.vydání. Ostrava: VŠB – TU, 2006. 158 s. Fakulta strojní. ISBN 80 – 248 – 1030 – 1.
- [3] Blatoň, Martin. *Sledování konfliktních situací z plovoucího vozidla v silničním provozu*. Diplomová práce, Institut dopravy, Fakulta strojní, VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2007, 69 s.

Summary:

Proposal of Methodology of Monitoring Conflict Situation from Floating Vehicle

The paper describe to the monitoring of conflict situation from the point of the floating vehicle on road trafic. In the inductory chapter is described a project of a dynamic method. Further, a systematic tradic research was undertaken from floating vehicle, from which an analysis of the gathered data.

Key words: Floating Vehicle, Conflict Situation, Road Transport

Recenzent: Ing. Michal Richtář

vedoucí Laboratoře silničních vozidel
Institut dopravy, Fakulta strojní, VŠB-TUO

SIMULACE MARKOVOVÝCH SYSTÉMŮ HROMADNÉ OBSLUHY

Michal DORDA⁵

Klíčová slova: systémy hromadné obsluhy, simulace, Witness, komparace výsledků

Abstrakt: Příspěvek se zabývá možnostmi modelování Markovových systémů hromadné obsluhy pomocí simulačního software Witness. Jelikož Witness neumožňuje sledovat stav systému spojitě, je nutno pro simulaci těchto systémů volit interval vzorkování, stav systému je zjišťován vždy po uplynutí tohoto předem stanoveného intervalu. Příspěvek se dále zabývá srovnáním výsledků analytického výpočtu s výsledky získanými simulací.

1. Úvod

V běžné průmyslové i dopravní praxi se velice často setkáváme s tzv. systémy hromadné obsluhy, aniž si to v podstatě mnozí z nás uvědomují. Takovým systémem hromadné obsluhy je např. čerpací stanice, parkoviště nebo jeřáb v průmyslovém podniku. Pro systémy hromadné obsluhy je charakteristické, že jsou tvořeny jednou nebo několika obslužnými linkami (mohou být řazeny sériově, paralelně nebo kombinovaně), které provádí obsluhu zákazníků vstupujících do systému za účelem obsluhy. Po provedení obsluhy zákazníci opouštějí systém. V některých systémech hromadné obsluhy se připouští existence fronty, ve které se shromažďují zákazníci čekající na obsluhu. Systémy hromadné obsluhy tvořící fronty lze rozdělit podle tzv. frontového režimu, kdy rozeznáváme např. frontový režim FIFO (First In - First Out) nebo LIFO (Last In - First Out) atd. V tomto článku se zaměříme na Markovův systém hromadné obsluhy (dále jen MSHO) s paralelně řazenými linkami a s omezenou délkou fronty, tedy systém, kde se vstupní tok (počet zákazníků ucházejících se o obsluhu v systému za jednotku času) řídí Poissonovým rozdělením pravděpodobnosti, doba obsluhy zákazníka se řídí exponenciálním rozdělením pravděpodobnosti, který umožňuje čekání definovaného počtu zákazníku na obsluhu ve frontě s frontovým režimem FIFO a na možnosti jeho simulace v simulačním prostředí Witness.

2. Formulace problému a jeho analytické řešení

Uvažujme tedy Markovův systém hromadné obsluhy s omezenou délkou fronty, který je tvořen n paralelně umístěnými obslužnými linkami a $(m-n)$ místy ve frontě, kde $m > n$. Celkový počet míst v systému je potom roven m . Proud požadavků přicházejících k systému za účelem obsluhy je Poissonův s parametrem vstupního toku λ (střední počet zákazníků, kteří se uchází o obsluhu v systému za jednotku času); délky časových intervalů mezi vstupy po sobě jdoucích zákazníků se potom řídí exponenciálním rozdělením pravděpodobnosti se střední hodnotou $\frac{1}{\lambda}$. Doba obsluhy jednoho požadavku se řídí exponenciálním rozdělením

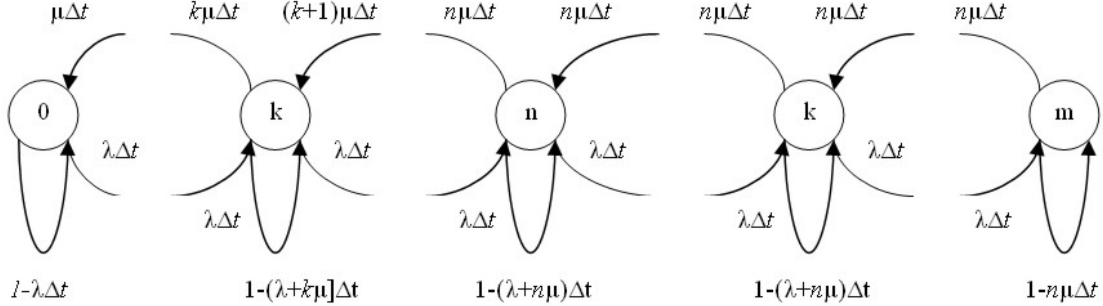
pravděpodobnosti se střední hodnotou $\frac{1}{\mu}$, z čehož parametr obsluhy je roven μ (střední počet zákazníků, které obslouží jedna linka za jednotku času).

Zákazníci odcházejí neobslouženi tehdy, najdou-li systém v okamžiku svého příchodu k systému plně obsazen (tj. jsou obsazeny všechny linky i místa ve frontě). Zajímá nás, jaké bude mít tento systém provozní charakteristiky.

Abychom mohli analyticky určit provozní charakteristiky tohoto systému hromadné obsluhy, musíme stanovit pravděpodobnosti jednotlivých stavů systému. V tomto případě musíme určit pravděpodobnosti, že v čase t se v systému vyskytuje k zákazníků, tzn.

⁵ Ing. Michal Dorda, Fakulta strojní, VŠB-TU Ostrava, Institut dopravy, Ústav pozemní dopravy, 17. listopadu 15, 708 33 Ostrava-Poruba, Česká republika, tel.: +420 59 732 5755, e-mail: m.dorda@seznam.cz

pravděpodobnosti $P_k(t)$, kde $0 \leq k \leq m$. Systém je za tímto účelem vhodné znázornit přechodovým grafem (viz obrázek 1). Vrcholy přechodového grafu reprezentují jednotlivé stavy systému (v systému může být 0, 1, 2, až obecně m zákazníků, systém má tedy obecně $m+1$ stavů), hrany představují přechody mezi jednotlivými stavy, příp. setrvání systému v určitém stavu, a ohodnocení hran udává pravděpodobnosti těchto přechodů či pravděpodobnosti setrvání systému v daném stavu.



Obr.1. Přechodový graf MSHO s omezenou frontou

Pro pravděpodobnosti stavů $P_k(t + \Delta t)$, tj. pravděpodobnosti, že se v čase $t + \Delta t$ v systému nachází k zákazníků, můžeme psát:

$$P_0(t + \Delta t) = P_0(t) \cdot (1 - \lambda \Delta t) + P_1(t) \cdot \mu \Delta t + o(\Delta t),$$

pro $k = 1, \dots, n-1$:

$$P_k(t + \Delta t) = P_{k-1}(t) \cdot \lambda \Delta t + P_k(t) \cdot [1 - (\lambda + k\mu)] \Delta t + P_{k+1}(t) \cdot (k+1)\mu \Delta t + o(\Delta t),$$

$$P_n(t + \Delta t) = P_{n-1}(t) \cdot \lambda \Delta t + P_n(t) \cdot [1 - (\lambda + n\mu)] \Delta t + P_{n+1}(t) \cdot n\mu \Delta t + o(\Delta t),$$

pro $k = n+1, \dots, m-1$:

$$P_k(t + \Delta t) = P_{k-1}(t) \cdot \lambda \Delta t + P_k(t) \cdot [1 - (\lambda + n\mu)] \Delta t + P_{k+1}(t) \cdot n\mu \Delta t + o(\Delta t),$$

$$P_m(t + \Delta t) = P_{m-1}(t) \cdot \lambda \Delta t + P_m(t) \cdot (1 - n\mu \Delta t) + o(\Delta t).$$

Řešením soustavy rovnic v podmínkách dlouhodobého provozu uvedeného např. v [1] jsou rekurentní vzorce:

$$P_k = \frac{\lambda}{k\mu} P_{k-1} \quad \text{pro } k = 1, \dots, n, \quad (1)$$

$$P_k = \frac{\lambda}{n\mu} P_{k-1} \quad \text{pro } k = n, \dots, m, \quad (2)$$

nebo:

$$P_k = \frac{1}{k!} \left(\frac{\lambda}{\mu} \right)^k P_0 \quad \text{pro } k = 1, \dots, n, \quad (3)$$

$$P_k = \frac{1}{n! n^{k-n}} \left(\frac{\lambda}{\mu} \right)^k P_0 \quad \text{pro } k = n, \dots, m. \quad (4)$$

Na základě odvozených vzorců (1) až (4) jsme schopni vypočítat pravděpodobnosti všech stavů systému s výjimkou pravděpodobnosti P_0 . Tuto pravděpodobnost lze odvodit

z logické podmínky $\sum_{k=0}^m P_k = 1$.

Pro P_0 potom platí vztah:

$$P_0 = \frac{1}{\sum_{k=0}^{n-1} \frac{1}{k!} \left(\frac{\lambda}{\mu} \right)^k + \frac{1}{n!} \left(\frac{\lambda}{\mu} \right)^n \cdot \frac{1 - \rho^{m-n+1}}{1 - \rho}} \quad \text{pro } \rho \neq 1, \quad (5)$$

$$P_0 = \frac{1}{\sum_{k=0}^{n-1} \frac{1}{k!} \left(\frac{\lambda}{\mu}\right)^k + \frac{1}{n!} \left(\frac{\lambda}{\mu}\right)^n \cdot (m-n+1)} \quad \text{pro } \rho = 1, \quad (6)$$

kde $\rho = \frac{\lambda}{n\mu}$ označujeme jako intenzitu provozu.

Základními provozními charakteristikami tohoto systému jsou:

- pravděpodobnost odmítnutí zákazníka $P_{ODM} = P_m = \frac{1}{n!n^{m-n}} \left(\frac{\lambda}{\mu}\right)^m P_0$, (7)

- střední počet zákazníků v obsluze $ES = \frac{\lambda}{\mu} (1 - P_m)$, (8)

- střední počet zákazníků ve frontě $EL = \sum_{k=n+1}^m (k-n) P_k$, (9)

- střední počet zákazníků v systému $EK = ES + EL$, (10)

- využití systému $\kappa = \frac{ES}{n}$. (11)

3. Simulační model MSHO s omezenou délkou fronty

Při řešení praktických problémů z oblasti systémů hromadné obsluhy se často používá simulačních programů. Výsledky získané simulací ovšem zcela neodpovídají výsledkům analytického výpočtu (toto je způsobeno obecnými nevýhodami simulačních programů, např. užití pseudonáhodných čísel), nicméně simulace je mnohdy jediným řešicím prostředkem v situacích, kdy nejsou analytické prostředky pro řešení takových systémů k dispozici. Je proto smysluplné zabývat se komparací výsledků získaných simulací s analytickými výsledky.

Za účelem, jak výsledky získané simulací korespondují s výsledky analytického výpočtu, byl vytvořen simulační model MSHO s omezenou délkou fronty v simulačním prostředí Witness. Model si vstupní data (hodnoty λ , μ , n a m) načítá při startu simulace z externího souboru (v tomto souboru je možno tyto hodnoty libovolně nastavovat), čímž je umožněno simulovat uvažovaný MSHO s prakticky jakýmkoliv parametry bez nutnosti zásahu do simulačního modelu. Výstupy simulačního modelu jsou:

- pravděpodobnosti jednotlivých stavů systému,
- provozní charakteristiky systému (P_{ODM} , EK , ES , EL a κ).

Tyto výstupy jsou během simulačního běhu počítány v řešitelem stanoveném časovém intervalu a jsou pro potřeby dalšího zpracování zapisovány do externího souboru.

Jelikož simulační systém Witness neumožňuje sledovat stav systému (tedy obsazení linek a fronty) spojitě, je nutno přistoupit k tomu, že je stav modelovaného systému sledován vždy po uplynutí předem stanoveného dostatečně malého časového úseku, označme jej T - interval vzorkování.

Nyní je třeba určit, jaká hodnota T je pro daný simulační experiment vhodná, tzn. jak se její velikost projeví na kvalitě výsledků simulace.

Je zřejmé, že hodnota T musí reflektovat, jak často dochází v systému ke změně stavu, tj. příchodu či odchodu zákazníka. Víme, že parametr vstupního toku λ charakterizuje, kolik zákazníků se průměrně uchází o obsluhu v systému za jednotku času. Obdobně, parametr obsluhy μ udává, kolik zákazníků průměrně obslouží jedna linka za jednotku času. Potom $n\mu$ (parametr systému) říká, kolik zákazníků je průměrně daný systém schopen obsloužit za jednotku času, resp. kolik obsloužených zákazníků průměrně opouští systém za jednotku času. Můžeme tedy konstatovat, že průměrný počet událostí, které nastanou v systému za jednotku času, je roven $\lambda + n\mu$. Ke stanovení vhodného intervalu vzorkování je zapotřebí volit takový vztah, který při malém počtu změn v systému za zvolenou jednotku času přiřadí větší interval vzorkování, naopak při větším počtu změn v systému za jednotku

času přiřadí menší hodnotu intervalu vzorkování. Zbytečně krátký interval vzorkování totiž zpomaluje chod simulace, což se může v některých případech jevit jako problematické.

Za předpokladu, že parametry vstupního toku i obsluhy jsou vztaženy k časové jednotce [h], potom hodnota výrazu $\frac{60}{\lambda + n\mu}$ představuje průměrný interval mezi výskytem

událostí v [min], tato hodnota se nabízí pro volbu T . Můžeme tedy stanovit hypotézu, že při volbě velikosti T se můžeme řídit vztahem:

$$T = \frac{60}{\lambda + n\mu} \text{ [min]}. \quad (12)$$

Přístupme k experimentálnímu ověření naší hypotézy. Uvažujme nyní dva konkrétní příklady MSHO s omezenou frontou, oba se třemi obslužnými linkami a třemi místy ve frontě; parametry vstupního toku jsou $\lambda_1 = 10 \text{ zák} \cdot \text{h}^{-1}$ a $\lambda_2 = 60 \text{ zák} \cdot \text{h}^{-1}$, parametry obsluhy

$\mu_1 = 4 \text{ zák} \cdot \text{h}^{-1}$ a $\mu_2 = 24 \text{ zák} \cdot \text{h}^{-1}$. Zatížení systému $\frac{\lambda}{\mu} = 2,5$, počty míst v obsluze a ve

frontě jsou v obou případech stejné, tedy i pravděpodobnosti jednotlivých stavů a provozní charakteristiky mají tyto dva systémy taktéž shodné; tyto vypočtené hodnoty jsou uvedeny v tabulce 1. Pro potřeby simulace těchto vzorových případů by hodnota T měla být:

$$T_1 = \frac{60}{\lambda + n\mu} = \frac{60}{10 + 3 \cdot 4} \doteq 2,73 \text{ min a } T_2 = \frac{60}{\lambda + n\mu} = \frac{60}{60 + 3 \cdot 24} \doteq 0,45 \text{ min}.$$

Nyní je třeba vhodnými simulačními experimenty ověřit, že takto zvolená hodnota intervalu vzorkování je postačující a výrazně neovlivní přesnost výsledků simulačního experimentu. Pro oba systémy (první systém - experiment I, druhý systém - experiment II) bylo provedeno více simulačních experimentů lišících se volbou hodnoty T . Tato hodnota byla postupně nastavována na T a násobky $10T$, $50T$, $100T$ a $T/10$. Výsledky získané simulací jsou uvedeny v tabulkách 1, 2 a 3.

Simulace činnosti těchto systémů byla vždy provedena na dobu práce rovnu 52 týdnů.

Tab. 1 Výsledky výpočtu a simulačních experimentů pro T (bez využití systému K)

k	Analytický výpočet		Experiment I, T		Experiment II, T	
	P_k	EK	P_k	EK	P_k	EK
0	0,06796	2,94449	0,06997	2,93926	0,06746	2,94708
1	0,16990	ES	0,16708	ES	0,16959	ES
2	0,21237	2,24396	0,21351	2,24241	0,21253	2,24592
3	0,17698	EL	0,17882	EL	0,17755	EL
4	0,14748	0,70053	0,14659	0,69685	0,14739	0,70116
5	0,12290	P_{ODM}	0,12183	P_{ODM}	0,12268	P_{ODM}
6	0,10242	0,10242	0,10220	0,10136	0,10280	0,10255

Tab. 2 Výsledky simulací - experiment I (bez využití systému K)

k	10T		50T		100T		T/10	
	P_k	EK	P_k	EK	P_k	EK	P_k	EK
0	0,06990	2,92880	0,06901	2,93906	0,07344	2,91406	0,06970	2,93954
1	0,16849	ES	0,17083	ES	0,17135	ES	0,16753	ES
2	0,21365	2,23969	0,21016	2,24115	0,21250	2,22448	0,21331	2,24254
3	0,18021	EL	0,17760	EL	0,17188	EL	0,17846	EL
4	0,14625	0,68911	0,14740	0,69792	0,15000	0,68958	0,14700	0,69699
5	0,12167	P_{ODM}	0,12448	P_{ODM}	0,12292	P_{ODM}	0,12204	P_{ODM}
6	0,09984	0,10136	0,10052	0,10136	0,09792	0,10136	0,10197	0,10136

Tab. 3 Výsledky simulací - experiment II (bez využití systému k)

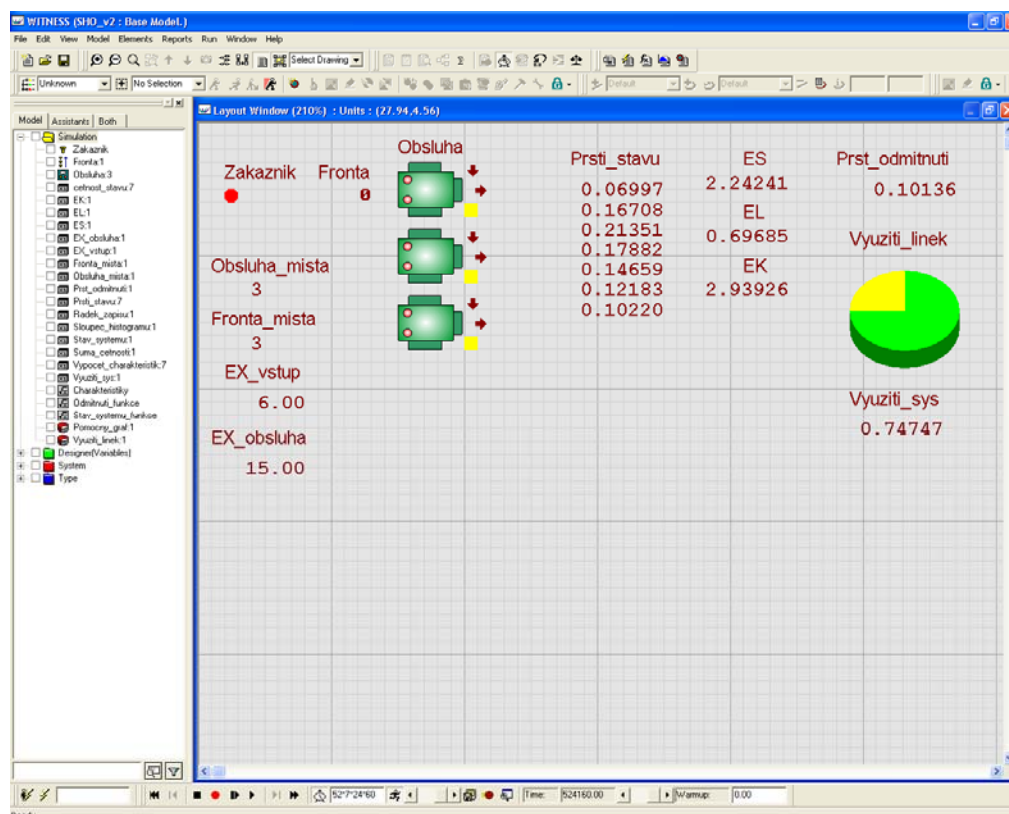
	10T		50T		100T		T/10	
k	P_k	EK	P_k	EK	P_k	EK	P_k	EK
0	0,06775	2,94062	0,06568	2,93578	0,06645	2,92016	0,06739	2,94726
1	0,17179	ES	0,17282	ES	0,17342	ES	0,16954	ES
2	0,21314	2,24004	0,21566	2,24167	0,21652	2,23729	0,21254	2,24619
3	0,17529	EL	0,17707	EL	0,17840	EL	0,17754	EL
4	0,14651	0,70058	0,14518	0,69411	0,14792	0,68286	0,14760	0,70107
5	0,12250	P_{ODM}	0,12187	P_{ODM}	0,11693	P_{ODM}	0,12269	P_{ODM}
6	0,10302	0,10255	0,10173	0,10255	0,10036	0,10255	0,10269	0,10255

Z tab. 1 lze vysledovat, že hodnoty vypočtené analyticky a hodnoty získané ze simulačních experimentů nejsou shodné (čehož ani nelze dosáhnout), nicméně rozdíly nejsou nikterak markantní; rovněž výsledky obou simulačních experimentů se od sebe liší pouze minimálně. Jelikož experimenty byly prováděny na dobu práce 52 týdnů, lze tedy předpokládat, že při simulaci na delší časové období bychom se k analyticky vypočteným hodnotám přiblížili ještě více. Dále lze konstatovat, že pro rostoucí interval vzorkování se výsledky simulačních experimentů více odchylují od analyticky stanovených hodnot. U výsledků jednotlivých simulačních experimentů je možno si všimnout, že pravděpodobnost posledního stavu, tedy P_6 , se nerovná pravděpodobnosti odmítnutí zákazníka, tedy P_{ODM} . Tato odchylka je způsobena tím, že pravděpodobnost posledního stavu (a tedy i pravděpodobnost odmítnutí) je možno stanovit dvěma způsoby, a to jako:

- relativní četnost tohoto stavu,
- počet odmítnutých zákazníků dělený celkovým počtem zákazníků ucházejících se o obsluhu.

Z dosažených výsledků lze ovšem konstatovat, že rozdíl mezi oběma hodnotami není nikterak významný.

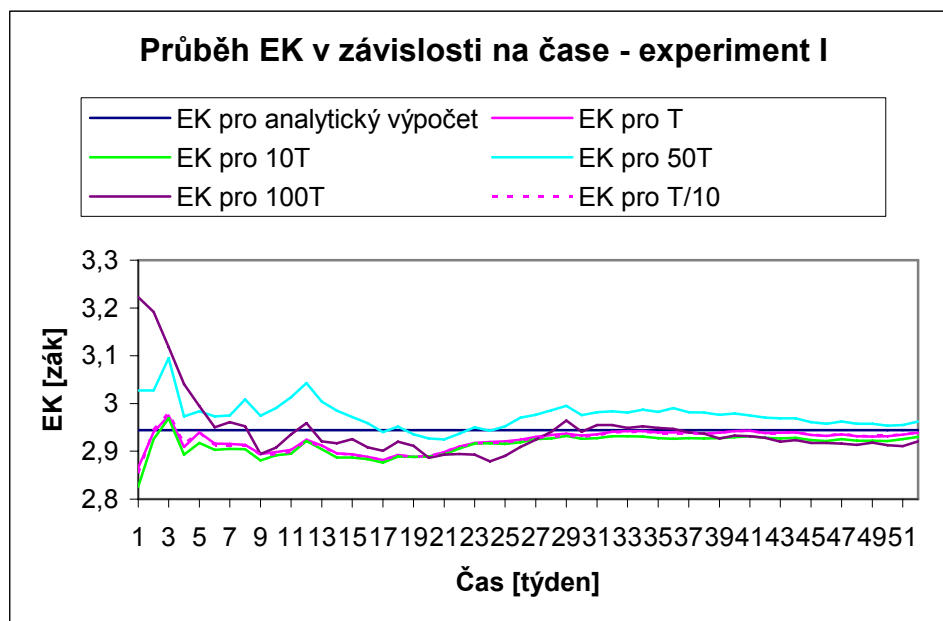
Na obrázku 2 je zobrazen simulační model pro konkrétní případ MSHO s omezenou frontou pro experiment I.



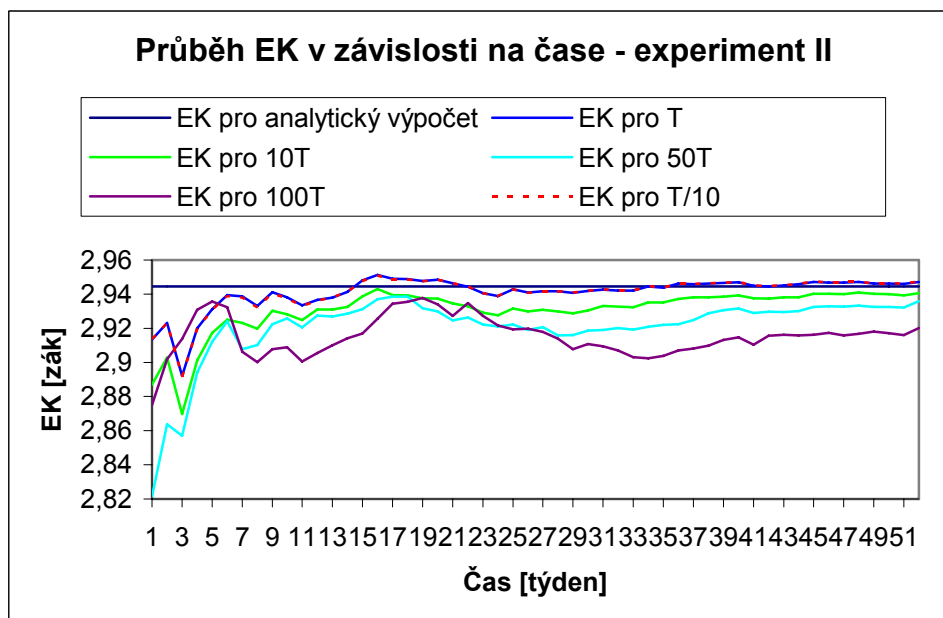
Obr.2. Simulační model MSHO s omezenou frontou - experiment I, T

Nyní se podívejme, jak se provozní charakteristiky našeho konkrétního systému chovají v závislosti na čase. V rámci analytického odvození pravděpodobností stavů systému se aplikuje Markovova věta, která nám říká, že po dostatečně dlouhé době provozu MSHO, kdy je již systém stabilizován, stav systému nezáleží na stavu, ve kterém se nacházel na počátku, tedy při začátku provozu systému.

Uvažujme např. provozní charakteristiku EK - střední počet zákazníků v systému. Z tab. 1 je zřejmé, že analyticky stanovená hodnota činí 2,94449. Hodnoty získané simulačním experimentem po 52 týdnech činnosti systému činí 2,93926, resp. 2,94708, interval vzorkování pro obě hodnoty byl roven T . Hodnota provozní charakteristiky EK ovšem není v průběhu experimentu konstantou. Průběh této hodnoty v závislosti na čase lze vidět na obr. 3, resp. obr. 4.



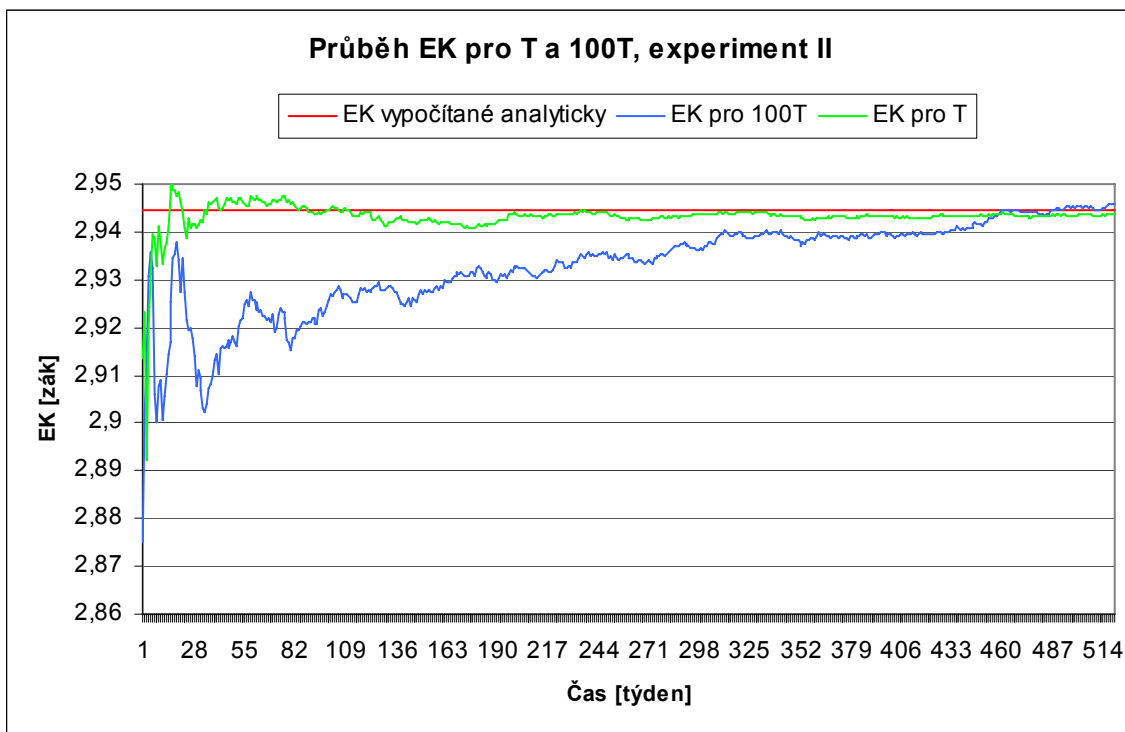
Obr.3. Průběh EK v závislosti na čase (52 týdnů) pro experiment I



Obr.4. Průběh EK v závislosti na čase (52 týdnů) pro experiment II

Z obr. 3 a 4 lze vidět, že hodnotě EK stanovené analytickým výpočtem se nejvíce blíží průběhy křivek „EK pro T “ a „EK pro $T/10$ “. Průběhy křivek „EK pro $10T$ “, „EK pro $50T$ “ a „EK pro $100T$ “ se již odchyľují více, nicméně z průběhu jde usoudit, že po dostatečně

dlouhé době dojde k ustálení kolem hodnoty stanovené analyticky (např. křivka průběhu „EK pro 100T“ u experimentu II se k vypočtené hodnotě přiblíží mnohem později, přibližně kolem 440-tého týdne práce systému, viz obr. 5). Dalším poznatkem je to, že průběh křivek „EK pro T“ a „EK pro T/10“ je u obou experimentů prakticky totožný, nemá smysl tedy volit interval vzorkování menší než je výše doporučováno, přesnost výsledků simulace to nikterak významně nezvýší, naopak dojde k podstatnému zpomalení běhu simulace.



Obr.5. Průběh EK v závislosti na čase (520 týdnů) pro T a 100T, experiment II

4. Závěr

Cílem článku bylo demonstrovat možnosti simulace Markovových systémů hromadné obsluhy v simulačním prostředí Witness a porovnat výsledky simulačních experimentů s analyticky vypočtenými charakteristikami. Komparace byla provedena v podmínkách systému hromadné obsluhy s omezenou délkou fronty. Jelikož Witness neumožňuje sledovat stav systému spojitě, bylo nutno přistoupit k tomu, že stav systému je zjišťován v pravidelných časových intervalech, vždy po uplynutí intervalu vzorkování T . Článek předkládá postup, jak tuto hodnotu T vhodně zvolit; tedy aby simulační výstupy byly dostatečně přesné a přitom nedošlo k nežádoucímu zpomalení běhu simulačního experimentu způsobeného volbou zbytečně malého intervalu vzorkování. Toto je potom demonstrováno na dvou konkrétních příkladech SHO s omezenou délkou fronty.

5. Použitá literatura

- [1] Kluvánek P., Brandalík F.: Operační analýza I. ALFA Bratislava, 1982.
- [2] Unčovský, L.: Stochastické modely operační analýzy. 1. vyd. ALFA Bratislava, 1980.

KÝVÁNÍ BŘEMENE PŘI ROZJEZDU JEŘÁBOVÉHO VOZÍKU

Leopold HRABOVSKÝ⁶

Klíčová slova: rozjezd jeřábové kočky, bývání břemene

Abstrakt:

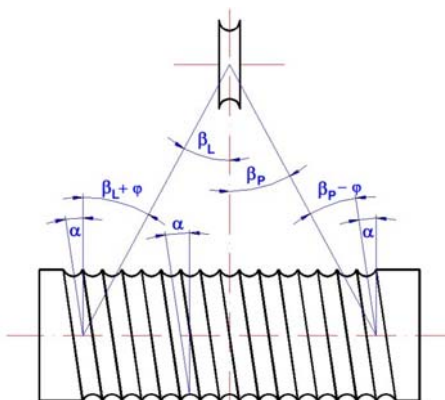
Visuté jeřábové kočky se strojním, výhradně motorickým, pohonem umožňují transportovat břemena v libovolném směru ve vodorovné rovině dané polohou visuté dráhy v potřebné výšce nad úrovní terénu. V okamžiku rozběhu se visutá jeřábová kočka pohybuje přímočaře s konstantním zrychlením z nulové počáteční rychlosti na konečnou jmenovitou rychlost. Dobu rozběhu i dobu brzdění je nutno optimálně volit s ohledem na adhezi kol a kývání břemene zavěšeného na háku (případně kladnici) zdvihového lana (systému lan).

1. Úvod

Visuté jeřábové kočky se strojním zdvihem jsou podvěsné kočky konstruované na principu elektrického kladkostroje s motorickým pojezdem, které mají své těžiště umístěno níže, než je bod styku pojezdových kol s jízdní dráhou (při manipulaci s břemenem nebo bez něj). Jeřábové kočky výše definovaného provedení pojíždějí zavěšeně po visuté dráze realizované zpravidla dolními přírubami válcovaných I profilů, nebo visutými kolejnicemi a jsou téměř výhradně jednonosníkové, konstrukční výhodou je možnost jejich brzdění zesponu na této dráze. Nevýhodou je hlavně okolnost, že jejich dráha smí mít, se zřetelem na potřebnou adhezi kol, jen zcela nepatrný sklon a menší dopravní výkon ve srovnání s jeřábovými kočkami pojížděcími.

2. Stanovení pohybových rovnic

Podvěsné jeřábové kočky dané nosnosti, v provedení lanového elektrického kladkostroje, manipulují s břemeny zavěšenými na lanových závěsech délky L [m]. V okamžiku rozběhu se visutá jeřábová kočka pohybuje přímočaře s konstantním zrychlením a_k [m/s^2] z nulové počáteční rychlosti na konečnou jmenovitou rychlost v [m/s] a v okamžiku brzdění se kočka pohybuje přímočaře s konstantním zpovědřením z [m/s^2] z jmenovité rychlosti v [m/s] na konečnou nulovou rychlost. Čas potřebný na uvedení kočky z nulové počáteční rychlosti na jmenovitou pojezdovou rychlost je nazýván dobou rozběhu t_r [s] a čas potřebný na zastavení jeřábové kočky z jmenovité pojezdové rychlosti do klidu je nazýván dobou brzdění t_b [s]. Dobu rozběhu i dobu brzdění je nutno optimálně volit s ohledem na adhezi kol a kývání břemene zavěšeného na háku (případně kladnici) zdvihového lana (systému lan).



Obr.1. Drážkovaný lanový buben s vychylující kladkou

Obr.1 [1, str.16] zobrazuje lanový buben s úhlem sklonu drážek α [deg] a vychylující kladku. Je-li zdvihové lano navíjeno v krajních polohách u přírub drážkovaného lanového

⁶ Doc. Ing. Leopold Hrabovský, Ph.D., VŠB-TU Ostrava, Institut dopravy kat. 342, Ústav výzkumu a zkušebnictví, ☒ 17.listopadu 15/2172, 70833 Ostrava – Poruba, tel: +420 597 323 185, fax: +420 596 916 490, e-mail: leopold.hrabovsky@vsb.cz

bubnu, pak se zdvihové lano vychyluje na kladce o úhel náběhu β_L [deg] nebo β_P [deg], na bubnu se vychyluje pod úhlem $(\beta_L + \alpha)$ [deg] nebo $(\beta_P + \alpha)$ [deg].

Zdvihové lano, které je navjeto na drážkovaný lanový buben, případně které je odvíjeno z tohoto bubnu, nebo které je vedeno přes lanové kladky pod určitým úhlem náběhu, se bude zkrucovat „odvalováním“ dolů po boční ploše žlábků v drážce lanového drážkovaného bubnu, nebo v kladce dle [1, obr.C.5, str.16]. Touto nežádoucí činností dochází ke změně stoupání lana, což vede k nepříznivému únavovému zatěžování a tím ke snížení únosnosti lana v důsledku nevhodného navjování zdvihového lana na drážkovaný buben. Úhly náběhu v systému navinutí lan je proto nutno dodržet co nejmenší. Úhly náběhu v lanovém systému by pro veškerá lana neměly být větší než 4 [deg], a ne větší než 2 [deg] u netočivých lan. Pokud je zdvihové lano navjeto na lanový buben ve více vrstvách, pak by úhel náběhu neměl být u přírub větší než 0,5 [deg], aby se zabránilo hromadění lana. Úhel náběhu lana do drážky lanového bubnu nebo do drážky lanové kladky může být snížen například zkrácením délky lanového bubnu a (nebo) zvýšením voleného průměru bubnu, nebo zvětšením vzdálenosti mezi kladkami a bubny.

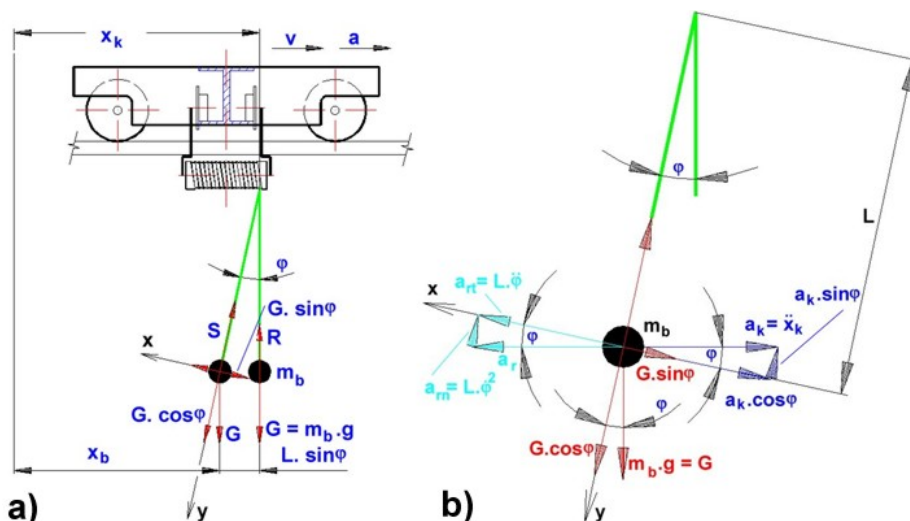
Polohu břemene x_b [m] při rozjezdu jeřábové kočky, která se v daném okamžiku nachází ve vzdálenosti x_k [m] od počátku jeřábové dráhy je možno vyjádřit dle obr.2,a, viz vztah (1).

$$x_b = x_k - L \cdot \sin \varphi \text{ [m]} \quad (1)$$

Provedeme-li první a druhou derivaci vztahu (1), získáváme:

$$x_b' = x_k' - L \cdot \varphi' \cdot \cos \varphi \text{ [m/s]} \quad (2)$$

$$x_b'' = x_k'' - L \cdot \varphi'' \cdot \cos \varphi + L \cdot \varphi'^2 \cdot \sin \varphi = x_k'' + x_r'' \text{ [m/s}^2\text{]} \quad (3)$$



Obr.2. Poloha břemene při rozjezdu visuté jeřábové kočky

Příslušné relativní zrychlení a_r [m/s²] břemene dle vztahu (3) zavedeme do obr.2,b a sestavíme pohybové rovnice v směru osy „x“ a osy „y“.

$$m_b \cdot (L \cdot \varphi'' - a_k \cdot \cos \varphi) = -m_b \cdot g \cdot \sin \varphi \quad (4)$$

$$m_b \cdot (L \cdot \varphi'^2 + a_k \cdot \sin \varphi) = S - m_b \cdot g \cdot \cos \varphi \quad (5)$$

Předpokládáme-li příslušný úhel vychýlení φ [deg], pak první derivace úhlu vychýlení je z fyzikálního hlediska definována jako úhlová rychlost ω [rad/s] (6) a druhá derivace úhlu vychýlení je z fyzikálního hlediska definována jako úhlové zrychlení ε [rad/s²] (7).

$$\omega = \frac{d\varphi}{dt} \Rightarrow dt = \frac{d\varphi}{\omega} \quad (6)$$

$$\varepsilon = \frac{d^2\varphi}{dt^2} = \varphi'' = \frac{d\omega}{dt} \quad (7)$$

Dosadíme-li do vztahu (7) za „dt“ výraz viz vztah (6), získáváme:

$$\varepsilon = \frac{d^2\varphi}{dt^2} = \varphi'' = \frac{d\omega}{dt} = \frac{d\omega}{\frac{d\varphi}{\omega}} = \omega \cdot \frac{d\omega}{d\varphi} = \varphi' \cdot \frac{d\varphi'}{d\varphi} \quad (8)$$

Dosazením vztahu (8) do rovnice (4) a po provedení příslušné matematické úpravy získáváme:

$$L \cdot \int_0^{\varphi'} \varphi' \cdot d\varphi' = \int_0^{\varphi} (a_k \cdot \cos\varphi - g \cdot \sin\varphi) \cdot d\varphi \quad (9)$$

Řešením integrace rovnice (9) získáváme výraz popsáný vztahem (10).

$$L \cdot \frac{\varphi'^2}{2} = a_k \cdot \sin\varphi + g \cdot \cos\varphi \Rightarrow \varphi' = \omega = \sqrt{\frac{2}{L} \cdot (a_k \cdot \sin\varphi + g \cdot \cos\varphi)} \text{ [rad/s]} \quad (10)$$

Rovnici (10) je možno transformovat do následujícího tvaru.

$$\frac{d\varphi}{dt} = \sqrt{\frac{2}{L} \cdot (a_k \cdot \sin\varphi + g \cdot \cos\varphi)} \Rightarrow \int_0^{t_b} dt = \int_0^{\varphi} \frac{d\varphi}{\sqrt{\frac{2}{L} \cdot (a_k \cdot \sin\varphi + g \cdot \cos\varphi)}} \quad (11)$$

3. Určení doby výkmitu břemene a doby rozjezdu visuté kočky

Integrál v pravé části rovnice (11) nelze řešit analyticky. Řešení tohoto dílčího integrálu za účelem návrhu požadované doby výkmitu t_b [s], při rozjezdu jeřábové kočky z nulové na jmenovitou rychlost, s ohledem na dodržení maximálního úhlu náběhu lana do drážky lanového bubnu, proto provedeme náhradou funkce Taylorovým rozvojem v okolí bodu φ [deg], viz vztah (12).

$$\int_0^{t_b} dt = \int_0^{\varphi} \frac{d\varphi}{\sqrt{\frac{2}{L} \cdot (a_k \cdot \sin\varphi + g \cdot \cos\varphi)}} \Rightarrow t_b = \int_0^{\varphi} \left[f(0) + \frac{f'(0)}{1!} \cdot (\varphi - 0) + \dots + R_{n+1} \right] \cdot d\varphi \quad (12)$$

$$\text{kde } f(\varphi) = \frac{1}{\sqrt{\frac{2}{L} \cdot (a_k \cdot \sin\varphi + g \cdot \cos\varphi)}} = \left[\frac{2}{L} \cdot (a_k \cdot \sin\varphi + g \cdot \cos\varphi) \right]^{-\frac{1}{2}} \quad (13)$$

$$f(0) = \left[\frac{2}{L} \cdot (a_k \cdot \sin 0^\circ + g \cdot \cos 0^\circ) \right]^{-\frac{1}{2}} = \left[\frac{2}{L} \cdot g \right]^{-\frac{1}{2}} = \sqrt{\frac{L}{2 \cdot g}} \quad (14)$$

První derivaci funkce $f(\varphi)$ (13) je možno vyjádřit vztahem (15).

$$f'(\varphi) = \left\{ \left[\frac{2}{L} \cdot (a_k \cdot \sin\varphi + g \cdot \cos\varphi) \right]^{-\frac{1}{2}} \right\}' = \frac{g \cdot \sin\varphi - a_k \cdot \cos\varphi}{L \cdot \sqrt{\left[\frac{2}{L} \cdot (a_k \cdot \sin\varphi + g \cdot \cos\varphi) \right]^3}} \quad (15)$$

$$f'(0) = \frac{\sin 0^\circ - a_k \cdot \cos 0^\circ}{L \cdot \sqrt{\left[\frac{2}{L} \cdot (a_k \cdot \sin 0^\circ + g \cdot \cos 0^\circ) \right]^3}} = -a_k \cdot \sqrt{\frac{L}{8 \cdot g^3}} \quad (16)$$

$$f''(\varphi) = [f'(\varphi)]' = \left\{ \frac{(g \cdot \sin\varphi - a_k \cdot \cos\varphi)}{L} \cdot \left[\frac{2}{L} \cdot (a_k \cdot \sin\varphi + g \cdot \cos\varphi) \right]^{-\frac{3}{2}} \right\}' \quad (17)$$

Derivace součinu dvou funkcí $f_1(\varphi)$ a $g_1(\varphi)$ je dle analytické matematiky popsána vztahem:

$$y = f_1(x) \cdot g_1(x); y' = f_1'(x) \cdot g_1(x) + f_1(x) \cdot g_1'(x) \quad (18)$$

Označíme-li ve vztahu (17) $f_1(\varphi) = \frac{1}{L} \cdot (g \cdot \sin \varphi - a_k \cdot \cos \varphi);$

$g_1(\varphi) = \left[\frac{2}{L} \cdot (a_k \cdot \sin \varphi + g \cdot \cos \varphi) \right]^{-3/2}$ a provedeme-li první derivaci jednotlivých funkcí $f_1(\varphi)$ a $g_1(\varphi)$, viz (19) a (20), které dosadíme do vztahu (18), získáváme druhou derivaci funkce $f(\varphi)$, viz vztah (21).

$$f_1'(\varphi) = \left[\frac{1}{L} \cdot (g \cdot \sin \varphi - a_k \cdot \cos \varphi) \right]' = \frac{(g \cdot \cos \varphi + a_k \cdot \sin \varphi)}{L} \quad (19)$$

$$g_1'(\varphi) = \left[\left[\frac{2}{L} \cdot (a_k \cdot \sin \varphi + g \cdot \cos \varphi) \right]^{-3/2} \right]' = - \frac{3}{L} \cdot \frac{(a_k \cdot \cos \varphi - g \cdot \sin \varphi)}{\left[\frac{2}{L} \cdot (a_k \cdot \sin \varphi + g \cdot \cos \varphi) \right]^{5/2}} \quad (20)$$

$$f''(\varphi) = \frac{(g \cdot \cos \varphi + a_k \cdot \sin \varphi)}{L \cdot \sqrt{\left[\frac{2}{L} \cdot (a_k \cdot \sin \varphi + g \cdot \cos \varphi) \right]^3}} - \frac{3 \cdot (a_k \cdot \cos \varphi - g \cdot \sin \varphi) \cdot (g \cdot \sin \varphi - a_k \cdot \cos \varphi)}{L^2 \cdot \sqrt{\left[\frac{2}{L} \cdot (a_k \cdot \sin \varphi + g \cdot \cos \varphi) \right]^5}} \quad (21)$$

$$f''(0) = \sqrt{\frac{L}{8 \cdot g}} + a_k^2 \cdot \sqrt{\frac{9 \cdot L}{2^5 \cdot g^5}} \quad (22)$$

Dosadíme-li jednotlivé členy řady $f(0)$ viz (14), $f'(0)$ viz (16), $f''(0)$ viz (22) do vztahu (12), získáváme:

$$t_b = \int_0^\varphi \left[\sqrt{\frac{L}{2 \cdot g}} - a_k \cdot \sqrt{\frac{L}{8 \cdot g^3}} \cdot \varphi + \left(\sqrt{\frac{L}{8 \cdot g}} + a_k^2 \cdot \sqrt{\frac{9 \cdot L}{2^5 \cdot g^5}} \right) \cdot \varphi^2 \right] \cdot d\varphi \quad (23)$$

Derivací vztahu (23) získáváme:

$$t_b = \sqrt{\frac{L}{2 \cdot g}} \cdot \varphi - a_k \cdot \sqrt{\frac{L}{8 \cdot g^3}} \cdot \frac{\varphi^2}{2} + \frac{1}{2} \cdot \left(\sqrt{\frac{L}{8 \cdot g}} + a_k^2 \cdot \sqrt{\frac{9 \cdot L}{2^5 \cdot g^5}} \right) \cdot \frac{\varphi^3}{3} \quad (24)$$

Zrychlení jeřábové kočky a_k [m/s²] při rozjezdu z nulové rychlosti na požadovanou pojezdovou rychlost v [m/s], případně zpždění z [m/s²] při brzdění z pojezdové rychlosti v [m/s] na nulovou rychlost $v = 0$ m/s, je z fyzikálního hlediska možno vyjádřit dle vztahu (25).

$$a_k = \frac{v}{t_r} \text{ [m/s}^2\text{]}, z = \frac{v}{t_b} \text{ [m/s}^2\text{]} \quad (25)$$

Požadovanou dobu rozběhu t_r [s] jeřábové kočky je možno získat dle vztahu (4), při zanedbání složky relativního zrychlení a_{rt} [m/s²], viz vztah (26).

$$a_k \cdot \cos \varphi = g \cdot \sin \varphi \Rightarrow a_k = g \cdot \tan \varphi \Rightarrow a_k = \frac{v}{t_r} = g \cdot \tan \varphi \Rightarrow t_r = \frac{v}{g \cdot \tan \varphi} \text{ [s]} \quad (26)$$

Doba výkmitu břemene t_b [s] při rozjezdu jeřábové kočky z nulové na jmenovitou rychlost s dobou rozběhu t_r [s] vyčíslenou dle vztahu (26) je ovlivněna chybou, tato chyba je důsledkem zanedbání složky relativního zrychlení a_{rt} [m/s²]. Zpřesnění doby výkmitu břemene t_b [s] jeřábové kočky je možno vyjádřit dle vztahu (24).

Uvažujeme-li pouze první člen Taylorova rozvoje, pak doba výkmitu břemene t_b [s] při rozjezdu jeřábové kočky, nesmí být nižší než hodnota uvedena ve vztahu (27).

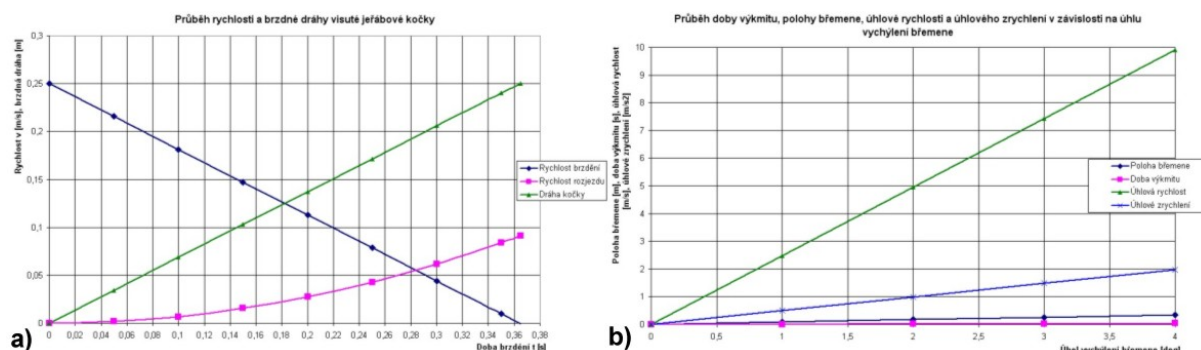
$$t_b = \sqrt{\frac{L}{2 \cdot g}} \cdot \varphi \text{ [s]} \quad (27)$$

Jsou-li uvažovány tři první členy Taylorova rozvoje, pak doba výkmitu břemene t_b [s] při volené době rozběhu t_r [s] jeřábové kočky dle vztahu (26), nesmí být nižší než hodnota uvedena ve vztahu (28).

$$t_b = \sqrt{\frac{L}{2 \cdot g}} \cdot \varphi - a_k \cdot \sqrt{\frac{L}{32 \cdot g^3}} \cdot \varphi^2 + \sqrt{\frac{L}{288 \cdot g}} \cdot \varphi^3 + a_k^2 \cdot \sqrt{\frac{L}{128 \cdot g^5}} \cdot \varphi^3 \quad (28)$$

Uvažujeme-li zrychlení jeřábové kočky a_k [m/s²] dle vztahu (26), pak vztah (28) matematicky upravíme do tvaru (29).

$$t_b = \sqrt{\frac{L}{2 \cdot g}} \cdot \varphi - \frac{v}{t_r} \cdot \sqrt{\frac{L}{32 \cdot g^3}} \cdot \varphi^2 + \sqrt{\frac{L}{288 \cdot g}} \cdot \varphi^3 + \frac{v^2}{t_r^2} \cdot \sqrt{\frac{L}{128 \cdot g^5}} \cdot \varphi^3 \quad (29)$$



Obr.3. Grafický průběh a) rychlosti a brzdné dráhy visuté jeřábové kočky, b) doby výkmitu, polohy břemene, úhlové rychlosti a úhlového zrychlení v závislosti na úhlu vychýlení břemene

4. Závěr

Graf, viz obr.3,a, zobrazuje grafický průběh rychlosti rozjezdu v_{rk} [m/s], rychlosti brzdění v_{rk} [m/s] a brzdnou dráhu x_{bk} [m] jeřábové kočky, tyto hodnoty byly stanoveny pro maximální pojezdovou rychlost $v = 0,25$ m/s a maximální zrychlení (zpoždění) kočky vyjádřené dle vztahu (25) s využitím doby rozběhu dle vztahu (26). Graf, viz obr.3,b, znázorňuje dobu výkmitu t_b [s], souřadnici polohy x_b [m], úhlovou rychlost ω [rad/s] a úhlové zrychlení ε [rad/s²] břemene při jeho vychýlení o úhel φ [deg].

5. Literatura

[1] Brousil, J., Slavík, J., Zeman, V.: Dynamika. SNTL/ALFA Praha 1989, str.199-201. ISBN 80-30-00164-1.

Abstract:

Overhead pulley block with mechanical, solely power, engine make possible transport empty weight in discretionary in horizontal direction. Horizontal direction is definition by position of overhead pulley block in needed highs above ground level. At the moment of starting motor overhead pulley block itself overhead pulley block straight-line reciprocating motion, form zero speed on final explicit speed. Necessary starting time on final explicit speed be called starting time. Starting time and brake activation time is essentially optimally design with reference to adhesion wheels and swing empty weight suspension on hook (if need be sheave block) cargo rope (systems of rope).

Recenzoval: doc. Ing. Jiří Pavliska, CSc.

VÝŠKOVÉ NEROVNOSTI JEŘÁBOVÝCH DRAH A JEJICH ÚČINKY PŘI POJEZDU JEŘÁBU

Leopold HRABOVSKÝ⁷

Klíčová slova: nerovnost jeřábové dráhy, pojezd jeřábu

Abstrakt:

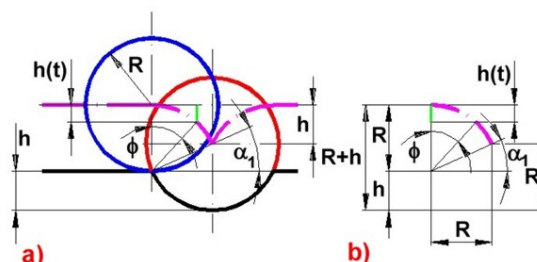
Článek teoreticky popisuje přejezd mostového jeřábu přes výškovou nerovnost ve stykové ploše jeřábových kolejnic. Během jízdy jeřábů mostového typu po pevně vedené dráze, tvořené jeřábovými kolejnicemi, dochází při přejezdu jeřábových kol přes nerovnosti ve stykových plochách kolejnic k rázům soustavy břemeno, jeřáb a jeřábová dráha. Přejezd mostového jeřábu přes nerovnosti ve stykových plochách kolejnic se projeví účinky pojezdu, které vyvolávají svislá zrychlení kol zařízení, ta jsou závislá na sestavě zařízení (rozmístění jeho hmotnosti, pružnosti zařízení a pružnosti jeho závěsu), rychlosti pojezdu a průměru kol.

1. Úvod

Na kolejnicích jeřábové dráhy se vyskytují nerovnosti rozdílného tvaru, jako například vydřená část jeřábové kolejnice, mezera mezi kolejnicemi nebo stupňovitě převýšení. Rovněž pojízdné jeřábové kolo může být v určitém místě svého obvodu zploštěno, pak při pojezdu jeřábu se účinek této nerovnosti projeví jako přejezd kola přes stupňovitě převýšení.

2. Trajektorie pohybu pojezdového kola při průjezdu přes nerovnosti kolejnic

Trajektorii středu jeřábového kola průměru D [m] při průjezdu přes vydřenou část jeřábové kolejnice výšky h [m] je možno vyčíslit dle vztahu (1) a dle obr.1.



Obr.1. Trajektorie středu jeřábového kola při průjezdu přes vydřenou část jeřábové kolejnice

$$h(t) = R - R \cdot \cos \phi = R \cdot (1 - \cos \phi) \text{ [m]} \quad (1)$$

kde úhel ϕ [deg], viz obr.1,b, nabývá hodnoty $\phi = \langle 0; \alpha_1 \rangle = \langle 0; \alpha_1 \rangle$ [deg]

$$\text{Velikost úhlu } \alpha_1 \text{ [deg], viz obr.1: } \sin \alpha_1 = \frac{R-h}{R} \Rightarrow \alpha_1 = \arcsin \frac{R-h}{R} \text{ [deg]} \quad (2)$$

Trajektorii středu jeřábového kola průměru D [m] při průjezdu přes mezeru mezi kolejnicemi výšky h [m] je možno vyjádřit dle obr.3. V příslušných normách [1] je tato trajektorie nahrazena kosinovou funkcí (3), viz obr.2,b. Rozdílnost $h(t)$ [m] při průjezdu jeřábového kola vyjádřená dle vztahu (3) (náhrada skutečné trajektorie kosinovou funkcí) a vztahu (6) (skutečná trajektorie pohybu jeřábového kola) přes mezeru mezi kolejnicemi uvádí tabulka č.1, viz [3].

$$h(t) = \frac{h}{2} \cdot (1 - \cos \Omega \cdot t) \text{ [m]} \quad (3)$$

kde h [m] – výška stupňovité nerovnosti (mezery mezi kolejnicemi).

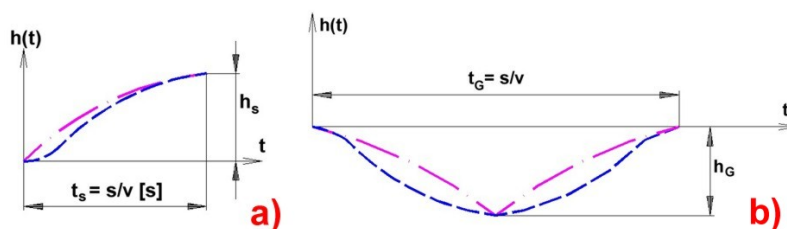
Skutečnou trajektorii středu pojezdového kola je možno vyjádřit dle obr.3 a vztahu (6).

⁷ Doc. Ing. Leopold Hrabovský, Ph.D., VŠB-TU Ostrava, Institut dopravy kat. 342, Ústav dopravních a úpravnických zařízení, ☒ 17.listopadu 15/2172, 70833 Ostrava – Poruba, tel: +420 596 993 185, fax: +420 596 916 490, e-mail: leopold.hrabovsky@vsb.cz

Dle obr.3,a je možno vyjádřit velikost úhlu α_1 [deg]:

$$\sin \alpha_1 = \frac{s}{2 \cdot R} \Rightarrow \alpha_1 = \arccos \frac{s}{2 \cdot R} \text{ [deg]} \quad (4)$$

Při průjezdu kola přes mezeru mezi kolejnicemi je úhel pootočení kola α_2 [deg] roven 90 deg.



Obr.2. Vliv nerovnosti $h(t)$ [m]

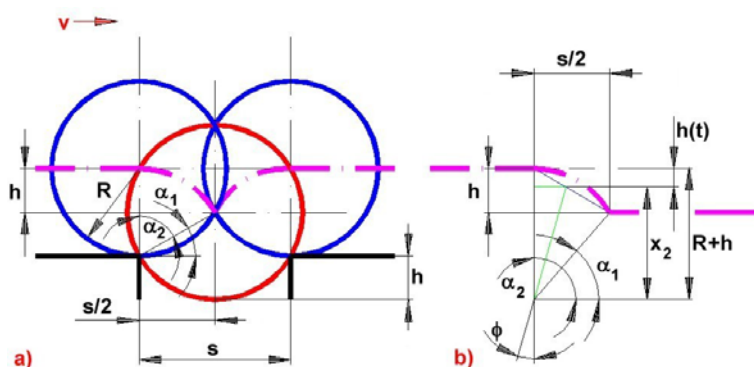
a) průjezd přes nerovný přechod mezi kolejnicemi, b) průjezd přes mezeru mezi kolejnicemi

Dle obr.3,b je možno vyjádřit úhel ϕ [deg], který nabývá hodnoty:

$$\phi = \langle 0; \alpha_2 - \alpha_1 \rangle = \left\langle 0; \frac{\pi}{2} - \alpha_1 \right\rangle \text{ [deg]} \quad (5)$$

Dle obr.3,b je možno okamžitou polohu středu pojezdového kola vyjádřit dle vztahu:

$$h(t) = x_2 - R = R \cdot \cos \phi - R = R \cdot (\cos \phi - 1) \text{ [m]} \quad (6)$$



Obr.3. Průjezd kola přes mezeru mezi kolejnicemi

Rovnici paraboly je možno vyjádřit dle [2, str. 255-258, str.418-427] jako

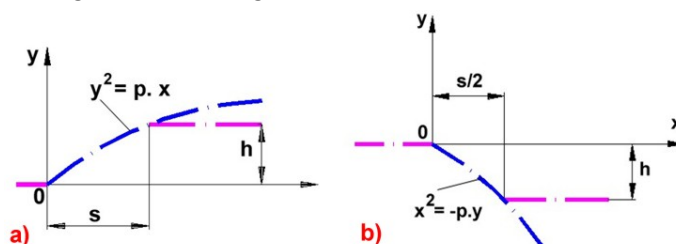
$$x^2 = -p \cdot y \quad (7)$$

kde p [m] - parametr paraboly, dle obr.4,b vyplývá pro $x = s/2$ [m], $y = -h$ [m]. Dosazením těchto hodnot do rovnice (7) vyplývá parametr paraboly p [m].

$$x^2 = -p \cdot y \Rightarrow \left(\frac{s}{2}\right)^2 = -p \cdot (-h) \Rightarrow p = \frac{s^2}{4 \cdot h} \text{ [m]} \quad (8)$$

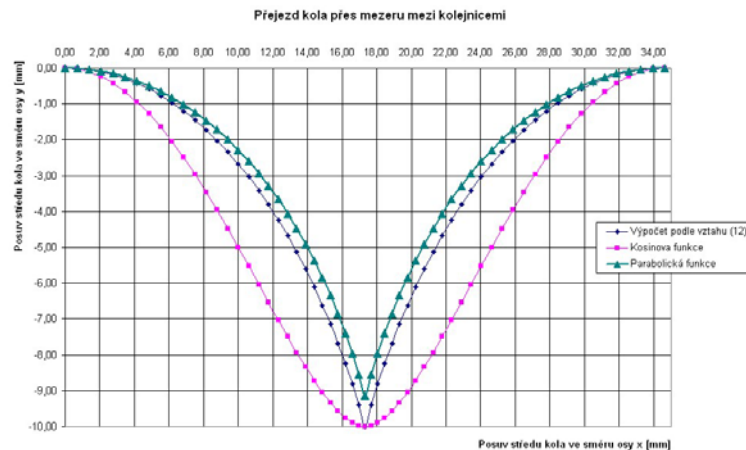
Parabolická funkce je popsána vztahem, viz (9).

$$y(t) = -\frac{x^2}{p} = -\frac{x^2 \cdot 4 \cdot h}{s^2} = -\frac{(v \cdot t)^2 \cdot 4 \cdot h}{s^2} \text{ [m]} \quad (9)$$



Obr.4. Vyjádření rovnice paraboly

Obr.5 uvádí grafický průběh trajektorie středu pojezdového kola při jeho přejezdu přes nerovnost tvořenou mezerou mezi kolejnicemi.



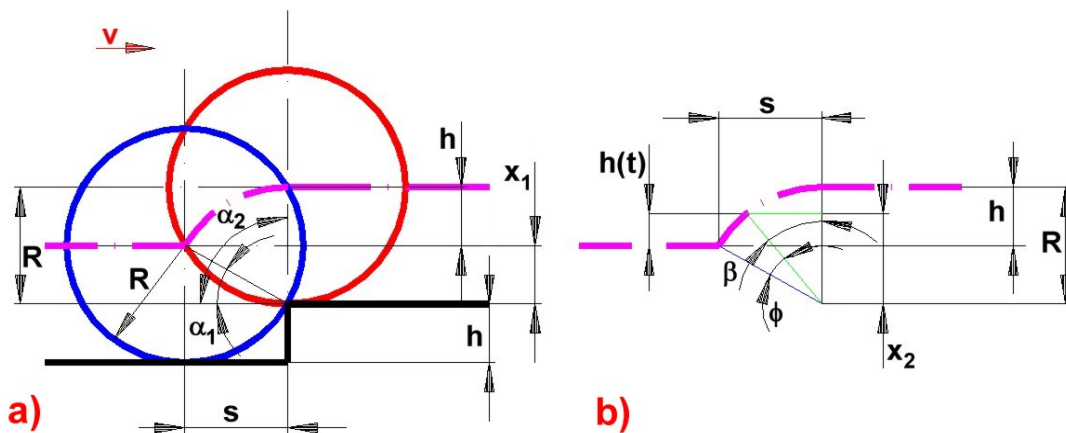
Obr.5. Grafický průběh trajektorie středu pojezdového kola při přejezdu přes mezeru

Trajektorii středu jeřábového kola průměru D [m] při průjezdu přes stupňovitou překážku výšky h [m] je možno vyjádřit dle obr.6. V příslušných normách [1] je tato trajektorie nahrazena kosinovou funkcí (10), viz obr.2,a. Rozdílnost $h(t)$ [m] při průjezdu jeřábového kola vyjádřená dle vztahu (10) (náhrada skutečné trajektorie kosinovou funkcí) a vztahu (14) (skutečná trajektorie pohybu jeřábového kola) přes stupňovitou překážku uvádí tabulka č.2, viz [3].

$$h(t) = \frac{h}{2} \cdot (1 - \cos \Omega \cdot t) \text{ [m]} \quad (10)$$

kde h [m] – výška stupňovité nerovnosti (výškového přechodu mezi kolejnicemi).

Skutečnou trajektorii středu pojezdového kola při jeho průjezdu přes výškovou nerovnost je možno vyjádřit dle obr.6 a vztahu (14).



Obr.6. Přejezd kola přes výškový přechod mezi kolejnicemi

$$\text{Dle obr.6,a je možno stanovit } R = x_1 + h \Rightarrow x_1 = R - h \text{ [m]} \quad (11)$$

$$\text{Velikost úhlu } \alpha_1 \text{ [deg]} \sin \alpha_1 = \frac{x_1}{R} = \frac{R - h}{R} \Rightarrow \alpha_1 = \arcsin \frac{R - h}{R} \text{ [deg]} \quad (12)$$

$$\text{Při průjezdu kola přes výškovou nerovnost mezi kolejnicemi je úhel pootočení kola } \alpha_2 \text{ [deg] roven 90 deg. Dle obr.6,b je možno vyjádřit úhel } \beta \text{ [deg]} \beta = \alpha_2 - (\alpha_1 + \phi) \text{ [deg]} \quad (13)$$

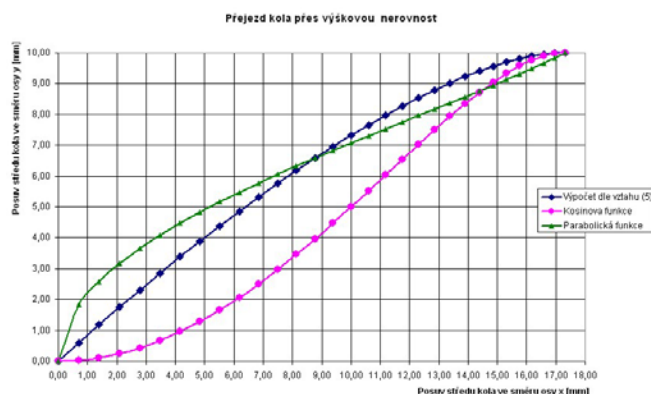
kde úhel ϕ [deg] nabývá hodnoty $\phi = \langle 0; \alpha_2 - \alpha_1 \rangle = \left\langle 0; \frac{\pi}{2} - \alpha_1 \right\rangle$ [deg]. Dle obr.6,b je možno okamžitou polohu středu pojezdového kola vyčíslit dle vztahu (14).

$$h(t) = x_2 - x_1 = R \cdot \cos \beta - (R - h) = R \cdot \cos \beta - R + h = R \cdot (\cos \beta - 1) + h \text{ [m]} \quad (14)$$

Rovnici paraboly je možno vyjádřit dle [2, str.255-258, str.418-427] jako

$$y^2 = p \cdot x \quad (15)$$

kde p [m] – parametr paraboly, dle obr.4,a vyplývá pro $x = s$ [m], $y = h$ [m]. Dosazením těchto hodnot do rovnice (15) vyplývá parametr paraboly p [m].



Obr.8. Grafický průběh trajektorie středu pojezdového kola při jeho přejezdu přes nerovnost stupňovitého převýšení

$$y^2 = p \cdot x \Rightarrow h^2 = p \cdot s \Rightarrow p = \frac{h^2}{s} \text{ [m]} \quad (16)$$

$$\text{Parabolická funkce je popsána vztahem } y(t) = \sqrt{\frac{h^2}{s} \cdot x} = \sqrt{\frac{h^2}{s} \cdot v \cdot t} \text{ [m]} \quad (17)$$

Obr.8 uvádí grafický průběh trajektorií středu pojezdového kola při jeho přejezdu přes nerovnost stupňovitého převýšení.

3. Stanovení dynamického modelu, určení pohybové rovnice

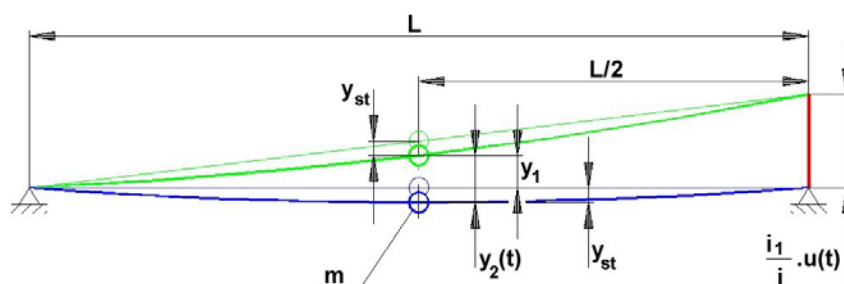
Pojíždí-li mostový jeřáb po jeřábové dráze konstantní rychlosti v [m/s] a v daném okamžiku najede přední jeřábové kolo, umístěné v příčnici, na výškovou nerovnost ve styku kolejnic, která se nachází v blízkosti sloupu jeřábové dráhy, způsobí ve velmi krátkém časovém úseku vertikální posuv kola o hodnotu $u(t)$ [m] [4, str.108]. Konec nosníku jeřábu uchyceného k tomuto příčnici se posune ve vertikálním směru o hodnotu

$$\frac{i_1}{i} \cdot u(t) \text{ [m]} \quad (18)$$

Je-li nosník jednonosníkového mostového jeřábu uchycen ve středu příčnici, pak lze předpokládat, že $i_1 = i_2 = i/2$ [m], tedy vztah (18), lze upravit do tvaru (19).

$$\frac{i/2}{i} \cdot u(t) = \frac{1}{2} \cdot u(t) \text{ [m]} \quad (19)$$

Vertikální posun konce nosníku dle vztahu (18) nebo (19), který se nachází nad větví jeřábové dráhy s výškovou nerovností ve stykové ploše jeřábových kolejnic, vyvolá kmitání břemene a nosníku jeřábového mostu. Vyvozené kmitání je příčinou vzniku vertikálních dynamických sil. K vyšetření kmitání uvažujeme Johnsson dynamický model dle obr.9.



Obr.9. Johnsson dynamický model

V Johnsson dynamickém modelu značí m [kg] součet hmotnosti břemene, hmotnosti jeřábové kočky a redukované hmotnosti nosníku mostu do středu rozpětí jeřábového mostu L [m]. Tuhost nosníku jeřábového mostu předpokládáme k [N/m]. Posuv pravé podpěry o hodnotu dle vztahu (18) vyvolá ve středu rozpětí mostového jeřábu posuv $y_2(t)$ [m], viz vztah (20).

$$y_2(t) = \frac{L/2}{L} \cdot \frac{i_1}{i} \cdot u(t) = \frac{1}{2} \cdot \frac{i_1}{i} \cdot u(t) \text{ [m]} \quad (20)$$

Je-li nosník jednonosníkového mostového jeřábu uchycen ve středu příčnicku, pak posuv pravé podpěry dle vztahu (19) vyvolá ve středu rozpětí mostového jeřábu posuv $y_2(t)$ [m], viz vztah

$$y_2(t) = \frac{L/2}{L} \cdot \frac{1}{2} \cdot u(t) = \frac{1}{4} \cdot u(t) \text{ [m]} \quad (21)$$

Výšková nerovnost ve stykové ploše jeřábových kolejnic je vyjádřena v [1, str.23] prostřednictvím přibližné funkce $h(t)$ (22) pro rozkmitaný elasto-kinetický model.

$$h(t) = \frac{h_s}{2} \cdot (1 - \cos \omega \cdot t), \text{ kde } \omega \cdot t = \pi \quad (22)$$

Rozdílnost přibližné funkce $h(t)$ vyjádřené v kosinovém nebo parabolickém tvaru, dle [1], se skutečnou hodnotou trajektorie pohybu středu pojezdového kola přes výškovou nerovnost uvádí [3]. Uvážíme-li výše specifikované veličiny a absolutní tuhost sloupů jeřábové dráhy, je možno vyjádřit dynamické schéma, viz obr.10, kde buzení systému vyvolává funkce $u(t)$.

Pohybová rovnice diskrétní hmoty m [kg], viz obr.10:

$$m \cdot a - F_D = 0 \Rightarrow m \cdot y'' + k \cdot \left[y - \frac{1}{2} \cdot \frac{i_1}{i} \cdot u(t) \right] = 0 \quad (23)$$

Úpravou vztahu (23) získáváme

$$y'' + \Omega^2 \cdot y = \Omega^2 \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{i_1}{i} \cdot u(t) \quad (24)$$

Výraz v rovnici (24) je nehomogenní lineární diferenciální rovnici II. řádu s konstantními koeficienty. Obecné řešení diferenciální rovnice se skládá z řešení homogenní rovnice (bez pravé strany) y_0 a z řešení partikulárního y_p .

$$y(t) = y_0 + y_p = A_1 \cdot \cos \Omega \cdot t + A_2 \cdot \sin \Omega \cdot t + \frac{1}{2} \cdot \frac{i_1}{i} \cdot \frac{h_s}{2} \cdot \left(\frac{\Omega^2}{\Omega^2 - \omega^2} \cos \omega \cdot t - 1 \right) \quad (25)$$

V rovnici (25) první dvě součtové složky, tj. $A_1 \cdot \cos \Omega \cdot t + A_2 \cdot \sin \Omega \cdot t$ vyjadřují volné kmitání, poslední složka vyjadřuje vynucené kmitání vyvolané budící silou při průjezdu pojezdového kola přes výškovou nerovnost ve stykové ploše jeřábových kolejnic.

Obecné řešení v konečném tvaru:

$$y(t) = \frac{1}{2} \cdot \frac{i_1}{i} \cdot \frac{h_s}{2} \cdot \left[\frac{1}{\Omega^2 - \omega^2} \cdot (\Omega^2 \cdot \cos \omega \cdot t - \omega^2 \cdot \cos \Omega \cdot t) - 1 \right] \text{ pro } 0 \leq t \leq t_p \quad (26)$$

4. Závěr

Grafické vyjádření trajektorie středu pojezdového kola při jeho průjezdu přes mezeru mezi kolejnicemi je uvedeno v obr.3, jednotlivé odchylky sestavených funkcí od skutečné trajektorie pohybu kola uvádí graf viz obr.5. Grafický průběh trajektorie středu pojezdového kola při jeho přejezdu přes nerovnost stupňovitého převýšení je uveden v obr.6, jednotlivé odchylky sestavených funkcí od skutečné trajektorie pohybu kola uvádí graf viz obr.8.

5. Literatura

- [1] ČSN ISO 8686-1 Jeřáby. Zásady výpočtu zatížení a kombinací zatížení. Část 1: Všeobecně.
 [2] Bartsch, H. J.: Matematické vzorce. SNTL Praha 1983.
 [3] Hrabovský, L.: Trajektorie pohybu jeřábových kol při přejezdu přes nerovnosti jeřábových drah. Časopis Technický magazín - Stroje a nářadí pro stavbu, údržbu a těžbu, ročník VI, č.1/2008. ISSN 1211-6718.

ZISŤOVANIE TLAKOV V KONTAKTNEJ PLOCHE

Eduard KASTELOVIČ, Melichar KOPAS, Eva FALTINOVÁ⁸

Kľúčové slová: tlakomerná fólia FUJI, kontaktný tlak, experiment.

Abstrakt:

Meranie kontaktných tlakov je dôležité pre analýzu zaťaženia a napätosti nosných konštrukcií a funkčných skupín strojov a zariadení. V príspevku je popísaný jeden z možných spôsobov zisťovania rozloženia tlakov v kontaktných plochách.

1. Úvod

V rôznych oblastiach techniky sa stretávame s problémom merania rozloženia kontaktných tlakov medzi tuhými telesami. Pre experimentálne určenie priebehu tlakov sa v súčasnosti používa viacero meracích spôsobov, ktoré využívajú rozličné chemické a fyzikálne vlastnosti meracieho prostriedku.

2. Meranie kontaktných tlakov

V prípade potreby definovania zaťažujúcich síl v nosných konštrukciách strojov, napr. u mostových žeriavov, môžeme vychádzať z napäťových stavov v kontaktnej ploche medzi kolesom a koľajnicou, ktoré sa dajú určiť experimentálne.

Pritom je nutné takéto merania vykonávať nielen podľa presne definovaných laboratórnych podmienok, ale aj v prevádzkových podmienkach.

Pre experimentálne určenie priebehu kontaktných tlakov sa aplikujú viaceré metodiky, ktoré využívajú rozličné chemické a fyzikálne vlastnosti meracích prostriedkov.

Tieto spôsoby merania sa delia nasledovne:

- *elektrické*: kapacitné, piezoelektrické,
- *mechanické*: na báze vtlačania guľičky,
- *otlačkové*: použitie modrého papiera, tesniacich krúžkov, jednovrstvových papierov, FUJI-tlakomerné fólie.

3. Otláčkové spôsoby merania kontaktných tlakov

Otláčkové spôsoby poskytujú analógový, veľmi názorný a bezprostredne interpretovateľný tlakový obrazec. Meracie prostriedky sa dajú ľahko vložiť medzi kontaktné plochy v dôsledku ich malej hrúbky, bez veľkej zmeny geometrie kontaktných plôch a bez nutnosti zohľadnenia tuhostných pomerov medzi kontaktnými plochami.

3.1 Tlakomerné fólie

Na meranie statického rozloženia tlakov je vhodné použiť tlakomerné fólie. Medzi renomovaných výrobcov tlakomerných fólií patrí známa japonská firma FUJI. Tlaková fólia sa zafarbí podľa zaťaženia rôznou intenzitou červenej farby, pričom intenzita červenej farby je mierou skutočného zaťaženia.

Existujúca škála základných typov tlakomerných fólií FUJI pokrývajúca tlakové rozsahy od 0,2 do 300 MPa, sa rozdeľuje do nasledujúcich skupín a je uvedená v tabuľke 1.

Nízkotlakové fólie pozostávajú z dvoch vrstiev, vysokotlakové majú iba jednu vrstvu.

Dvojvrstvá fólia sa skladá z dvoch častí:

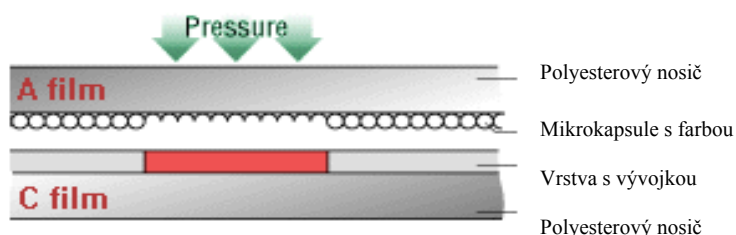
- A-film je tlakocitlivá vrstva z PET-fólie pokrytá farbuvytvárajúcim materiálom v rôzne veľkých mikrokapsulách, ktoré vplyvom tlaku prasknú a uvoľní sa z nich farbivo reagujúce s materiálom druhej vrstvy,

⁸ Ing. Eduard Kastelovič, Ing. Melichar Kopas, Ing. Eva Faltinová, Strojnícka fakulta, TU v Košiciach, Katedra konštruovania, dopravy a logistiky, Letná 9, 042 00 Košice, Slovenská republika, tel.: +421 55 602 2522, e-mail: eduard.kastelovic@tuke.sk, melichar.kopas@tuke.sk, eva.faltinova@tuke.sk

Tabuľka 1. Tlakové rozsahy tlakomerných fólií FUJI [2]

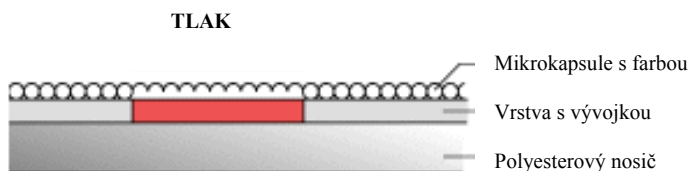
Extrémne nízke tlaky	0,2 ÷ 0,6 MPa
Veľmi nízke tlaky	0,5 ÷ 2,5 MPa
Nízke tlaky	2,5 ÷ 10 MPa
Stredné tlaky	10 ÷ 50 MPa
Vysoké tlaky	50 ÷ 130 MPa
Veľmi vysoké tlaky	130 ÷ 300 MPa

- C-film uchováva informáciu o tlaku, nesie vysokocitlivú farbuvyvíjajúcu vrstvu, ktorá sa bezprostredne po kontakte s farbuvytvárajúcim materiálom z A-fólie, intenzívne sfarbí do červena.



Obr.1. Dvojvrstvá fólia [2]

U jednovrstvových vysokotlakových fólií sa obidve vrstvy nachádzajú na jedinej PET-fólii. Rozdelenie tlakov sa zobrazí v kvázi-analógovej forme, pričom vyššia intenzita farby zodpovedá vyššiemu tlaku a naopak.



Obr.2. Jednovrstvá fólia [2]

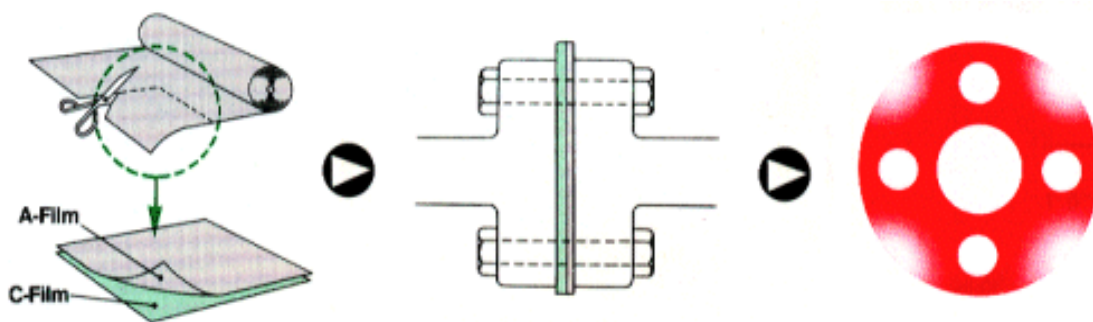
Je nutné, aby nárast zaťaženia medzi kontaktnými plochami prebiehal kontrolovane a fólie musia byť zaistené proti vzájomnému preklzu. Pribeh zaťažovania pozostáva z dvoch fáz. Prvá fáza je charakterizovaná plynulým nárastom tlaku až po maximálnu hodnotu. Druhou fázou je udržiavanie konštantného zaťaženia v určitom časovom intervale. Obidve fázy musia byť časovo rovnaké.

Na obr.3 je schematicky znázornený postup použitia meracej fólie v 3 krokoch:

1. vystrihnutie fólie požadovanej veľkosti,
2. vloženie fólie medzi kontaktné plochy,
3. vytvorenie výsledného tlakového obrazca.

Výsledky merania je možné vyhodnotiť vizuálne na základe porovnania tlakového obrazca so stupnicou intenzity sfarbenia plôch, čomu zodpovedajú jednotlivé tlakové polia alebo formou digitalizácie zosnímaného tlakového obrazca a jeho následnou prístrojovou analýzou.

Pre vyhodnotenie výsledného tlakového obrazca, získaného pomocou tlakovej meracej fólie, existuje viacero spôsobov s rozličnou mierou presnosti, ale rýchle a presné určenie rozloženia nameraných kontaktných tlakov je možné len použitím počítačom podporovaných spôsobov vyhodnotenia.



Obr.3. Postup použitia meracej fólie [3]

Vyhodnocovaním sa zaoberal napr. pracovný tím na TU vo Viedni [1] a vyvinul metódu GODAV (Graphik-orientiertes Druckmessfolien-Auswerte-Verfahren) s použitím farebných scannerov s veľkou farebnou škálou, ktoré sú bežne používané v PC technike.

3.2 Praktické použitie tlakových meracích fólií

Praktické použitie tlakových meracích fólií je rozmanité. Niektoré najvýznamnejšie aplikácie v strojárstve sú, napr.:

a) meranie rozloženia kontaktných tlakov v styčných plochách v motoroch, prevodovkách, turbínach, ventiloch, hydrovalcoch, kompresoroch a pod.:

- na overenie rovnomernosti kontaktného zaťaženia medzi mechanickými časťami,
- pri návrhu vhodných tesnení,
- počas testovanie správnosti zmontovania stroja ,
- pre efektívne určenie lokalizácie vhodného umiestnenia tenzometrov.

b) analýza záberu ozubených súkolesí:

- určenie rozloženia tlaku na zuboch,
- potvrdenie rovnomerného prenosu výkonu,
- identifikácia nadmerného zaťaženia vedúceho k lomu zuba.

c) snímanie rozloženia tlakov pod ťažkými telesami:

- pre stanovenie tlakového rozloženia v mieste uloženia ťažkých strojov,
- pri analýze zaťaženia behúňa pneumatiky a podvozkov ťažkých mobilných pracovných strojov,
- kvôli určeniu optimálneho tlaku hustenia pneumatík.

d) vyhodnocovanie valivých kontaktných tlakov u navíjacích, papierenských a tlačiarenských strojov a pod.:

- pre určenie rozloženia tlaku medzi valcami,
- na kontrolu opotrebenia valcov.

e) meranie tlaku medzi lisovacími formami:

- na identifikovanie nadmerného tlaku alebo opotrebenia foriem.

4. Záver

Použitie tlakomerných fólií umožňuje riešenie širokej škály problémov v technickej praxi rýchlym a jednoduchým spôsobom. Ako bolo uvedené, možnosť aplikácií fólií je predovšetkým v oblastiach strojárskej priemyselnej praxe, automobilovej výroby a papierenského priemyslu. V porovnaní s inými metódami merania kontaktných tlakov poskytujú realistickejší a plastickejší obraz o priebehu tlakového poľa v kontaktnej oblasti s možnosťou 2D a 3D vizualizácie pri použití vhodného softvérového vybavenia.

Tento príspevok bol riešený v rámci výskumného projektu VEGA 1/0146/08 Materiálové toky a logistika, inovačné procesy v konštrukcii manipulačných a dopravných zariadení ako aktívnych logistických prvkov s cieľom zvyšovania ich spoľahlivosti.

5. Literatúra

- [1] Jusner, A., Hoffmann, K.: Graphik-orientiertes Druckmessfolien-Auswerte- Verfahren. In: Oesterreichische Ingenieur- und Architekten-Zeitschrift (OIAZ), 136.Jg., Heft 7/8/1991
- [2] www.tekscan.com/fuji-prescale-film
- [3] FUJI Prescale Film – Instruction manual. Tokyo, Japan

Recenzent: doc.Ing.Jozef Kuľka, PhD.

SOUVISLOST MAXIMÁLNÍ POVOLENÉ RYCHLOSTI V SILNIČNÍM PROVOZU S DÉLKOU ŽLUTÉHO SIGNÁLU NA SSZ

Vladislav KRÍVDA⁹

Klíčová slova: silniční doprava, křižovatka, SSZ

Abstrakt:

Článek popisuje problematiku souvislosti maximální povolené rychlosti vozidel v silničním provozu s délkou žlutého signálu na světelném signalizačním zařízení. V článku jsou popsány tyto souvislosti pro různou délku žlutého signálu, pro různé typy vozidel a jejich různé rychlosti. Článek se opírá o zkušenosti a návrhy pracovníků a spolupracovníků Laboratoře silniční dopravy při Institutu dopravy, FS, VŠB-TU Ostrava.

1. Úvod

Délku žlutého signálu na světelném signalizačním zařízení (SSZ) křižovatek v silničním provozu, jakož i povinnosti řidičů při rozsvícení tohoto signálu stanoví jednak příslušné normy a technické podmínky a jednak zákon č. 361/2000 Sb. o provozu na pozemních komunikacích (ve znění pozdějších předpisů). Rozsvícení žlutého signálu (Pozor!) znamená pro řidiče povinnost zastavit své vozidlo před příčnou čarou souvislou (tzv. STOP-čára) a kde taková čára není, před vlastním SSZ. Je-li však toto vozidlo při rozsvícení tohoto signálu již tak blízko, že by řidič nemohl vozidlo bezpečně zastavit, smí pokračovat v jízdě. V okamžiku rozsvícení žlutého světla (jenž je standardně svítí 3 s), nastává pro řidiče okamžik rozhodnutí, zda vozidlo zastavit nebo křižovatku na tento signál projet. Obecně lze tedy říci, že musí platit:

$$s_{\text{žluté}} > s_{z, \max}$$

kde $s_{z, \max}$ maximální dráha pro zastavení [m]

$s_{\text{žluté}}$ dráha, kterou ujede vozidlo po dobu trvání žlutého signálu [m]

V jistých případech může (samozřejmě teoreticky) dojít k situaci, kdy v určité vzdálenosti od křižovatky řidič nemůže vozidlo zastavit před STOP-čarou, ani bezpečně (tj. na žlutý signál) projet křižovatkou.

2. Výpočet dráhy $s_{\text{žluté}}$

Výpočet dráhy, kterou ujede vozidlo po dobu trvání žlutého signálu, se provede dle základního vztahu:

$$s_{\text{žluté}} = \frac{V}{3,6} \cdot t_{\text{žluté}} \quad [\text{m}]$$

Tak například pro rychlost vozidla 50 km/h a délku žlutého signálu 3 s je tato dráha 41,7 m. Počítáme-li s 5% chybou (dle ČSN), je pak tato dráha rovna 39,5 m.

3. Výpočet dráhy $s_{z, \max}$

Výpočet maximální dráhy pro zastavení závisí na mnoha faktorech. Jde především o rychlost vozidla V [km/h], reakční dobu řidiče t_r [s] (která se pohybuje v rozmezí 0,7 – 1,3 s), součinitel adheze, dobu počáteční prodlevy (tj. doba, která uplyne mezi okamžikem, kdy se začne brzdový pedál pohybovat a okamžikem, kdy začne působit brzdná síla), dobu náběhu brzdění atp. – viz [2].

⁹ Ing. Vladislav Krívda, Ph.D., Fakulta strojní, VŠB – Technická univerzita Ostrava, Institut dopravy, Ústav pozemní dopravy, Laboratoř silniční dopravy, tř. 17. listopadu 15, 708 33 Ostrava-Poruba, Česká republika, tel.: +420 59 732 5210, fax: +420 59 691 6490, e-mail: vladislav.krivda@vsb.cz; <http://www.id.vsb.cz/krivda>; <http://www.id.vsb.cz/LSD>

Pro zjednodušení vycházíme z výpočtů dle EHK, která stanoví pro výpočet dráhy pro zastavení s_z následující vztah (skládající se z „reakční“ dráhy s_r , dráhy zohledňující počáteční prodlevu a náběh brzdění s_1 a dráhu plného zpomalení s_2):

$$s_z = s_r + s_1 + s_2 = \frac{V}{3,6} \cdot t_r + 0,1 \cdot V + \frac{V^2}{150} [m] \dots \text{pro osobní automobily}$$

$$s_z = s_r + s_1 + s_2 = \frac{V}{3,6} \cdot t_r + 0,15 \cdot V + \frac{V^2}{130} [m] \dots \text{pro nákladní automobily a autobusy}$$

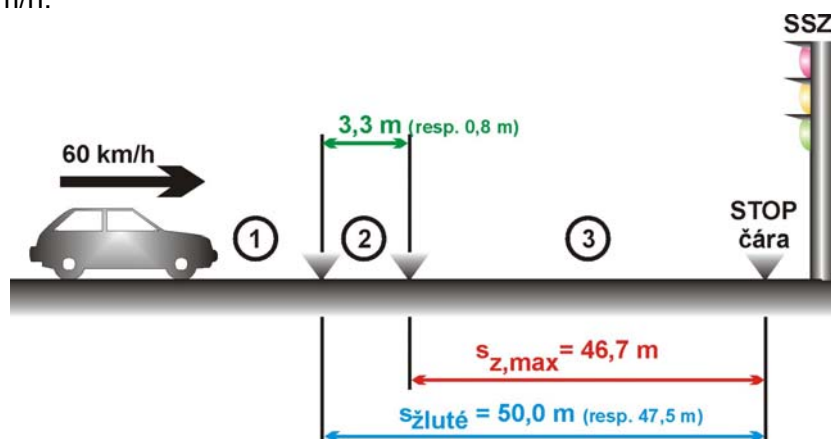
Pro výpočet budeme uvažovat s reakční dobou $t_r = 1$ s.

4. Porovnání drah $s_{z,max}$ a $s_{z,žluté}$ pro různé typy vozidel a jejich rychlosti

V této kapitole budou popsány situace, kdy se vozidlo blíží ke křižovatce se SSZ v okamžiku, kdy se rozsvítí signál žlutého světla. Řidič vozidla se může dostat do takové situace, která je popsána výše. Tzv. rozhodovací úsek, kde řidič vozidlo může buď zastavit, nebo křižovatku na žlutý signál projet, je v následujících obrázcích označen číslem ②. Hodnoty v závorkách uvádí hodnotu vypočtenou pro délku žlutého signálu zmenšeného o chybu 5 %.

Osobní automobil jedoucí rychlostí 60 km/h

Zkusme se nejdříve podívat na situaci osobního automobilu, který jede rychlostí 60 km/h. Tato rychlost již v dnešní době sice není maximální povolenou rychlostí v obcích, nicméně nám tento výpočet poslouží pro další srovnávání s dnešní maximální povolenou rychlostí 50 km/h.



Obr.1. Osobní automobil – $V = 60$ km/h, $t_{z,žluté} = 3$ s

Dráha, kterou ujede řidič vozidla jedoucího rychlostí 60 km/h během reakční doby, je:

$$s_r = \frac{V}{3,6} \cdot t_r = \frac{60}{3,6} \cdot 1,0 \text{ m} = 16,7 \text{ m}$$

Brzdná dráha do zastavení s_c (součet s_1 a s_2) pak je:

$$s_c = 0,1 \cdot V + \frac{V^2}{150} = \left(0,1 \cdot 60 + \frac{60^2}{150} \right) \text{ m} = (6 + 24) \text{ m} = 30 \text{ m}$$

Z toho plyne maximální dráha pro zastavení:

$$s_{z,max} = s_r + s_c = (16,7 + 30) \text{ m} = 46,7 \text{ m}$$

Nachází-li se vozidlo ve vzdálenosti menší než 46,7 m od křižovatky (úsek ③), je nutné, aby pokračovalo v jízdě. Na této vzdálenosti není schopen řidič vozidlo zastavit.

Rozsvítí-li se žlutý signál o délce 3 s, ujede vozidlo jedoucí rychlostí 60 km/h tuto dráhu:

$$s_{z,žluté} = \frac{V}{3,6} \cdot t_{z,žluté} = \frac{60}{3,6} \cdot 3,0 \text{ m} = 50 \text{ m}$$

Z předchozích výpočtů a nakresleného schématu na obr. 1 plyne následující. Je-li řidič vozidla v době rozsvícení žlutého světla v úseku ③ (tj. ve vzdálenosti menší než 46,7 m od křižovatky), musí křižovatkou projet, protože by nestačil zastavit. Nachází-li se v úseku ② (tj. ve vzdálenosti 46,7 až 50,0 m od křižovatky), stačí projet křižovatkou ještě v době žlutého světla, ale dokáže vozidlo také zastavit. V úseku ① (tj. vzdálenost větší než 50,0 m od křižovatky) musí řidič vozidlo zastavit, protože při rychlosti 60 km/h by při rozsvícení žlutého světla nestihl křižovatkou bezpečně projet.

Osobní automobil jedoucí rychlostí 50 km/h

Na obr. 2 je znázorněna situace při rychlosti 50 km/h (délka žluté stále 3 s), z čehož plyne následující. Je-li řidič vozidla v době rozsvícení žlutého světla v úseku ③ (tj. ve vzdálenosti menší než 35,6 m od křižovatky), musí křižovatkou projet, protože by nestačil zastavit. Nachází-li se v úseku ② (tj. ve vzdálenosti 35,6 až 41,7 m od křižovatky), stačí projet křižovatkou ještě v době žlutého světla, ale dokáže vozidlo také zastavit. V úseku ① (tj. vzdálenost větší než 41,7 m od křižovatky) musí řidič vozidlo zastavit, protože při rychlosti 50 km/h by při rozsvícení žlutého světla nestihl křižovatkou bezpečně projet.



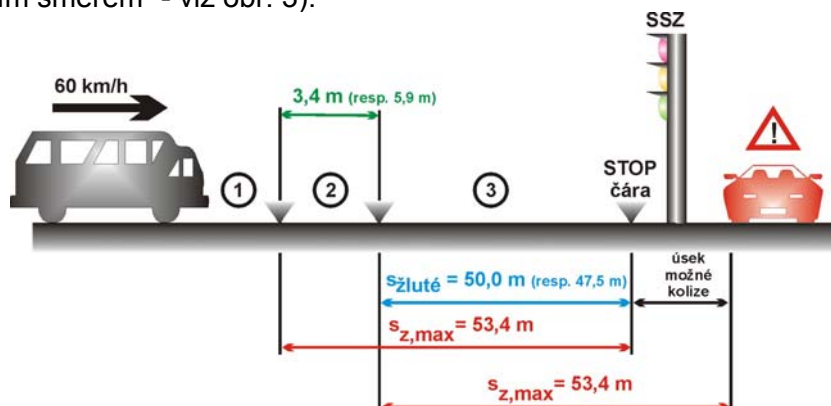
Obr.2. Osobní automobil – $V = 50 \text{ km/h}$, $t_{\text{žluté}} = 3 \text{ s}$

Výpočty bylo zjištěno, že v obou případech, tj. pro rychlost 60 km/h i 50 km/h, má řidič osobního automobilu umožněno po rozsvícení žlutého signálu buď vozidlo zastavit před křižovatkou, nebo bezpečně projet křižovatkou v době, kdy se ještě nerozsvítil signál „Stůj“ (tj. červené světlo).

Jiná situace však nastane v případě autobusu, resp. nákladního automobilu, jak je uvedeno dále.

Autobus, resp. nákladní automobil jedoucí rychlostí 60 km/h

Opět se podívejme na situaci, kdy se vozidlo (tentokrát autobus, resp. nákladní automobil) blíží ke křižovatce rychlostí 60 km/h. Z obr. 3 výpočtů je patrné, že jestliže autobus jedoucí rychlostí 60 km/h se v době rozsvícení žlutého světla (opět 3 s) nachází ve vzdálenosti 50,0 až 53,4 m od křižovatky (úsek ②), nemůže jeho řidič ani projet křižovatkou na tento signál, ani bezpečně zastavit před křižovatkou (zastaví až v „úseku možné kolize“ s jiným kolizním směrem“ - viz obr. 3).



Obr.3. Autobus, resp. nákladní automobil – $V = 60 \text{ km/h}$, $t_{\text{žluté}} = 3 \text{ s}$

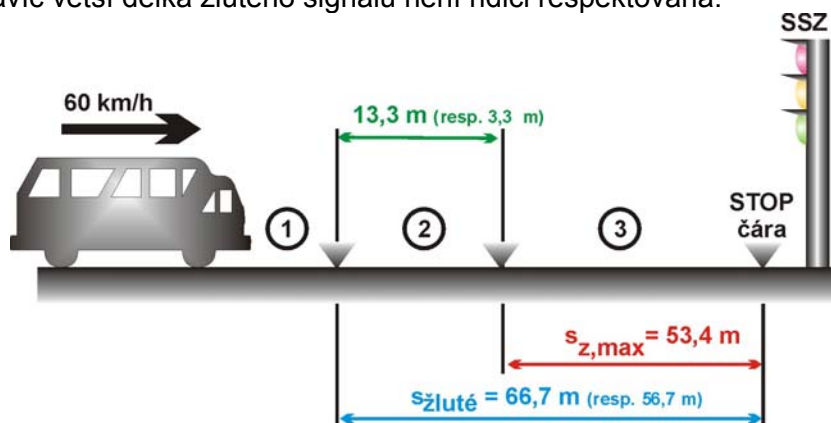
Aby nedocházelo k těmto situacím, je jednou z možností prodloužení délky žluté. Jednoduchým výpočtem lze zjistit, že minimální délka žluté by musela být $t_{\text{žluté}} = 3,3$ s:

$$s_{\text{žluté}} = \frac{V}{3,6} \cdot t_{\text{žluté}} = \frac{60}{3,6} \cdot 3,3 \text{ m} = 55 \text{ m}$$

Samozřejmě, že by bylo nutné použít celé číslo, tedy $t_{\text{žluté}} = 4$ s:

$$s_{\text{žluté}} = \frac{V}{3,6} \cdot t_{\text{žluté}} = \frac{60}{3,6} \cdot 4,0 \text{ m} = 66,7 \text{ m}$$

Tento případ znázorňuje obr. 4. Toto řešení není však zcela výhodné. Prodloužením délky žluté se zkracuje délka zelené (tzv. produktivní doba) a tím se i sníží kapacitnost křižovatky. Navíc větší délka žlutého signálu není řidiči respektována.

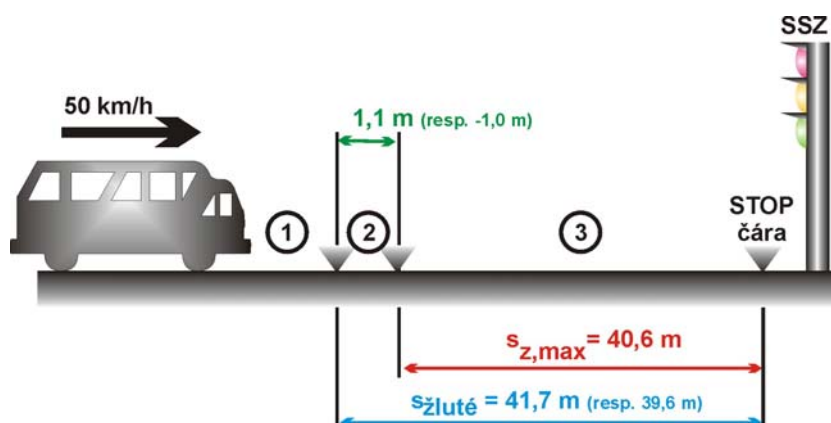


Obr.4. Autobus, resp. nákladní automobil – $V = 60$ km/h, $t_{\text{žluté}} = 4$ s

Autobus, resp. nákladní automobil jedoucí rychlostí 50 km/h

Vhodnějším řešením pro autobus nebo nákladní automobil je snížení právě maximální povolené rychlosti na 50 km/h, jak to ukazuje obr. 5. Z předchozích výpočtů a nakresleného schématu plyne opět následující. Je-li řidič autobusu v době rozsvícení žlutého světla v úseku ③ (tj. ve vzdálenosti menší než 40,6 m od křižovatky), musí křižovatkou projet, protože by nestačil zastavit. Nachází-li se v úseku ② (tj. ve vzdálenosti 40,6 až 41,7 m od křižovatky), stačí projet křižovatkou ještě v době žlutého světla, ale dokáže autobus také zastavit. V úseku ① (tj. vzdálenost větší než 41,7 m od křižovatky) musí řidič autobus zastavit, protože při rychlosti 50 km/h by při rozsvícení žlutého světla nestihl křižovatkou bezpečně projet.

Problém ale nastane v případě, kdy je délka žluté 2,85 s (to odpovídá chybě -5 % - viz dříve). V tomto případě dojde opět k situaci, která byla popsána na obr. 3. Tzn., že vznikne tzv. kolizní úsek (na obr. 5. demonstrován jako „resp. -1,0m“), kdy řidič vozidla není schopen ani zastavit, ani bezpečně projet křižovatkou.



Obr.5. Autobus, resp. nákladní automobil – $V = 50$ km/h, $t_{\text{žluté}} = 3$ s

5. Závěr

Výpočty bylo zjištěno, že pro autobus (resp. nákladní automobil) je rychlost, jakou se blíží ke křižovatce, rozhodující. V případě, že autobus jede rychlostí 60 km/h, může se dostat do míst, kde nebude moci ani zastavit, ani bezpečně křižovatkou projet. Jede-li rychlostí 50 km/h, je tento problém teoreticky vyřešen. Jak bylo uvedeno dříve, musí platit $s_{žluté} > s_{z,max}$. Je nutné ovšem upozornit na to, že v případě osobního automobilu je dráha, na které se řidič může rozhodnout, zda zastaví nebo křižovátku projede, delší než u autobusu či nákladního automobilu. Při rychlosti 50 km/h je tato dráha u osobního automobilu

$$s_{žluté} - s_{z,max} = (41,7 - 35,6)m = 6,1 m$$

a u autobusu či nákladního automobilu

$$s_{žluté} - s_{z,max} = (41,7 - 40,6)m = 1,1 m$$

a to při $t_{žluté} = 3 s$.

Je vidět, že tyto vzdálenosti jsou v případě výpočtu pro autobus velmi malé a při povolené toleranci délky žluté -5 % může, i při rychlosti 50 km/h, může dojít k situaci, kdy se autobus dostane do tzv. kolizního úseku.

V praxi jsou ovšem podmínky zdaleka jiné – a to výhodnější (vyšší hodnota brzdného zpomalení, nižší reakční doba, nižší rychlost vozidla atp.). Navíc řidiči se při příjezdu ke křižovatce neřídí přesnou vzdáleností od křižovatky, ale rozhoduje zde především zkušenost samotného řidiče, který se musí rozhodnout, zda vozidlo zastaví nebo zda stihne projet křižovatkou bezpečně v době, kdy ještě svítí žlutý signál a to v předepsané maximální povolené rychlosti. Samozřejmě, že závisí rovněž na tom, jaký je stav vozovky, počasí, ale v neposlední řadě i na stavu brzd konkrétního vozidla (je-li například vybaveno ABS apod.).

Literatura a zdroje informací

[1] Folprecht, J.; Křivda, V. *Organizace a řízení dopravy I*. Ostrava: VŠB-TUO, 2006, 158 s. ISBN 80-248-1030-1

[2] Matějka, R. *Vozidla silniční dopravy I*. Bratislava: Nakladatelství alfa, 1990, 224 s. ISBN 80-05-00392-7

[3] *TP 81 – Navrhování světelných signalizačních zařízení pro řízení provozu na pozemních komunikacích*. Technické podmínky. Praha: Ministerstvo dopravy ČR, 2006, 2. vyd. 124 s. ISBN 80-86502-30-9

Context of Maximum Speed Limit in Road Traffic and Period of Amber Signal on Traffic Lights

The paper deals with problems of context of maximum speed limit in road traffic and period of amber signal on traffic lights. It deals those contexts for various periods of amber signal, various vehicles and their various speeds. The paper is based on experiences and proposals by staff and co-workers of Laboratory of Road Transport, Institute of Transport, VŠB-TU Ostrava.

Key words: Road Transport, Intersection, Traffic Lights

Recenzent: Ing. Michal Richtář

vedoucí Laboratoře silničních vozidel, Institut dopravy, Fakulta strojní, VŠB-TUO

SKÚMANIE TECHNOLOGICKÝCH ODPOROV PRI VYŤAHOVANÍ KMEŇOV Z PORASTU

Ján Marko, Branislav Urban¹⁰

Abstrakt:

V príspevku sú posudzované závislosti veľkosti odporov od spôsobu vyťahovania kmeňov z porastu, výšky závesu a od podložky.

Kľúčové slová: ťahová sila, výška závesu kmeňa, traktor

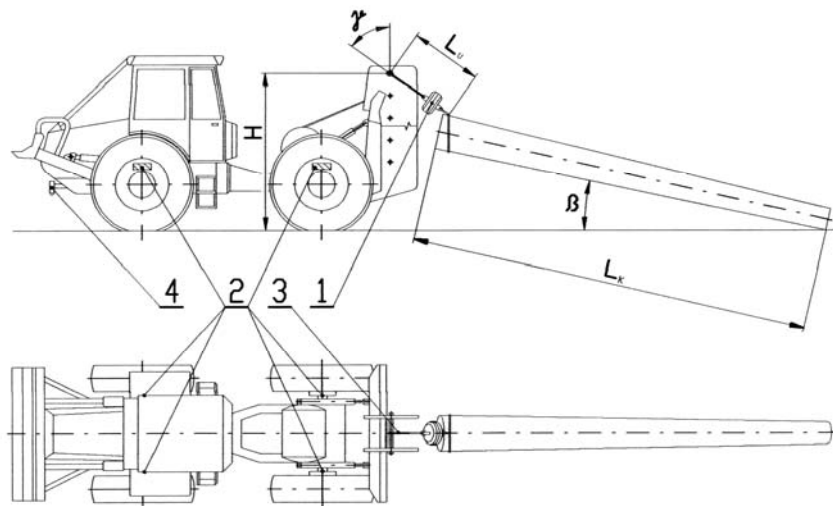
1. ÚVOD

V súčasných trendoch vývoja sa UKT a LKT považujú za základné energetické prostriedky, ktoré pomocou adaptérov tvoria stavebnicový systém lesníckej mechanizácie.

Optimalizáciou jednotlivých operácií a postupov je možné znižovať náklady na prevádzku lesných strojov a mechanizmov. V práci sme sa zamerali na optimalizáciu prevádzkových parametrov traktora v procese sústreďovania drevnej hmoty polozávesom na znižovanie ťahových síl pri približovaní kmeňov a na spojitost medzi uhlom, ktorý zvierá ťahaný kmeň s pôdnym podkladom a ťahovou silou.

2. MATERIÁL A METÓDY

Hlavným cieľom práce je zisťovanie a následné posúdenie závislosti medzi ŤS potrebnou k ťhaniu jedného kmeňa LKT v polozávese a uhlom β , ktorý tento kmeň zvierá s dráhou stroja (skúšobnou dráhou). Táto závislosť a jej posúdenie nám poslúži pre hľadanie optimálneho uhla β , pri ktorom bude ŤS potrebná k ťhaniu jedného kmeňa v polozávese najnižšia. Na základe nameraných a spracovaných výsledkov merania sa potom budú môcť zhodnocovať prínosy zmeny uhla β na optimalizáciu prevádzkových vlastností MEP a technologických postupov pri vyťahovaní dreva z lesného porastu metódou v polozávese.



Obr.1. Schéma navrhovaného rozmiestnenia snímačov pre vykonanie skúšky

1. snímač ťahu (dynamometer), 2. snímač preklzu (otáčok kolies), 3. snímač uhla γ , 4. optoelektronický snímač začiatku, konca a meracieho úseku dráhy, L_K – dĺžka kmeňa, L_U – dĺžka úväzku, H – výška závesu, β – uhol medzi dráhou a spodnou hranou nákladu, γ – uhol medzi osou lana a zvislicou

¹⁰ **Doc. Ing. Ján Marko, CSc., Ing. Branislav Urban**, Technická univerzita vo Zvolene, Fakulta environmentálnej a výrobnéj techniky, Študentská 26, 960 01 Zvolen, e-mail: marko@vsld.tuzvo.sk, severan@pobox.sk

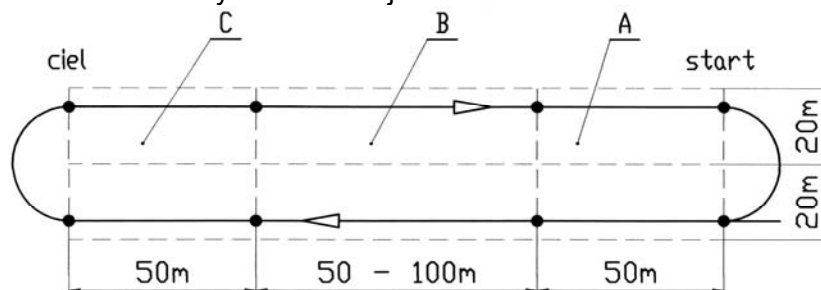
V rámci LH sú lesnícke stroje a traktory prevažne určené pre sústreďovanie dreva a jeho odvoz na miesta lesných skladov a na nesenie pracovných adaptérov. V tomto ponímaní sú to vlastne MEP prostriedky. V rámci tohto širokého spektra úloh, ktoré zastávajú v LH, existujú lesnícke kolesové ťahače tzv. LKT. Tie sú svojou konštrukciou primárne určené k vyťahovaniu dreva z porastu ako mobilné zdroje ŤS. Pre zisťovanie a porovnávanie ťahových vlastností LKT sa vypracováva tzv. ťahová charakteristika stroja (Mikleš–Marko, 1992). Podkladom pre zostrojenie ťahovej charakteristiky je ťahová skúška, túto popisuje norma STN 30 0415 Metódy skúšania : Poľnohospodárske a lesnícke traktory.

Nakoľko vykonanie štandardnej ťahovej skúšky podľa podmienok stanovených v spomínanej norme nie je v našich podmienkach možné a nie je ani predmetom experimentálneho merania, bude preto vykonaná iba formou ťahovej skúšky prispôbenej podstate zadanej témy dizertačnej práce. V súčasnosti je v lesnej ťažbe u nás najrozšírenejším MEP pre sústreďovanie dreva práve LKT, dokazuje to aj tabuľka 1, ktorá názorne ukazuje ich percentuálne zastúpenie v procese sústreďovania dreva u nás. Práve preto plánujem pre vykonanie experimentálneho merania použiť LKT, ktorý si volím pre jeho rozsah použitia v lesnej ťažbe a dostupnosť. Predmetom skúšky na ktorom sa bude merať vplyv zmeny uhla β , bude odvetvený kmeň o dĺžke L. Bude sa ťahať za LKT v polozávесе, pre nastavenie polohy ťahania sa vyrobí zváraná konštrukcia s piatimi polohami závesu (výškou od zeme). Táto konštrukcia bude zavesená na približovací štít a nebude vyžadovať zásah do konštrukcie LKT, na obrázku 1 je načrtnutý jej predbežný tvar.

Tab.1. Podiel sústreďovacích prostriedkov na objeme sústredeného dreva

Sústreďovací prostriedok:		Rok:				
		1995	2000	2003	2004	2005
Kone		3,4 %	11,8 %	14 %	6,1 %	1,3 %
Navijaky		-	-	1,7	-	-
Lanovky		1,4 %	2,5 %	4,2 %	7,5 %	6,3 %
	UKT	30,8 %	30 %	26,7 %	22 %	34,5 %
Traktory	LKT	62,7 %	52,5 %	50,2 %	62,2 %	56,7 %
	PT	1,5 %	1,6 %	0,8 %	0,1 %	0,1 %
Forwardery		0,2 %	0,6 %	2,4 %	2,1 %	1,1 %

Pre vykonanie skúšok vyplývajúcich z experimentálneho merania plánujeme použiť skúšobnú dráhu podľa požiadaviek normy STN 30 0415. Tie stanovujú podmienky pre skúšobnú dráhu, ktorá sa bude skladať z troch úsekov – rozbehového úseku A, meracieho úseku B a dobehového úseku C. Celková dĺžka skúšobnej dráhy bude v rozmedzí 150 – 200m, jej pozdĺžny sklon by nemal byť väčší ako 1 % a priečny sklon by nemal presiahnuť viac ako 3 % v rozmedzí celkových rozmerov traktora. Rozloženie úsekov na skúšobnej dráhe ako aj rozloženie reflexných odraziek je znázornené na obrázku 2.



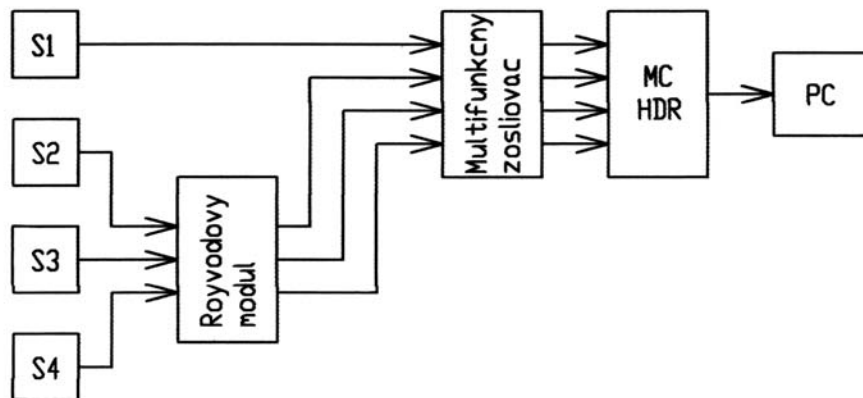
Obr.2. Schéma skúšobnej dráhy a rozmiestnenia reflexných odraziek,

A – je rozbehový úsek dráhy, B – je merací úsek dráhy, C – je dobehový úsek dráhy

Počas priebehu skúšky (trvania záznamu) sa budú simultánne zaznamenávať aj nasledovné merané veličiny:

- ťahová sila F_T v osi ťažného lana,

- preklz hnacích kolies,
- uhol γ - sklon lana od normálovej osi y ,
- už spomínaný optický štart a koniec meraných úsekov.



Obr.3. Schéma navrhovaného zapojenia snímačov a meracích prístrojov,

S1 – snímač ťahovej sily, S2 – snímač otáčok kolies, S3 – snímač uhla γ , S4 – optoelektronický snímač začiatku, konca a meracieho úseku dráhy

3. ZÁVER

V lesnom hospodárstve sa stále využíva i staršia lesnícka technika. Tieto stroje už svojimi prevádzkovými parametrami plne nespĺňajú súčasné nároky, a preto je potrebné optimalizovať prevádzkové parametre. Dá sa to viacerými spôsobmi, no najpoužívanejšie sú optimalizáciou pracovných postupov, alebo modernizáciou – zásahom do konštrukcie stroja. Najúčinnnejšou možnosťou je ich kombinácia.

4. LITERATÚRA:

1. Mikleš, M., Holík, J.: Teória mobilných strojov. TU Zvolen, 2005, 236s., ISBN 80-228-1546-2
2. Mikleš, M., Marko, J.: Teória a stavba lesných strojov I. TU Zvolen, 1992, 243s., ISBN 80-228-0204-2.

URČENIE POLOHY BODU UCHYTENIA REZNÉHO MECHANIZMU HYDROMANIPULÁTORA

Milan Mikleš, Ján Holík¹¹

1. ÚVOD

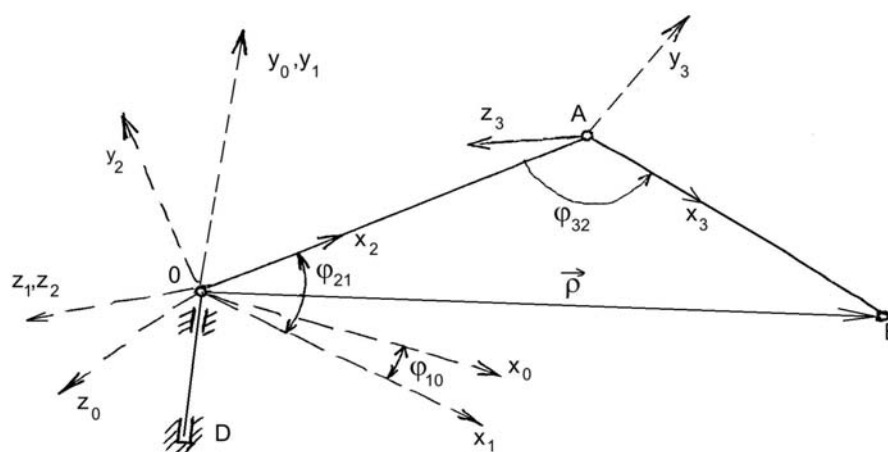
Otázky modernizácie a automatizácie práce v stavebníctve, poľnohospodárstve a lesníctve nadobúdajú stále väčšiu dôležitosť. V týchto rezortoch pracuje veľké množstvo mobilných strojov vybavených hydromanipulátormi. Využitie týchto strojov dovoľuje riešiť úlohy komplexnej mechanizácie nielen základných, ale aj pomocných prác v uvedených odvetviach. Ďalší rozvoj strojov manipulátorového typu predpokladá použitie prvkov automatického riadenia týchto strojov. Rozpracovanie algoritmov riadenia hydromanipulátorov s použitím počítačov je najvhodnejšie robiť maticovými metódami [1]; [2]. Tieto metódy dovoľujú vykonať matematický opis kinematiky a dynamiky manipulátorov. Maticové metódy dovoľujú zjednodušiť úlohy pri mnohonásobnej transformácii súradníc.

2. SÚRADNICE BODU UCHYTENIA REZNÉHO MECHANIZMU

Na obrázku 1 je uvedená kinematická schéma hydromanipulátora lesných strojov s tromi pohyblivými článkami a otočnými kinematickými kĺbmi, ktoré majú 3° voľnosti. Na obrázku v bode 0 umiestnime počiatok pevného systému súradníc Ox_0, y_0, z_0 . S každým článkom je spojený nepohyblivý súradnicový systém súradníc: s článkom $DO - Ox_1, y_1, z_1$, s článkom $OA - Ox_2, y_2, z_2$, s článkom $AB - Ax_3, y_3, z_3$. Os otáčania článku DO je totožná s osou Oy_1 , os otáčania článku OA s osou Oz_2 a os otáčania článku AB s osou Az_3 . Existenciu relatívnych súradnicových systémov dovoľuje zostaviť matice pre preloženie priemetov vektora z relatívneho systému na absolútny a naopak a taktiež použiť určité pravidlo znakov pre zmeranie (označenie) uhlov otáčania a ich derivácií podľa času.

Rozoberieme úlohu o polohe bodu B , t.j. úlohu o polohe rezného mechanizmu hydromanipulátora

Táto úloha vedie k určeniu súradníc bodu B v systéme Ox_0, y_0, z_0 podľa známych hodnôt dĺžok článkov OA a AB a uhlových premiestnení článkov $\varphi_{10}, \varphi_{21}, \varphi_{32}$, ktoré sú uvedené na obrázku.



Obr.1. Kinematická schéma hydromanipulátora

¹¹ Prof. Ing. Milan Mikleš, DrSc., mikles@vsld.tuzvo.sk, doc. Ing. Ján Holík, CSc., holik@vsld.tuzvo.sk, Technická univerzita vo Zvolene, Fakulta environmentálnej a výrobnjej techniky, Katedra lesnej a mobilnej techniky, T. G. Masaryka 24, 960 53 Zvolen

Uhlové premiestnenia $\varphi_{10}, \varphi_{21}, \varphi_{32}$, budeme považovať za obecné súradnice tohto mechanického systému. Označíme $OA = l_1$, $AB = l_2$, vtedy z obrázku máme

$$\vec{\rho} = l_1 \cdot \vec{i}_2 + l_2 \cdot \vec{i}_3 \quad (2.1)$$

kde $\vec{\rho}$ - rádius – vektor bodu B,

$\vec{i}_2, \vec{i}_3$ - jednotkové vektory osí Ox_2 a Ax_3 .

Vo výraze (2.1) $l_1 \cdot \vec{i}_2 = O\vec{A}$, $l_2 \cdot \vec{i}_3 = A\vec{B}$ a súradnice vektora $O\vec{A}$ v systéme súradníc Ox_2, y_2, z_2 a súradnice vektora $A\vec{B}$ v systéme súradníc Ax_3, y_3, z_3 možno zapísať v tvare matíc – stĺpcov:

$$OA = \begin{pmatrix} l_1 \\ O \\ O \end{pmatrix}; \quad AB = \begin{pmatrix} l_2 \\ O \\ O \end{pmatrix} \quad (2.2)$$

Keď použijeme výraz (2.1), maticu – stĺpec súradníc vektora $\vec{\rho}$ v systéme súradníc Ox_1, y_1, z_1 , možno zapísať v tvare maticovej rovnice[1]

$$\rho = \begin{pmatrix} x_{B_1} \\ y_{B_1} \\ z_{B_1} \end{pmatrix} = M_{12} \cdot OA + M_{13} \cdot AB \quad (2.3)$$

kde M_{12} – matica smerových kosínov pri prechode od systému súradníc Ox_2, y_2, z_2 k systému Ox_1, y_1, z_1 ,

M_{13} – matica smerových kosínov pri prechode od systému súradníc Ax_3, y_3, z_3 k systému Ox_1, y_1, z_1 .

V súlade s teóriou matíc

$$M_{13} = M_{12} \cdot M_{23} \quad (2.4)$$

kde M_{23} – matica smerových kosínov pri prechode od systému súradníc Ax_3, y_3, z_3 k systému Ox_2, y_2, z_2 .

Pre prijaté systémy súradníc výrazy pre matice M_{12} a M_{23} majú nasledovný tvar:

$$M_{12} = \begin{pmatrix} \cos \varphi_{21} & -\sin \varphi_{21} & O \\ \sin \varphi_{21} & \cos \varphi_{21} & O \\ O & O & 1 \end{pmatrix} \quad (2.5)$$

$$M_{23} = \begin{pmatrix} -\cos \varphi_{32} & \sin \varphi_{32} & O \\ -\sin \varphi_{32} & -\cos \varphi_{32} & O \\ O & O & 1 \end{pmatrix} \quad (2.6)$$

Keď dosadíme výrazy (2.5), (2.6), do (2.4), (2.3), po vykonaní operácií s maticami a transformácií, dostaneme maticu – stĺpce súradníc vektora $\vec{\rho}$ v systéme súradníc Ox_1, y_1, z_1 :

$$\rho = \begin{pmatrix} \cos \varphi_{21} \cdot l_1 - \cos(\varphi_{21} + \varphi_{32}) l_2 \\ \sin \varphi_{21} \cdot l_1 - \sin(\varphi_{21} + \varphi_{32}) l_2 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (2.7)$$

Pre prechod od súradníc vektora $\vec{\rho}$ v systéme Ox_1, y_1, z_1 k súradniciam v systéme Ox_0, y_0, z_0 budeme používať maticovú rovnicu

$$\rho_o = M_{01} \cdot \rho \quad (2.8)$$

kde ρ_0 - matica – stĺpec súradníc vektora $\vec{\rho}$ v systéme Ox_0, y_0, z_0 ,

M_{01} – matica smerových kosínov pri prechode od systému súradníc Ox_1, y_1, z_1 k systému Ox_0, y_0, z_0 .

Matica M_{01} pre prijaté systémy súradníc má tvar

$$M_{01} = \begin{vmatrix} \cos \varphi_{10}; & O, & -\sin \varphi_{10} \\ O & O & 1 \\ \sin \varphi_{10}; & O, & \cos \varphi_{10}, \end{vmatrix} \quad (2.9)$$

Keď dosadíme výrazy (2.7) a (2.9) do (2.8), po vykonaní operácií s maticami dostaneme

$$\rho_o = \begin{vmatrix} x_{B_o} \\ y_{B_o} \\ z_{B_o} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \cos \varphi_{10} \cdot [\cos \varphi_{21} \cdot l_1 - \cos(\varphi_{21} + \varphi_{32}) \cdot l_2] \\ \sin \varphi_{21} \cdot l_1 - \sin(\varphi_{21} + \varphi_{32}) \cdot l_2 \\ \sin \varphi_{10} \cdot [\cos \varphi_{21} \cdot l_1 - \cos(\varphi_{21} + \varphi_{32}) \cdot l_2] \end{vmatrix}$$

3. ZÁVER

Analogickým spôsobom možno získať matice súradníc ľubovoľných bodov jednotlivých členov hydromanipulátora. To dovoľuje využívať maticové vzťahy pre vytvorenie programu riadenia hydromanipulátorov pomocou počítača, a tiež na riešenie úloh spojených s optimálnym riadením. Zavedenie týchto metód dovoľuje zvýšiť technickú úroveň lesných strojov s hydromanipulátorom.

Literatúra

- [1] Avtobolevskij, I.: Teoriya mekhanizmov a mashin, M. Nanka, 1980, 640 s.
- [2] Judin, V.A, Petrokas, L.V.: Teoriya mekhanizmov a mashin, M.: Vysšaja škola, 1977, 528 s.
- [3] Mikleš, M., Holík, J.: Optimalizácia výložníka hydraulického žeriava. In.: Acta Facultatis technicae FEVT TU vo Zvolene, ES TU vo Zvolene, 2003, s. 63-72, ISBN 80-228-1400-8.
- [4] Mikleš, M., Marko, J.: Analýza manipulátorov lesných strojov, In.: Acta Facultatis forestalis, TU vo Zvolene, 1992, s. 393 – 406.

MODELOVÁNÍ JEDNOKOMODITNÍCH DOPRAVNÍCH ÚLOH SE SANKCEMI V PŘÍPADECH NEVYBILANCOVANOSTI ÚLOHY

Dušan TEICHMANN¹²

Klíčová slova: operační analýza, dopravní úloha, distribuční logistika

Abstrakt:

Dopravní úlohy nacházejí široké využití při řešení různých problémů zejména v distribuční logistice. Běžná odborná literatura z oblasti operační analýzy se však omezuje zpravidla na základní typy dopravních úloh, za které jsou považovány jednokomoditní homogenní vybilancované a nevybilancované dopravní úlohy. V případě nevybilancovaných dopravních úloh se v řešeních neprojevují dodatečné náklady, které jsou vyvolány v důsledku nevybilancovanosti úlohy. Článek se zabývá problematikou minimalizace celkových nákladů v navržených řešeních při zohlednění výše uvedených dodatečně vyvolaných nákladů ať již na straně zdrojů nebo na straně spotřebitelů.

Jednokomoditní dopravní úlohy patří již několik desetiletí k nejznámějším aplikacím metod operační analýzy. Z pohledu řešících technik jsou poměrně dobře rozpracovány, i když se na první pohled může zdát, že možnosti Dantzigem navrženého řešícího algoritmu jsou velmi omezené. Ačkoliv sám název uvedeného problému umožňuje různý výklad (pod pojmem dopravní úloha si lze představit celou řadu úloh řešených v rámci dopravy či logistiky), v případě metod operační analýzy se jedná o speciální typ problému, kdy je v zadaném prostoru k dispozici m zdrojů dané komodity, přičemž u každého zdroje Z_i je známa jeho kapacita a_i , kdy $i = 1, \dots, m$, dále je k dispozici n spotřebitelů, přičemž u každého spotřebitele S_j je znám jeho požadavek b_j na danou komoditu, kdy $j = 1, \dots, n$ a matice sazeb $\|C\|$, ve které jednotlivé prvky c_{ij} reprezentují zpravidla náklady na přepravu jedné jednotky dané komodity mezi zdrojem Z_i a spotřebitelem S_j . Platí-li $\sum_{i=1}^m a_i = \sum_{j=1}^n b_j$,

jde o vybilancovanou dopravní úlohu, platí-li $\sum_{i=1}^m a_i \neq \sum_{j=1}^n b_j$, jde o nevybilancovanou dopravní

úlohu s tím, že pokud $\sum_{i=1}^m a_i > \sum_{j=1}^n b_j$, hovoříme o nevybilancované dopravní úloze

s přebytkem kapacit zdrojů (nedostatkem požadavků spotřebitelů), platí-li v zadané úloze $\sum_{i=1}^m a_i < \sum_{j=1}^n b_j$, hovoříme o nevybilancované dopravní úloze s nedostatkem kapacit zdrojů

(přebytkem požadavků spotřebitelů). Pomocí proměnných x_{ij} vystupujících v úloze modelujeme objemy přeprav realizované v relacích $Z_i \rightarrow S_j$. Podrobným komentářem věnovaným sestavě matematických modelů dopravních úloh se na tomto místě zabývat nebudeme, uvedeme pouze výsledné modely a případnému zájemci je možno doporučit např. na publikaci [1].

Matematický model vybilancované dopravní úlohy má tvar:

$$\min f(x) = \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n c_{ij} x_{ij} \quad (1)$$

¹² Ing. Dušan Teichmann, Ph.D., Fakulta strojní, VŠB-TU Ostrava, Institut dopravy, Ústav modelování a simulace v dopravě, 17. listopadu 15, 708 33 Ostrava-Poruba, Česká republika, tel.: +420 59 732 4575, fax: +420 59 691 6490, e-mail: dusan.teichmann@vsb.cz

za podmínek

$$\sum_{j=1}^n x_{ij} = a_i, \quad \text{pro } i = 1, \dots, m \quad (2)$$

$$\sum_{i=1}^m x_{ij} = b_j, \quad \text{pro } j = 1, \dots, n \quad (3)$$

$$x_{ij} \geq 0, \quad \text{pro } i = 1, \dots, m, \quad j = 1, \dots, n \quad (4)$$

Výraz (1) představuje účelovou funkci, podmínky typu (2) zajistí, že kapacity všech zdrojů budou vyčerpány, podmínky typu (3) zajistí, že požadavky všech spotřebitelů budou splněny a podmínky typu (4) jsou obligatorními podmínkami.

Model nevybilancované dopravní úlohy s přebytkem kapacit zdrojů se od modelu vybilancované dopravní úlohy liší v tom, že podmínky typu (2) mají tvar

$$\sum_{j=1}^n x_{ij} \leq a_i, \quad \text{pro } i = 1, \dots, m \quad (5)$$

přičemž tvary účelové funkce (1) a podmínek typu (3) a (4) uvedené v modelu vybilancované dopravní úlohy zůstávají v modelu nevybilancované úlohy s přebytkem kapacit zdrojů zachovány, model nevybilancované dopravní úlohy s nedostatkem kapacit zdrojů se od modelu vybilancované dopravní úlohy bude lišit tak, že podmínky typu (3) v modelu vybilancované dopravní úlohy přejdou do tvaru

$$\sum_{i=1}^m x_{ij} \leq b_j, \quad \text{pro } j = 1, \dots, n \quad (6)$$

přičemž v tomto případě tvary účelové funkce (1) a podmínek typu (2) a (4) uvedené v modelu vybilancované dopravní úlohy zůstanou v modelu nevybilancované úlohy s nedostatkem kapacit zdrojů zachovány.

Důvod úprav omezujících podmínek typu (2), resp. (3) v modelu vybilancované dopravní úlohy je ten, že nelze současně vyčerpat kapacity zdrojů a splnit požadavky spotřebitelů, neexistuje-li mezi součtem kapacit zdrojů a součtem požadavků spotřebitelů rovnost.

V případě nevybilancované dopravní úlohy s přebytkem kapacit zdrojů lze očekávat, že zatímco kapacity zdrojů, které jsou vzhledem k poloze spotřebitelů „umístěny výhodně“, budou vyčerpány zcela, v případě zdrojů, které jsou „umístěny nevýhodně“, budou kapacity vyčerpány pouze v rozsahu nezbytném pro splnění požadavků všech spotřebitelů. Který ze zdrojů je však umístěn výhodně, a který nevýhodně? Protože odpověď na tuto otázku je u rozsáhlejších úloh obtížná, přenecháváme odpověď na ni řešícímu algoritmu a modifikace (5) se provede u všech podmínek týkajících se čerpání kapacit zdrojů. Analogicky se postupuje i v případě nevybilancované dopravní úlohy s nedostatkem kapacit zdrojů neboli úlohy s přebytkem požadavků spotřebitelů. Při řešení tohoto typu dopravní úlohy se očekává, že budou splněny požadavky těch spotřebitelů, kteří „leží výhodně“ v porovnání s polohami zdrojů a požadavky těch spotřebitelů, kteří „leží nevýhodně“, vztažmo k polohám zdrojů, budou splněny pouze v nezbytné míře související s vyčerpáním kapacit zdrojů.

Následkem nevybilancovanosti dopravní úlohy po ukončení řešení může tedy v případě nevybilancované dopravní úlohy s přebytkem kapacit zdrojů být jeden nebo více nevyčerpaných zdrojů, v případě nevybilancované dopravní úlohy s nedostatkem kapacit zdrojů jeden nebo více spotřebitelů, jejichž požadavky nebyly splněny.

V rámci klasických dopravních úloh, tak jak jsou prezentovány v učebnicích operační analýzy, se z podobných situací nevyvozují žádné ekonomické závěry. To odpovídá situacím, kdy je dopravní úloha řešena dopravcem, pro kterého nevyčerpání kapacity zdroje, příp. nesplnění požadavku spotřebitele v důsledku nevybilancovanosti dopravní úlohy nemá žádnou rozhodovací relevanci.

Podívejme se však na situaci z pohledu výrobce (zdrojů), pro kterého však daná situace již tak jednoznačná být nemusí. Má-li smluvně sjednány určité objemy výroby, které z jakéhokoliv důvodu nejsou dodrženy, resp. jsou překročeny (ať již v důsledku špatné organizace výroby nebo výpadku u spotřebitele), může se toto nedodržení výrazně projevit v jeho hospodaření a to tak, že dojde k vyvolání dodatečných nákladů, které negativně

ovlivní hospodářský výsledek výrobce (předpokládá se zájem výrobce na minimalizaci nákladů na přepravu).

Jaké dodatečné náklady mohou v důsledku nevybilancovanosti dopravní úlohy vzniknout? Jde-li o nevybilancovanou úlohu s přebytkem kapacit zdrojů, mohou výrobce dodatečně zatížit náklady na skladování v místech zdrojů, jde-li o nevybilancovanou úlohu s nedostatkem kapacit zdrojů, může být výrobce dodatečně zatížen finančními sankcemi, které bude muset uhradit příjemcům za nedodání komodity ve sjednaném objemu.

Opusťme v tomto okamžiku úvahy o příčinách nevybilancovanosti pro výrobce, připusťme, že takováto situace nastala a věnujme se problému, jak daný problém optimálně vyřešit. Optimálně vyřešit zadaný problém bude znamenat navrhnout takové řešení, které bude minimalizovat celkové náklady výrobce, tj. náklady zahrnující nejen náklady na přepravu, ale také náklady vyplývající z nevyčerpání kapacit zdrojů, resp. nesplnění požadavků spotřebitelů. Aby bylo možno dané typy úloh řešit, musí být dále k dispozici informace o nákladech dodatečně vyvolaných v důsledku skladování komodity v jednotlivých zdrojích, resp. o nákladech dodatečně vyvolaných v důsledku nedodání komodity spotřebitelům, příslušný typ dodatečně vyvolaných nákladů se volí opět v závislosti na typu nevybilancovanosti úlohy.

Nejdříve bude pozornost věnována nevybilancované dopravní úloze s přebytkem kapacit zdrojů. Do úlohy se zavede nová proměnná y_i reprezentující objem komodity, který zůstal v důsledku nevybilancovanosti úlohy ve zdroji Z_i nevyčerpán. Je zřejmé, že hodnoty proměnných y_i se vypočítají ze vztahů:

$$y_i = a_i - \sum_{j=1}^n x_{ij}, \quad \text{pro } i = 1, \dots, m \quad (7)$$

V nevybilancované dopravní úloze s přebytkem kapacit zdrojů musí být k dispozici také náklady, které budou vyvolány skladováním jedné jednotky komodity ve zdroji Z_i , označme tyto náklady symbolem r_i . Matematický model původní nevybilancované dopravní úlohy s přebytkem kapacit se změní v tom smyslu, že do účelové funkce přibude výraz reprezentující celkové náklady dodatečně vzniklé v důsledku nevyčerpání kapacit zdrojů, které vypočítáme ze vztahu

$$\sum_{i=1}^m r_i y_i, \quad (8)$$

a soustava omezujících podmínek se doplní o vztah (7) zajišťující provázanost mezi hodnotami proměnných x_{ij} a y_i .

Matematický model nevybilancované dopravní úlohy s přebytkem kapacit zdrojů a dodatečně vyvolanými náklady na skladování nevyčerpáných kapacit zdrojů bude mít tvar:

$$\min f(x) = \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n c_{ij} x_{ij} + \sum_{i=1}^m r_i y_i \quad (9)$$

za podmínek

$$\sum_{j=1}^n x_{ij} \leq a_i, \quad \text{pro } i = 1, \dots, m \quad (10)$$

$$\sum_{i=1}^m x_{ij} = b_j, \quad \text{pro } j = 1, \dots, n \quad (11)$$

$$y_i = a_i - \sum_{j=1}^n x_{ij}, \quad \text{pro } i = 1, \dots, m \quad (12)$$

$$x_{ij} \geq 0, \quad \text{pro } i = 1, \dots, m, \quad j = 1, \dots, n \quad (13)$$

$$y_i \geq 0, \quad \text{pro } i = 1, \dots, m \quad (14)$$

Výraz (9) představuje účelovou funkci, omezující podmínky typu (10) zabezpečí, že kapacita žádného ze zdrojů vystupujícího v úloze nebude překročena, podmínky typu (11)

zabezpečí, že požadavky všech spotřebitelů, kteří v úloze vystupují, budou splněny, omezující podmínky typu (12) zabezpečí výpočet hodnot proměnných y_i v důsledku objemů komodity přepravených z daného zdroje všem spotřebitelům, podmínky typu (13) a (14) jsou podmínkami obligatorními.

V případě nevybilancované dopravní úlohy s nedostatkem kapacit zdrojů se postupuje analogicky. Do úlohy se zavede nová proměnná y_j reprezentující objem komodity, o který byl požadavek spotřebitele S_j v důsledku nevybilancovanosti úlohy krácen. Hodnoty proměnných y_j se vypočítají ze vztahů:

$$y_j = b_j - \sum_{i=1}^m x_{ij}, \quad \text{pro } j = 1, \dots, n \quad (15)$$

Matematický model se změní v tom smyslu, že do účelové funkce přibude výraz reprezentující celkové náklady dodatečně vzniklé v důsledku nesplnění požadavků spotřebitelů, které vypočítáme ze vztahu

$$\sum_{j=1}^n r_j y_j, \quad (16)$$

a soustava omezujících podmínek se doplní o vztah (15) zajišťující provázanost mezi hodnotami proměnných x_{ij} a y_i .

Matematický model nevybilancované dopravní úlohy s nedostatkem kapacit zdrojů a dodatečně vyvolanými náklady v důsledku nesplnění požadavků spotřebitelů bude mít tvar:

$$\min f(x) = \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n c_{ij} x_{ij} + \sum_{j=1}^n r_j y_j \quad (17)$$

za podmínek

$$\sum_{j=1}^n x_{ij} = a_i, \quad \text{pro } i = 1, \dots, m \quad (18)$$

$$\sum_{i=1}^m x_{ij} \leq b_j, \quad \text{pro } j = 1, \dots, n \quad (19)$$

$$y_j = b_j - \sum_{i=1}^m x_{ij}, \quad \text{pro } j = 1, \dots, n \quad (20)$$

$$x_{ij} \geq 0, \quad \text{pro } i = 1, \dots, m, \quad j = 1, \dots, n \quad (21)$$

$$y_j \geq 0, \quad \text{pro } j = 1, \dots, n \quad (22)$$

Doplnění dodatečných podmínek typů (12), resp. (20) stejně jako zavedení nových proměnných y_i (y_j) reprezentujících nevyčerpanou kapacitu zdroje Z_i (nesplněný požadavek spotřebitele S_j) do modelů původních nevybilancovaných dopravních úloh nemá zásadní vliv na řešení dopravních úloh pomocí známého Dantzigova algoritmu uvedeného např. v [3]. Jednu úpravu je však zapotřebí přeci jen provést. Při řešení nevybilancovaných dopravních úloh se do úlohy podle typu nevybilancovanosti zavádí buď fiktivní zdroj nebo fiktivní spotřebitel, jejichž kapacita nebo požadavek jsou rovny takovému objemu komodity, který v úloze schází pro to, aby se úloha stala vybilancovanou. Je zřejmé, že přepravy realizované v relacích z reálných zdrojů k fiktivnímu spotřebiteli, resp. z fiktivního zdroje k reálným spotřebitelům se při aplikaci navrženého řešení neuskuteční. Aby nedošlo k ovlivnění hodnoty účelové funkce přepravami realizovanými mezi fiktivními a reálnými stanovišti, resp. v opačném směru v závislosti na typu nevybilancovanosti, postupuje se tak, že se v nevybilancovaných úlohách bez sankcí sazby (zpravidla jednotkové přepravní náklady) odpovídající těmto přepravám volí nulové. Jde-li o nevybilancované úlohy se sankcemi, nevolí se příslušné sazby odpovídající fiktivním relacím nulové, nýbrž pokládají se rovny jednotkovým sankcím r_i , jde-li o nevybilancovanou dopravní úlohu s přebytkem

kapacit zdrojů nebo r_j , jde-li o nevybilancovanou dopravní úlohu s nedostatkem kapacit zdrojů.

Postup uvedený v předchozím textu není jediný, jehož uplatněním lze zadaný problém vyřešit. Ukazuje však na další varianty dopravních úloh zohledňující i jiné aspekty než pouze kapacity zdrojů a požadavky spotřebitelů a možnosti známého podrobně rozpracovaného Dantzigova algoritmu, čímž přispívá k širšímu použití modelů dopravních úloh.

Literatura :

[1] JABLONSKÝ, Josef. Operační výzkum. PROFESSIONAL PUBLISHING Praha 2002, ISBN 80-86419-42-8

[2] GOŠŤEJN, Jevgenij Grigorijevič; JUDIN, David Berkovič. Zadači linejnogo programirovanija transportnogo tipa. Moskva :NAUKA, 1969, s. 382.

[3] GASS, Saul I.. Lineárne programovanie – metódy a aplikácie. Bratislava :ALFA, 1972. s. 397

Recenzent: prof. Ing. Emílie Krausová, CSc.

MATEMATICKÝ MODEL JEDNOKOMODITNÍHO DVOUSTUPŇOVÉHO DISTRIBUČNÍHO SYSTÉMU BEZ KAPACITNÍCH OMEZENÍ MEZISKLADŮ

Dušan TEICHMANN¹³

Klíčová slova: distribuční logistika, distribuční systém, matematické modelování

Abstrakt:

Logistika – vědní disciplína zabývající se problematikou organizace toků od zdrojů surovin ke spotřebitelům za účelem uspokojení požadavků trhu. V renomovaných učebnicích se zpravidla rozlišují tři kategorie logistiky, a to logistika zásobovací, výrobní a distribuční [1]. Článek je zaměřen na problematiku distribuční logistiky, konkrétně na tvorbu matematického modelu dvoustupňového distribučního systému.

Distribučním systémem se rozumí druh systému zabezpečujícího přepravu zboží z jednoho nebo několika primárních zdrojů k zákazníkům [2]. Přeprava zboží z primárního zdroje k zákazníkům se v rámci distribučního systému může uskutečňovat buď bez překládky nebo s překládkou. Uskutečňuje-li se přeprava zboží z primárního zdroje k zákazníkům bez překládky, hovoříme o jednostupňovém distribučním systému, uskutečňuje-li se přeprava zboží z primárního zdroje k zákazníkům s jednou překládkou, hovoříme o dvoustupňovém distribučním systému. Jako optimalizační kritérium se v rámci matematických modelů používají celkové náklady na provoz distribučního systému, přičemž cílem optimalizace je jejich hodnotu minimalizovat.

Řešíme-li jednostupňový distribuční systém, můžeme k optimalizaci nákladů použít buď matematických modelů okružních jízd (v případě jednoho primárního zdroje) nebo matematických modelů dopravních úloh (v případě více primárních zdrojů). V souladu s názvem článku bude v dalším textu pozornost věnována tvorbě matematického modelu jednokomoditního dvoustupňového distribučního systému.

Přistupme k vlastní formulaci problému. Je zapotřebí navrhnout strukturu distribučního systému s jedním primárním zdrojem a n zákazníky, přičemž u každého zákazníka j je znám jeho požadavek (za určité období) o velikosti b_j . Při návrhu struktury distribučního systému je možno uvažovat s variantou, že zásobování zákazníků je možno provádět buď pouze prostřednictvím meziskladů, o jejichž vybudování se uvažuje v některé (některých) z m lokalit, a jejichž kapacitu je s ohledem na toky v systému možno považovat za neomezenou, stejně tak lze připustit i variantu, kdy se kromě možnosti zásobování zákazníků z vybudovaných meziskladů připouští i možnost přímého zásobování zákazníka z primárního zdroje. V distribučním systému se předpokládá, že kapacita primárního zdroje je schopna uspokojit požadavky všech zákazníků. Dále se předpokládá, že velikost jedné dodávky zákazníkovi odpovídá právě jedné jednotce požadavku, a že vozidla, která budou zabezpečovat přepravu v obou stupních distribučního systému budou obsluhu zajišťovat kyvadlově a budou ve směru zásobování jezdit vždy plně vytížená. V rámci navrhovaného distribučního systému bude dále, jak je běžné, uvažováno s tím, že každý zákazník může být přiřazen právě jednomu z vybudovaných meziskladů.

Zmapujme nejdříve podklady, které musíme mít pro sestavení matematického modelu k dispozici.

První skupinu podkladů tvoří podklady týkající se kapacit vozidel realizujících přepravu v jednotlivých stupních distribučního systému. Uvažujme logický předpoklad, kdy ve stupni distribučního systému mezi primárním zdrojem a vybudovanými mezisklady budou obsluhu zajišťovat vozidla s větší kapacitou než bude kapacita vozidel obsluhujících stupeň distribučního systému mezi vybudovanými sklady a zákazníky. Označme kapacitu

¹³ Ing. Dušan Teichmann, Ph.D, Fakulta strojní, VŠB-TU Ostrava, Institut dopravy, Ústav modelování a simulace v dopravě, 17. listopadu 15, 708 33 Ostrava-Poruba, Česká republika, tel.: +420 59 732 4575, fax: +420 59 691 6490, e-mail: dusan.teichmann@vsb.cz

vozidel obsluhujících stupeň distribučního systému mezi primárním zdrojem vybudovanými meziklady symbolem K_1 a kapacitu vozidel obsluhujících stupeň distribučního systému, na němž je zúčastněn zákazník, symbolem K_2 . Předpokládejme pro zjednodušení dále, že roční požadavky zákazníků jsou násobky kapacity vozidel K_1 . Pokud by tomu tak nebylo, musí být k řešení použito jiného matematického modelu.

Druhou skupinou podkladů jsou topologické informace týkající se dopravní sítě, v jejíž podmínkách má být distribuční systém provozován. Údaje topologického charakteru týkající se dopravní sítě budou zapotřebí pro výpočet nákladů na přepravu v jednotlivých stupních distribučního systému. Z celé řady údajů, které lze z dopravní sítě získat, jsou rozhodující údaje o délkách komunikací, po kterých může být přeprava v závislosti na druhu přepravovaného zboží realizována (např. zásilky nebezpečného zboží nelze přepravovat po libovolné komunikaci). Pomocí vhodného algoritmu jsme schopni z délek komunikací vypočítat hodnoty vzdáleností mezi stanovišti rozhodnými pro zprovoznění distribučního systému. Stanovišti rozhodnými pro zprovoznění uvažovaného distribučního systému jsou primární zdroj, lokality, v nichž se uvažuje o vybudování mezikladů a místa, v nichž se nacházejí zákazníci. Označme vzdálenost mezi primárním zdrojem a lokalitou i , v níž se uvažuje o vybudování mezikladu, symbolem d_{oi} a vzdálenost mezi lokalitou i , v níž se uvažuje o vybudování mezikladu a zákazníkem j symbolem d_{ij} .

Konečně poslední skupinou podkladů jsou podklady vyčísľující náklady na provoz jednotlivých skladu v lokalitě i , tyto náklady, označme symbolem f_i . Ke konstrukci matematického modelu musíme mít dále k dispozici informace o nákladech na 1 km vozidel s kapacitou K_1 , označme je symbolem c_1 a o nákladech na 1 km vozidel s kapacitou K_2 , označme je symbolem c_2 . Protože náklady na manipulaci se zbožím v primárním zdroji a u zákazníků budou vynaloženy vždy bez ohledu na strukturu distribučního systému a organizaci toků v jednotlivých stupních distribučního systému, lze je tedy z procesu optimalizace vypustit. Pro zjednodušení našich úvah stanovme, že náklady související se skladováním zboží v mezikladech budou součástí nákladů souvisejících s provozem skladů.

Další část textu bude věnována problematice proměnných, kterými budou modelovány jednotlivé typy rozhodnutí, která jsme nuceni v souvislosti s budováním distribučního systému přijmout. O čem je tedy vlastně zapotřebí rozhodnout? V souvislosti s návrhem distribučního systému musí být uskutečňovány dva typy rozhodnutí, a to rozhodnutí o tom, ve které (kterých) z uvažovaných lokalit bude (budou) vybudovány meziklady a rozhodnutí o tom, jak budou zákazníci jednotlivým vybudovaným mezikladům přiřazeni. Protože v obou případech se jedná o rozhodnutí typu „bud“ a nebo“, přichází v úvahu modelování rozhodnutí pomocí bivalentních proměnných. V úloze tedy budou zavedeny dva typy bivalentních proměnných, a to proměnné modelující rozhodnutí, zda v lokalitě i bude nebo nebude vybudováno středisko a proměnné modelující rozhodnutí, zda zákazník j bude nebo nebude přiřazen lokalitě i . Prvnímu typu rozhodnutí bude odpovídat proměnná, která v dalším textu ponese označení y_i , druhému typu rozhodnutí bude odpovídat proměnná, která v dalším textu bude označena symbolem x_{ij} . Nabude-li tedy proměnná y_i hodnoty $y_i = 1$, bude to z hlediska praktické realizace navrženého řešení znamenat, že meziklad má být v lokalitě i vybudován, nabude-li hodnoty $y_i = 0$, bude to znamenat, že meziklad v lokalitě i vybudován nebude. Analogicky, nabude-li proměnná x_{ij} hodnoty $x_{ij} = 1$, bude to z hlediska praktické interpretace znamenat, že zákazník j bude přiřazen lokalitě i , v opačném případě, tj. nabude-li proměnná x_{ij} hodnoty $x_{ij} = 0$, bude to z hlediska praktické interpretace znamenat, že zákazník j lokalitě i přiřazen nebude.

Z hlediska vlastní tvorby matematického modelu se nejdříve věnujme konstrukci účelové funkce. Účelová funkce představuje funkční vztah, podle kterého lze v závislosti na přijatých rozhodnutích vypočítat výši nákladů na provoz distribučního systému. Tyto

náklady závisí na rozmístění meziskladů a na výši nákladů souvisejících s přepravou v rámci jednotlivých stupňů distribučního systému. První složka nákladů souvisí s rozmístěním meziskladů. Její tvorba není vůbec obtížná, stačí si uvědomit, že vyvolání nebo nevyvolání nákladů souvisejících s provozem meziskladu v lokalitě i , které je závislé na hodnotě proměnné y_i , lze dosáhnout tím, že hodnotu nákladů f_i vynásobíme proměnnou y_i . Aby byly zohledněny celkové náklady uvedené kategorie, je zapotřebí provést součet přes všechny lokality, v nichž se s vybudováním meziskladů uvažuje, tj. příslušný člen v účelové funkci má tvar $\sum_{i=1}^m f_i y_i$.

Konstrukce druhé nákladové složky účelové funkce souvisí s výpočtem nákladů na přepravu zboží v jednotlivých stupních distribučního systému. Sledujme vývoj nákladů na přepravu při zásobování zákazníka s požadavkem b_j přes lokalitu i . Náklady na přepravu budou závislé na nákladech vzniklých za účelem vykonání jedné jízdy z primárního zdroje do lokality i a počtu jízd, které je zapotřebí za účelem zásobování zákazníka j uskutečnit. Náklady na jednu jízdu mezi primárním zdrojem a lokalitou i vypočítáme ze vztahu $c_1 d_{0i}$, počet jízd, které musí být mezi primárním zdrojem a lokalitou i

za účelem zásobování zákazníka j vykonány, je $\frac{b_j}{K_1}$. V prvním stupni distribučního

systému, tj. mezi primárním zdrojem a lokalitou i , v níž se uvažuje o vybudování meziskladu, lze náklady na přepravu při zásobování zákazníka j tedy vypočítat pomocí

vztahu $\frac{c_1 d_{0i} b_j}{K_1}$, přičemž za účelem zajištění toho, aby tyto náklady byly vyvolány pouze

v případě, že zákazník j bude lokalitě i přiřazen, je zapotřebí uvedený výraz vynásobit bivalentní proměnnou x_{ij} . Ve druhém stupni distribučního systému, tj. mezi lokalitou i ,

v níž se uvažuje o vybudování meziskladu a zákazníkem j lze náklady na přepravu vyčíslit

analogicky, tentokrát však pomocí vztahu $\frac{c_2 d_{ij} b_j}{K_2}$, přičemž analogicky, jako v předchozím

případě, za účelem zajištění toho, aby tyto náklady byly vyvolány pouze v případě, že zákazník j bude lokalitě i přiřazen, je zapotřebí uvedený výraz opět vynásobit proměnnou x_{ij} .

Matematický model jednokomoditního dvoustupňového distribučního systému bez možnosti přímého zásobování zákazníků z primárního zdroje bude tedy mít tvar:

$$\min f(x, y) = \sum_{i=1}^m f_i y_i + \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n \left(\frac{c_1 d_{0i} b_j}{K_1} + \frac{c_2 d_{ij} b_j}{K_2} \right) x_{ij} \quad (1)$$

za podmínek

$$\sum_{i=1}^m x_{ij} = 1 \quad \text{pro } j = 1, \dots, n \quad (2)$$

$$x_{ij} \leq y_i \quad \text{pro } i = 1, \dots, m, \quad j = 1, \dots, n \quad (3)$$

$$x_{ij} \in \{0; 1\} \quad \text{pro } i = 1, \dots, m, \quad j = 1, \dots, n \quad (4)$$

$$y_i \in \{0; 1\} \quad \text{pro } i = 1, \dots, m \quad (5)$$

Vztah (1) reprezentuje účelovou funkci, podmínky typu (2) zajistí, že každý ze zákazníků bude přiřazen právě jedné z lokalit, v nichž se uvažuje o vybudování meziskladu, omezující podmínky typu (3) pak zajistí, že zákazník nebude přiřazen lokalitě, v níž není vybudován mezisklad, podmínky typu (4) a (5) jsou obligatorními podmínkami, tj. podmínkami vymezujícími definiční obory jednotlivých proměnných.

Připustíme nyní situaci, kdy zásobování zákazníků je v definované úloze možné i z primárního zdroje. Aby nebylo nutné přepracovávat výše zavedenou symboliku, přiřadíme primárnímu zdroji index 0. Za tím účelem je dále zapotřebí doplnit do úlohy vzdálenosti mezi primárním zdrojem a jednotlivými zákazníky. Matematický model se v podstatě změní pouze v tom, že je zapotřebí do něj zapracovat možnost zásobování zákazníka j z primárního zdroje. K zapracování tohoto požadavku stačí, aby byl rozšířen první index přiřadovací proměnné x_{ij} o hodnotu $i = 0$.

Matematický model s možností přímého zásobování zákazníků z primárního zdroje bude tedy mít tvar:

$$\min f(x, y) = \sum_{i=1}^m f_i y_i + \sum_{i=0}^m \sum_{j=1}^n \left(\frac{c_1 d_{0i} b_j}{K_1} + \frac{c_2 d_{ij} b_j}{K_2} \right) x_{ij} \quad (6)$$

za podmínek

$$\sum_{i=0}^m x_{ij} = 1 \quad \text{pro } j = 1, \dots, n \quad (7)$$

$$x_{ij} \leq y_i \quad \text{pro } i = 1, \dots, m, \quad j = 1, \dots, n \quad (8)$$

$$x_{ij} \in \{0; 1\} \quad \text{pro } i = 0, \dots, m, \quad j = 1, \dots, n \quad (9)$$

$$y_i \in \{0; 1\} \quad \text{pro } i = 1, \dots, m, \quad j = 1, \dots, n \quad (10)$$

Vztah (6) reprezentuje účelovou funkci, podmínky typu (7) zajistí, že každý ze zákazníků bude přiřazen právě jedné z lokalit, v nichž se uvažuje o vybudování meziskladu včetně primárního zdroje, omezující podmínky typu (8) pak zajistí, že zákazník nebude přiřazen lokalitě, v níž není vybudován mezisklad, podmínky typu (9) a (10) jsou obligatorními podmínkami, tj. podmínkami vymezujícími definiční obory jednotlivých proměnných.

Literatura :

- [1] DANĚK, Jan; PLEVNÝ, Miroslav. Výrobní a logistické systémy. Plzeň :Západočeská univerzita v Plzni, 2005, s. 212. ISBN 80-7043-416-3
- [2] JANÁČEK, Jaroslav. Optimalizace na dopravních sítích. Žilina :Žilinská univerzita v Žiline, 2002, s. 248. ISBN 80-8070-031-1
- [3] SCHULTE, Christof. Logistika. Praha :Victoria Publishing, 1994. s. 301. ISBN 80-85605-87-2

Recenzent: prof. Ing. Emílie Krausová, CSc.

RYCHLOST TRAMVAJOVÉ DOPRAVY V OSTRAVĚ

Filip TRESLER¹⁴

Klíčová slova: měření, rychlost, Ostrava, tramvaj, Viacount.

Abstrakt:

Článek se věnuje problematice dodržování rychlostí ze strany řidičů tramvajové dopravy na území města Ostravy. Stručně charakterizuje faktory rozhodující pro určování maximálních povolených rychlostí tramvají, prostředky stanovující jejich hodnoty a přehled typů tratí. Maximální pozornost je v článku věnována samotnému měření rychlosti v tramvajové dopravě, použitému měřicímu zařízení, vyhodnocení statistického materiálu a komentáři vztahujícího se k získaným výsledkům.

1. Úvod

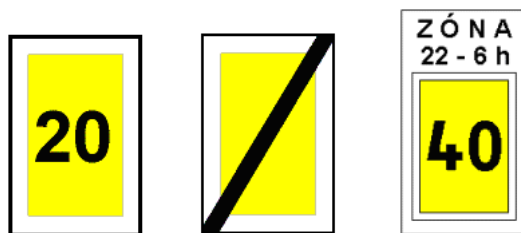
V souvislosti s novelizací zákona č. 361/2000 Sb. o provozu na pozemních komunikacích a celospolečenským tlakem na řešení nehodovosti v dopravě jsou rychlost a rychlostní limity dopravních prostředků často řešenými tématy. Tyto parametry z bezpečnostního hlediska úzce souvisejí s mírou rizika vzniku dopravních nehod a také závažností následků dopravních nehod. Z těchto důvodů existuje zejména v intravilánu opodstatněný požadavek na jejich snižování. Z ekonomického hlediska je zase rychlost faktor, který ovlivňuje celkový čas přepravy, cenu za přepravu, tím pádem i atraktivitu vybraného dopravního prostředku atd. a je tedy požadavek na její zvyšování. Již z tohoto stručného výčtu je zřejmý rozpor. Tento článek si neklade za cíl posuzovat vhodnost platnou legislativou nastavených rychlostních limitů, ale stručně informovat jakými způsoby je omezování rychlosti prováděno, jaké činitele jsou pro limity rozhodující, má informovat o výstupech z měření dodržování maximální povolené rychlosti v tramvajové dopravě v Ostravě a porovnat zjištěné výsledky s výsledky měření realizovaných Dopravním podnikem hlavního města Prahy.

Maximální rychlost tramvajového vozu nebo soupravy na daném úseku dopravní cesty určuje celá řada technických parametrů daných konstrukcí vozidla a parametry samotné dopravní cesty. Mezi konstrukční parametry vozidel patří např. typ pojezdu, maximální výkon pohonu, převodový poměr, aerodynamika vozu. Tyto parametry při současném stavu techniky umožňují dosažení značných maximálních rychlostí. Jako omezující parametry dopravní cesty lze označit např. technický stav, sklonové a směrové poměry tratě a z nich vycházející maximální povolené rychlosti tramvajové dopravy.

2. Charakteristika tramvajového provozu v Ostravě

V této kapitole bude pozornost věnována vybraným aspektům tramvajového provozu souvisejících s řešenou problematikou. Tramvajové tratě mají v Ostravě rozchod 1435 mm. Platí na nich běžná pravidla silničního provozu. Výjimkou je však maximální dovolená rychlost, kterou může příslušný technický a dozorčí úřad (v podmínkách ČR Drážní úřad) stanovit podle místních podmínek odchylně. K jejímu omezení se používají návěsti. Začátek úseku s maximální omezenou rychlostí je označen návěstí „Omezení rychlosti“, což je tabulka obdélníkového tvaru o rozměrech 200x300 mm se žlutým podkladem a bílým orámováním o šířce 30 mm. Úsek s omezenou rychlostí musí být ukončen návěstí „Ukončení omezené rychlosti“, případně další návěstí s jinou hodnotou omezené rychlosti. Omezení rychlosti znamená, že tramvajová souprava může pokračovat za touto návěstí nejvýše rychlostí uvedenou číslem na návěstí. Pokud není na návěstí žádné číslo, znamená tato návěst příkaz „Pomalů“, tedy maximální rychlost do 10 km·h⁻¹. Příklady používaných návěstí jsou na obr.1.

¹⁴ Ing. Filip Tresler, Fakulta strojní, VŠB-TU Ostrava, Institut dopravy, Ústav pozemní dopravy, 17. listopadu 15, 708 33 Ostrava-Poruba, Česká republika, tel.: +420 59 732 5755, e-mail: filip.tresler@email.cz



Obr.1. Zleva návěst „Omezení rychlosti“, návěst „Ukončení omezené rychlosti“ a návěst „Zóna s omezením rychlosti“

Z hlediska úpravy chování účastníků provozu na místech, kde pozemní komunikace úrovňově kříží tramvajovou trať je používáno různého stupně zabezpečení tramvajové dopravy. Při křížení tramvajové tratě s pozemními komunikacemi bývá na přejezdech používáno nejčastěji zabezpečení světelnými signály určenými pro pozemní komunikace, resp. přednost v jízdě na přejezdech je vyznačena jen silničními dopravními značkami, nebo je na pozemní komunikaci použita dopravní značka pro stanovení přednosti na křižovatce, zatímco na tramvajové trati drážní návěstidlo určené k označení přednosti drážních vozidel na přejezdu. Výstražný kříž bývá použit jen na málo významných přejezdech s účelovými nebo jinými málo významnými komunikacemi.

Pro bezpečnost a plynulost tramvajové dopravy v intravilánu je rovněž rozhodující způsob vedení tramvajové tratě. Tramvajová trať může být vedena jak ve vozovce, tak na samostatném drážním tělese.

2.1. Trať ve vozovce

Tramvajový pás je veden v úrovni vozovky. Tohoto způsobu vedení tramvajové tratě se využívá zpravidla v centrálních částech města a v místech, kde jsou tramvaje provozovány méně frekventovanými nebo užšími ulicemi. Kolejové těleso je v takovém případě součástí pozemní komunikace, není od ní nijak odděleno a jsou obvykle použity žlábkové kolejnice. Vozidla IAD jezdí vedle kolejí nebo přímo po nich. Postupně však v rámci bezpečnosti a preference veřejné hromadné dopravy přibývá úseků, v nichž podélný práh nebo jiné opatření brání vjezdu silničních vozidel na koleje tak, aby nedocházelo k ohrožování a zbytečnému snižování plynulosti tramvajového provozu automobilů.

2.2. Trať na samostatném tělese

Tratě na samostatném tělese bývají také označovány jako zvýšený tramvajový pás. Tyto tratě jsou sice vedeny v dopravním prostoru komunikace, ale jsou fyzicky odděleny od vozovek minimálně obrubníkem, znemožňujícím či výrazně komplikujícím ostatním účastníkům silničního provozu vjezd, resp. vstup na koleje. Příčné přejíždění nebo přecházení je možné pouze na místech k tomu přizpůsobených. Nejběžnějším řešením samostatného tělesa je otevřený kolejový svršek mezi dvěma jízdními pásy pozemní komunikace, který je navíc zpravidla doplněn zábradlím vedeným středem kolejového svršku. To prakticky znemožňuje libovolné přecházení trati chodců s výjimkou zřízených přechodů. Typické příklady obou typů tramvajových tratí jsou na obr.2.



Obr.2. Zleva tramvajová trať ve vozovce a na samostatném tělese

V následujícím textu bude věnována pozornost měření rychlostí tramvají, použité měřicí technice a výsledkům měření včetně základního statistického zpracování a komentáři výsledků.

3. Měření rychlosti

Za účelem sledování dodržování předepsaných rychlostí v tramvajové dopravě v Ostravě byly vybrány úseky s omezením rychlosti na $20 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ a úseky s rychlostním omezením na $50 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ tak, aby volná rychlost tramvají nebyla ovlivňována zastávkami nebo vlevo odbočujícími automobily. Přehled měřicích stanovišť je uveden v tab. 1.

Tab. 1 Přehled měřených úseků

Max. povolená rychlost / typ tratě		Umístění radaru
$20 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$	Ve vozovce	přejezd Dolní Lhota směr Vřesinská
		přejezd Krásné Pole směr Zátíší
		ul. Hlučínská (železniční podjezd) směr Hlučín
$50 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$	Ve vozovce	ul. 17. listopadu (VŠB) směr centrum
		ul. 28. října (Krajský úřad) směr centrum
	Samostatné těleso	ul. 28. října (Svinov mosty) směr centrum
		ul. Plzeňská (Feron) směr Zábřeh
		ul. Výškovická (Kotva) směr centrum

Vlastní měření rychlosti tramvají bylo prováděno začátkem září 2008 v pracovní dny, v dopoledních i odpoledních hodinách a v jednohodinových intervalech při příznivém počasí. K měření bylo použito automatické sčítací zařízení Viacount spolu se speciálním přípravkem umožňujícím měřit rychlost tramvají na zvolených úsecích.

3.1. Popis použitého měřicího zařízení

Viacount je sčítací zařízení pro aplikace v dopravě. Skládá se z „Dopplerova radaru“, datové paměti se sériovým výstupem RS 232 a ze zdroje. Detektor radaru je uzpůsoben pro měření rychlosti vozidel jedoucích jedním směrem. Při kontinuálním měření a zcela nabitě standardně dodávané 18Ah baterii je doba provozu 5 dnů.



Obr.3. Měřicí zařízení VIACOUNT při měření

Snímač data zpracovává a ukládá ve dvojím režimu, a to buď **statisticky** nebo je zpracuje **přímo**, při kterém označí data časovým záznamem. Ve statistickém režimu zařízení data automaticky třídí podle uživatelem zvolených kritérií a tříd, kdežto v režimu přímém data

ukládá bez okamžitého statistického zpracování. Naměřená data se ukládají do integrované paměti přístroje o kapacitě 128kB. Z přístroje se data získávají pomocí programu Hyperterminal, který je standardní součástí operačního systému Microsoft Windows. Data jsou následně v počítači uložena v podobě textového souboru, který je možno dále zpracovat pomocí dodávaných maker v programu Microsoft Excel. Pro měření rychlostí tramvají byl použit režim **přímý**, protože umožňuje záznam rychlosti jednotlivých vozidel spolu s časovým záznamem identifikujícím sled hodnot v měření.

Při dodržení instrukcí pro instalaci zařízení a správném nastavení pozice při měření se tolerance chyby měření pohybuje do 1% v počtu vozidel, do 3% u rychlosti vozidel a do 5% u řazení vozidel do tříd podle délky.

Příklad umístění radaru při měření je na obr.3.

3.2. Měření v přímém pracovním režimu

V rámci realizovaných měření byla monitorována následující data: *rychlost*, *délka vozidla* (volitelně), *časová prodleva mezi vozidly* (volitelně), *časový offset* (od začátku měření). Část výstupního textového souboru je pro představu znázorněna na obr.4.

```
Number of Data records = 47
Output data (Y/N)? Y

02.09.08;13:00;14:15
D
P;N
56;1450;0;0
51;1458;2580;2
36;333;2084;4
31;1074;3;4
53;1737;1074;6
54;1751;350;7
```

Obr.4 Ukázka výstupního souboru z měřícího zařízení VIACOUNT při režimu přímém

4. Výsledky měření rychlosti

Pro úseky s omezením na $20 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ byla měřena rychlost u 10-ti projíždějících tramvajových vozů (souprav) a na úsecích s maximální povolenou rychlostí $50 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ byla rychlost změřena u celkem 116 tramvajových vozů (souprav). V následující tab. 2 jsou uvedeny výsledné průměry a mediány naměřených hodnot rychlostí v obou úsecích.

Tab. 2 Výsledky měření rychlosti

	Maximální dovolená rychlost	
	$20 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$	$50 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$
Průměr	20	44,6
Medián	19	45

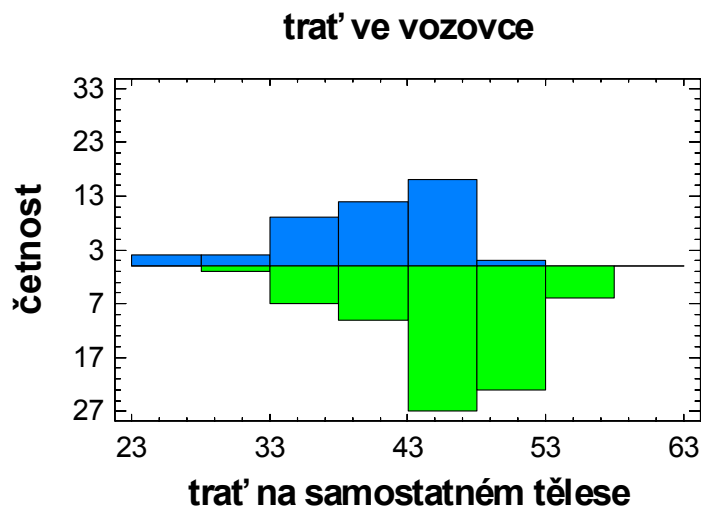
Ačkoliv na úsecích s omezením maximální dovolené rychlosti na $20 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ hodnoty průměrné rychlosti odpovídaly stanovenému limitu, měření prokázalo výraznější jednotlivé překročení rychlosti, a to až o $8 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ (což odpovídá 40% nad povoleným limitem). Pro úseky s maximální povolenou rychlostí $50 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ je průměrná rychlost tramvají $44,6 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$. Lze tedy konstatovat, že je dodržována maximální povolená rychlost. Její nejvyšší překročení bylo zaznamenáno o $6 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ (12% nad povoleným limitem), což je v obvyklé toleranci dané předpisy pro výrobu rychloměrů.

4.1. Statistické charakteristiky

Tato kapitola se věnuje statistickému zpracování hodnot naměřených na úsecích s omezením maximální povolené rychlosti na $50 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$. Pro 116 naměřených hodnot rychlosti byly vypočteny následující výběrové charakteristiky : průměrná rychlost $44,56 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ a směrodatná odchylka $6,32 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$. Střední hodnota souboru se pro hladinu významnosti

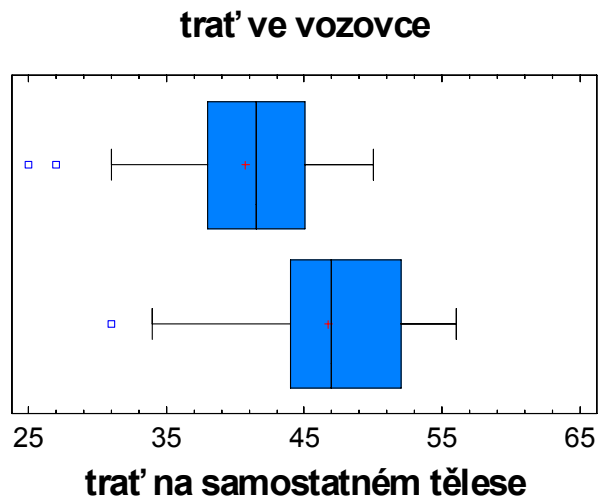
95% pohybuje v intervalu (43,399;45,722). Veškeré výpočty a grafy byly realizovány ve statistickém software STATGRAPHICS Plus.

Histogram rychlostí tramvají s rozdělením na jednotlivé druhy tratí je na obr.5. Pro lepší představu o symetrii a rozptýlenosti proměnné je také přidán krabicový graf pro oba typy tratí na obr.6.



Obr.5. Histogram rychlostí na jednotlivých typech tratí

Po rozdělení souboru dat (změřeného na úsecích s maximální povolenou rychlostí $50 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$) na měření u tratí ve vozovce a u tratí na samostatném tělese je pozorovatelná difference v rychlosti tramvají na těchto dvou typech tratí. O $6 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ větší průměrná rychlost na samostatném tělese vypovídá o rozdílném vnímání dopravní situace u řidičů tramvají. Při jízdě na samostatném tramvajovém tělese existuje mnohem menší možnost vzniku konfliktní situace s jinými druhy dopravy, což je řidiči tramvají vnímáno jako „komfortnější“ dopravní cesta a dovolí si tak více se přiblížit k rychlostnímu limitu než na trati ve vozovce, kde musí daleko pozorněji sledovat okolní provoz ostatních účastníků silničního provozu a přizpůsobovat okamžitou rychlost změně situace s ohledem na brzdnou dráhu soupravy apod.



Obr.6. Krabicový graf rychlostí na jednotlivých typech tratí

5. Zhodnocení a závěr

Závěrem předloženého článku bude pozornost soustředěna na srovnání chování řidičů tramvajové dopravy v Ostravě a v Praze. Dopravní podnik hl. m. Prahy provedl za účelem zjištění dodržování rychlostních limitů ze strany řidičů tramvajové dopravy v první polovině roku 2007 celkem 10 564 rychlostních měření, při kterých bylo zjištěno překročení rychlosti celkem v 3,1% případech. Překročení rychlosti o více jak $10 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ bylo zjištěno pouze u 0,3% případů z celkového počtu měření. Z měření prováděného na území města Ostravy

sice vyplynulo překročení maximální povolené rychlosti u 20,7% případů, ale ani v jednom případě nebylo zjištěno překročení o více než $10 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$. Ve srovnání s výsledky měření realizovaných Dopravním podnikem hl. města Prahy je tedy v Ostravě dle provedeného měření vyšší procento případů překročení rychlosti, ale ve velmi malé absolutní hodnotě. Závěrem lze konstatovat, že disciplinovanost řidičů tramvají v Ostravě je v dodržování maximální povolené rychlosti značná a naměřené hodnoty v jednotlivých případech překročení rychlosti se pohybují v obvyklé toleranci pro přesnost rychloměrů. Vyšší míru srovnání disciplinovanosti řidičů tramvajové dopravy v obou městech by pochopitelně zajistila rozsáhlejší měření realizovaná v podmínkách Ostravy.

6 Seznam použitých zdrojů

- [1] BRIŠ Radim, LITSCHMANNOVÁ Martina, *STATISTIKA I.*, Ostrava 2004, web katedry aplikované matematiky VŠB - <http://www.am.vsb.cz/>.
- [2] Tisková zpráva na internetových stránkách Dopravního podniku hlavního města Prahy, c02.07.2007. www.dpp.cz.
- [3] *Návěsti a návěstidla v tramvajové dopravě* – článek na internetových stránkách Pražských tramvají, c2001-2008. www.prazsketramvaje.cz
- [4] Informace ze stránek výrobce měřícího zařízení, c2007. <http://www.elwc.com.au>.
- [5] HALÁSZ Miroslav. 2x obrázek tramvaje, c01.08.2007. www.mhdveslezsku.net.

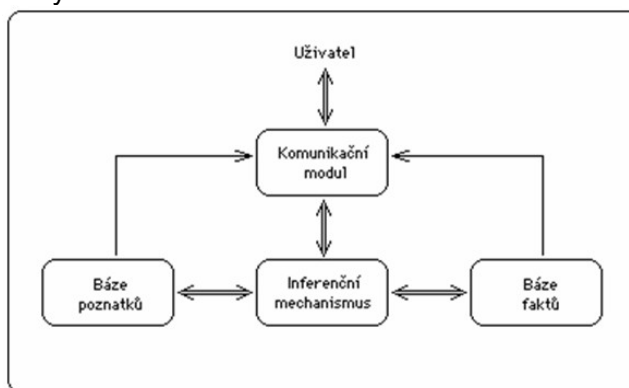
ZNALOSTNÍ SYSTÉM PRO VÝBĚR ZEMNÍCH STROJŮ

Jiří Vondráček¹⁵, Věra Voštová¹⁶

1. Úvod

Zemní stroje lze vybírat pomocí různých metod a možností. Jednou z efektivních možností výběru zemních strojů je využití znalostních nebo expertních systémů. Všeobecně se pod pojmem znalostní systém chápá počítačový systém. Zpracovává poznatky ve specifické oblasti, se znalostí dané problematiky. Vedle toho expertní systém je programový systém, který využívá vhodně reprezentované poznatky specialistů k řešení komplikovaných problémů. Kromě řešení problémů se od expertního systému požaduje i schopnost svá rozhodnutí a řešení zdůvodnit. Expertní a znalostní systémy tudíž nejsou totéž. Platí, že každý expertní systém je také znalostním systémem. Znalostní systém však nemusí mít všechny rysy expertních systémů (nejčastěji jim chybí schopnost vysvětlit svá rozhodnutí). Znalostní a expertní systémy tedy představují možnost jak uchovávat nejen všeobecné teoretické znalosti, ale i vědomosti získané zkušenostmi v praxi.

Jednotlivé programové celky znalostního systému tvoří prvky funkčně vymezených a svou strukturou i posláním odlišných modulů, které společně se vzájemnými vazbami tvoří architekturu znalostního systému.



Obr.1. Architektura znalostního systému

V tradičně koncipovaném znalostním systému je možné rozlišit čtyři základní složky (obr. 1):

- bázi poznatků,
- bázi faktů,
- inferenční mechanismus,
- komunikační modul.

2. Současné metody výběru stavebních strojů

V současné době je na trhu široká nabídka strojů. Rozhodnutí o jejich nákupu může být ovlivněno řadou malých, ale důležitých rozdílů. Nejedná se pouze o technické parametry stroje, ale i efektivnost vynaložené investice v čase, včasnosti zajištění dodávky náhradních dílů a opravy v případě náhlé poruchy, podmínky servisu a řadě dalších zdánlivě nedůležitých faktorů.

2.1. Metoda průměrných ročních nákladů

Pro výpočty se používají následující vztahy:

- $\text{Plánovaný počet hodin provozu v roce} = \text{Plánovaný počet dnů provozu v roce} \times \text{Počet pracovních hodin za den}$

¹⁵ Ing. Jiří Vondráček, ČZU Praha, Technická fakulta, Katedra využití strojů, Kamýcká 129, 165 21 Praha 6 - Suchbátka, Česká Republika, Tel.: +420 23438 1111, e-mail: jiratera@centrum.cz

¹⁶ Prof. Ing. Věra Voštová, CSc., ČZU Praha, Technická fakulta, Katedra využití strojů, Kamýcká 129, 165 21 Praha 6 - Suchbátka, Česká Republika, Tel.: +420 22435 5628, e-mail: vera.vostova@fs.cvut.cz

- Spotřeba PHM = Plánovaný počet hodin provozu v roce × Norma spotřeby nafty × Cena nafty
- Přímý materiál (mzdy, odvody, režie) = Mzdy + Odvody z mezd + Režie
 $Mzdy = \text{Plánovaný počet hodin provozu v roce} \times \text{Mzdy - hodinová sazba}$
 $Odvody z mezd = \text{Odvod z mezd} \times \text{Mzdy}$
 $\text{Režie} = \text{Výrobní režie} + \text{Správní režie}$
- Výrobní režie ze spotřeby PHM = Spotřeba PHM × Výrobní režie ze spotřeby PHM
- Správní režie = Mzdy × Správní režie z přímých mezd
- Pneumatiky = Počet pneu × Cena 1 ks pneu × Plánovaný počet hodin provozu v roce / Životnost pneumatiky
- Ostatní přímý materiál = Spotřeba PHM × Ostatní přímý materiál dle PHM
- Odpisy = Pořizovací cena / doba odepisování
- Opravy a údržby = Spotřeba PHM × Náklady na opravy, údržby dle spotřeby PHM
- Náklady na převoz stroje = (Spotřeba PHM + Pneumatiky + Ostatní přímý materiál + Odpisy + Opravy a údržby) × Náklady na převoz stroje

2.2. Posouzení technicko-technologických a ekonomicko-organizačních kritérií dle bodového ohodnocení

Srovnání alternativ nákupu zařízení

- Technicko-technologické ohodnocení zařízení;
- Ekonomické posouzení zařízení - efektivnost investice;
- Organizačně-ekonomické posouzení dalších aspektů výběru.

A. Technicko-technologické ohodnocení zařízení

Technická a technologická kritéria (požadavky) na jednotlivé skupiny stavebních strojů jsou dána především pracovními podmínkami, ve kterých bude daný stroj využíván. Provozovatel stroje na základě svých zkušeností (např. s dříve používanými stroji) a předpokládaných trendů ve své budoucí činnosti se musí snažit co nejlépe specifikovat technické požadavky pro každou skupinu strojů (dosah pracovního nástroje, měrný tlak stroje na podložku, velikost řezné síly apod.). Musí stanovit, které požadavky považuje za nezbytné (při jejich neexistenci vylučující dané zařízení z výběru), a které požadavky považuje za potřebné.

B. Ekonomické posouzení zařízení - efektivnost investic

Hodnocením efektivnosti investičních projektů a jejich výběru (např. nákupu zařízení, stroje) se zabývá finanční management. Metody posouzení efektivnosti investic se zpravidla rozdělují dle toho, zda přihlížejí nebo nepřihlížejí k faktoru času.

C. Organizačně ekonomické posouzení dalších aspektů výběru

Další aspekty výběru stroje mohou být velice variabilní a v některých případech představují zcela specifické požadavky dané "subjektivními" podmínkami podniku, jeho dislokací, postavením na trhu, tradicí atd. Jako příklad různých aspektů se mohou uvést:

- Podmínky záručního servisu
- Dostupnost náhradních dílů (doba do provedení zásahu opravy)
- Zkušenost s podobným typem strojů
- Servisní zásah dle počtu motohodin
- Hodinová sazba za běžný servis
- Cena provozních náplní (bez PHM)
- Cena náhradních dílů (filtry apod.)
- Forma splátkového kalendáře
- Vzdálenost servisního střediska
- Možnost a (eventuelně cena) odprodeje

V řadě případů tyto aspekty výběru ovlivňují konečné rozhodnutí, kdy v tvrdé konkurenci tržního prostředí řada strojů a zařízení dosahuje velice podobných technologických a finančních parametrů.

3. Tvorba SW a databáze strojů

Pro samotnou tvorbu znalostního systému byla zvolena kombinace programovacího jazyka PHP a databáze MySQL.

PHP je programovací jazyk, který pracuje na straně serveru. S PHP lze ukládat a měnit data webových stránek. Zkratka PHP znamená Hypertext Preprocessor. PHP umí ukládat, měnit a mazat data. Vše se odehrává na webovém serveru (kde jsou uloženy zdrojové kódy webových stránek). PHP skript se nejprve provede na serveru a potom odešle prohlížeči pouze výsledek.

PHP je jazyk, který je nutné na počítač nainstalovat. Základ tvoří webový server a knihovny. K podpoře PHP je třeba instalovat a konfigurovat server. Nejlepší je využít k instalaci PHP program PHP Triad.

PHP umí pracovat s databázemi, zvláště pak s MySQL. Databáze je vlastně několik tabulek (jména sloupců, čísla řádků...). SQL je velmi jednoduchý jazyk, který pracuje s databázemi (např. MySQL) a PHP z něj vytváří normální text webových stránek. PHP umí pracovat i s jinými databázemi (Oracle, PostgreSQL, MS Access).

MySQL je velmi populární databáze a velmi rychlá databáze. Nemá však tolik funkcí a možností jako některé konkurenční databázové systémy. Vybrat si vhodnou databázi je tedy klasický kompromis mezi rychlostí softwaru a jeho schopnostmi.

Databáze MySQL je systémová databáze. Dělí se na "serverovou" a "klientskou" část. Neboli, odděleně lze nainstalovat MySQL server a odděleně program, který je pro komunikaci s MySQL zapotřebí (klienta). MySQL se stále vyvíjí, což v současné době znamená, že již existuje verze 5.0.x. Pětkové verze MySQL podstatným způsobem rozšiřují možnosti této databáze.

4. Závěr

Znalostní systém je navržen nejen pro uživatele zemních strojů, ale i pro výrobce a prodejce. Je určen k porovnání určitého typu stroje od různých výrobců a např. v jeho databázi jsou uvedeny i ceny pronájmu strojů, případně i přibližné ceny strojů při nákupu. Např. uživatel bude postupovat tak, že zadá druh práce, program vybere vhodné typy strojů a výběr bude proveden na základě konkrétních hodnot nákladů a výkonnosti.

Co se týká hodnocení znalostních systémů, to vykonává buď expert, jehož poznatky jsou v systému uloženy, nebo jiný, nezávislý expert, znalostní inženýr, koncový uživatel nebo nezávislý hodnotitel. Jestliže systém hodnotí expert, jehož poznatky obsahuje báze poznatků, má to své výhody i nevýhody. Výhodou je, že expert zná systém a umí se v něm orientovat, také už byl předtím přinucen systematizovat si své poznatky, uložené v systému. Na druhou stranu však tento expert může lehce přehlédnout případnou nekonzistentnost nebo neúplnost. Nezávislý expert přináší nový pohled na problém, což může být velkým přínosem. Tady ale vzniká nebezpečí, že takový expert se nebude umět dostatečně pružně orientovat v prostředí znalostního systému, jestliže nemá sám zkušenosti s vývojem takových systémů.

Využívání znalostního systému bude určitě přínosem pro uživatele. Jeho používání je jednoduché a rychlé.

5. Použitá literatura:

- [1] Berka, P.: Tvorba znalostních systémů. VŠE, Praha 1994
- [2] Jiroušek, R.: Metody reprezentace a zpracování znalostí v umělé inteligenci. VŠE, Praha 1995
- [3] Mařík, V. a kol.: Umělá inteligence 2. Academia, Praha, 1997.
- [4] Bratko, I.: Prolog Programming for Artificial Intelligence (3rd ed.). Addison Wesley, 2001.
- [5] Internetové stránky

Příspěvek byl vypracován za podpory GA ČR 103/06/0617 Vliv použití progresivní techniky na urychlení technologických a měřicích procesů.

AUTOMATICKÉ ŘÍZENÍ DOZERU POMOCÍ GPS

Terezie Vondráčková¹⁷, Věra Voštová¹⁸, Karel Jeřábek¹⁹

1. Úvod

Již v roce 1957, kdy byla vypuštěna první družice Země, se začalo uvažovat o využití satelitů jako kosmických navigačních bodů pro určování polohy, tvaru a rozměru pohybujících se cílů nebo pro navigační účely. Nejprve se jednalo o vojenské využití, což vlastně značně urychlilo vývoj budoucích navigačních systémů a jejich využití bylo rozšířeno na aplikace v oboru dopravy, telekomunikace a dalších. V současné době je v České republice boom va využívání družicových systémů pro navigaci zemních strojů. Je však otázkou, kolik se opravdu ušetří, jaká bude přesnost vykonané práce a jaká bude návratnost investic do navigace vložených. Za tím účelem v rámci grantu GA ČR 103/103/0617 Vliv použití progresivní techniky na urychlení technologických a měřicích procesů jsou prováděny zkoušky v reálu na různých zemních strojích. Tento příspěvek se bude věnovat navigaci dozeru.

2. Příprava měření

V rámci grantu připravil řešitelský tým funkční a provozní zkoušku řízení dozeru CAT D6K, vybaveného nivelačním systémem AccuGrade®Laser a GPS pro ovládání a navádění stroje, pomocí stavebního pozičního systému TRIMBLE SPS-GPS.

Experiment byl realizován ve dnech 26. až 28. listopadu 2007 v prostoru obce Lipence, ležící jižně od Prahy. V terénu byl vybrán úsek v délce 80 m a stanoveny parametry budoucího zemního díla – úsek vozovky se dvěma zatáčkami a výškovými rozdíly, včetně úprav okrajů vozovky – obr. 1. Parametry zemního díla byly v digitální formě zadány do nivelačního systému AccuGrade®Laser a GPS pro ovládání a navádění stroje.

Digitální testovací projekt komunikace vytvořila firma GEOTRONICS Praha, s.r.o., která používá výrobky TRIMBLE.

2.1. Parametry projektu:

Typ rozměrů: 3D (X,Y,Z)

Souřadnicová soustava: lokální

Tvar komunikace: komunikace ve tvaru písmene S

Náspy a výkopy: dle umístění do stávajícího terénu

Délka komunikace: 144,00 m

Šířka komunikace: konstantní, 8,00 m

Převýšení mezi počátečním a koncovým bodem osy komunikace: 0,00 m

Formát souboru: SVD (SiteVision Office 7)

2.2. Použitá měřicí technika

Byly použity následující GPS systémy TRIMBLE:

Referenční stanice GNSS TRIMBLE SPS851,

Rover (mobilní stanice) GNSS TRIMBLE SPS 881,

Kontrolní (ovládací) jednotka TCU se softwarem SCS900.

2.3. Použitá technika pro zemní práce

- pásový dozer Caterpillar D6K XL s šestiměrnou radlicí vybavený systémem řízení zemních strojů s nivelačním systémem AccuGrade GPS. Ten vypočítává na stroji informace

¹⁷ Ing. Terezie Vondráčková, ČZU Praha, Technická fakulta, Katedra využití strojů, Kamýcká 129, 165 21 Praha 6 - Suchbát, Česká republika, Tel.: +420 23438 1111, e-mail: jiratera@centrum.cz

¹⁸ Prof. Ing. Věra Voštová, CSc., ČZU Praha, Technická fakulta, Katedra využití strojů, Kamýcká 129, 165 21 Praha 6 - Suchbát, Česká republika, Tel.: +420 22435 5628, e-mail: vera.vostova@fs.cvut.cz

¹⁹ Doc. Ing. Karel Jeřábek, CSc., ČVUT v Praze, fakulta strojní, Technická 4, 166 07 Praha 6 – Dejvice, Česká republika, Tel.: +420 22435 2650, e-mail: karel.v.jerabek@seznam.cz

o poloze, porovnává polohu radlice se stavebním projektem, a předává tyto informace posádce prostřednictvím displeje instalovaného v kabině. Informace obsahují údaj o výšce radlice, potřebu odhrnout nebo přihrnout materiál, vizuální indikaci polohy radlice nad projektovaným povrchem a grafické znázornění projektovaného povrchu s indikací umístění stroje. AccuGrade GPS tak dodává všechny informace, které posádka v kabině potřebuje k provedení práce, výsledkem čehož je vyšší úroveň ovládání. Prostředky pro vertikální a horizontální navádění vizuálně vedou posádku k dosažení požadované výšky a sklonu.

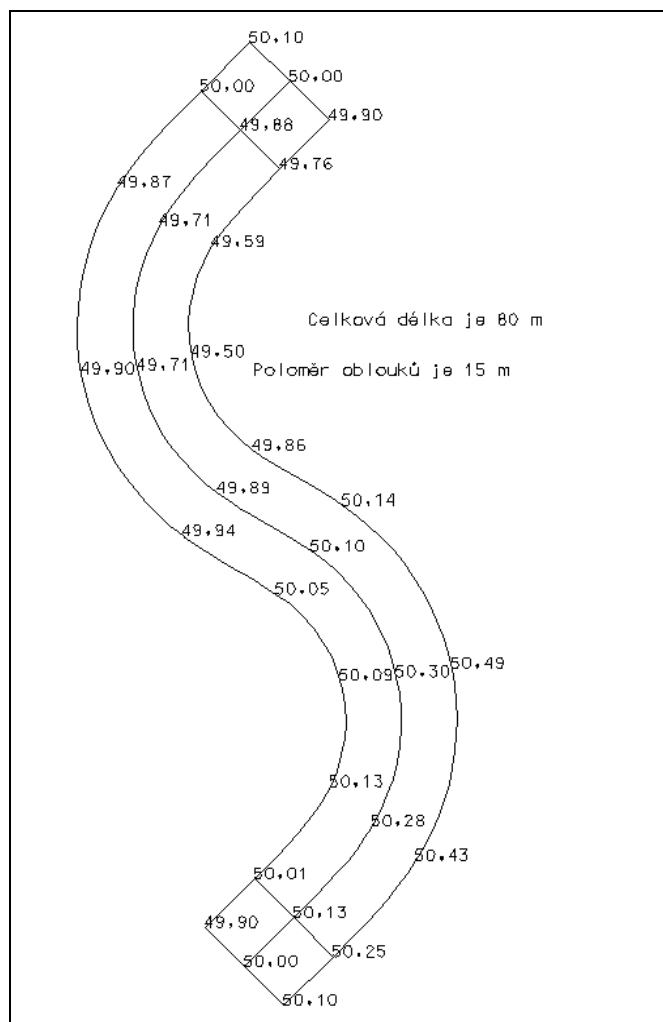
Automatizované funkce umožňují hydraulickému systému automaticky ovládat nastavení radlice, aby její poloha odpovídala požadované rovině. Posádka jednoduše využívá naváděcí prostředky a řídí stroj tak, aby byly průběžně dodržovány přesné výšky a sklony, což se odrazí ve vyšší produktivitě a v omezení vniku únavy.

Na stroji byl systém Trimble GCS900 v sestavě Dual GPS v konfiguraci:

- GNSS přijímač Trimble MS990 (2x)
- Ovládací jednotka CB430

2.4. Postup přípravných měřických prací

Pro testování byl navržen projekt komunikace. Jednalo se o podkladovou vrstvu silniční komunikace ve tvaru písmene S. Podle projektu byla délka komunikace 144 m s konstantní šířkou 8 m. Převýšení mezi počátečním a koncovým bodem bylo nulové. Trasa komunikace byla výškově členitá (obr. 1).



Obr.1. Realizovaná část komunikace s údaji o výšce v metrech

V blízkosti stavby byla stabilizována referenční GNSS stanice Trimble SPS851. Pomocí GNSS roveru Trimble SPS881 byly v okolí plánovaného umístění projektu vytyčeny

3 body bodového pole v místní souřadnicové soustavě. Dále pak byla provedena kalibrace projektu (jeho umístění do reálného terénu) na jeden ze zvolených bodů.

GNSS roverem byla stavba zaměřena před započítím zemních prací. Výsledkem zaměření vznikl přímo v terénu digitální model terénu, který může sloužit jako podklad pro další projekty nebo jako digitální model stávajícího terénu.

3. Postup prací

3.1. Zemní práce

Kalibrační soubor z GNSS roveru a projekt komunikace byly přes CF (compact flash) kartu nahrány do ovládací jednotky CB430 strojníkovi do kabiny dozeru, který po inicializaci přístroje na barevném displeji ovládací jednotky CB430 v dozeru viděl aktuální polohu stroje a detailní polohu radlice vůči projektu. Tím mohl strojník jednoduše pouze řídit stroj a směřovat jej tak, aby automaticky pohybující se radlice kopírovala krajnici nebo osu komunikace. Radlice stroje se při automatickém režimu pohybovala ve směru nahoru/dolů dle potřeby. V situacích kdy bylo potřeba shrnout nebo nahnout větší množství materiálu, strojník vypnul automatické řízení radlice a tuto činnost provedl standardní metodou.

3.2. Postup kontrolních měřických prací

Kontrolní zaměření provedení zemních prací bylo rozděleno na dvě části. První den byla upravená oblast zaměřena pomocí GNSS roveru. Druhý den byla oblast zaměřena dalšími dvěma geodetickými metodami, prostorovou polární metodou a pozemním skenováním.

Při kontrolním měření prostorovou polární metodou byla použita totální stanice TOPCON GPT 2006. Totální stanice byla umístěna přibližně uprostřed zájmové oblasti. Totální stanice byla připojena metodou volného stanoviska do místního souřadnicového systému pomocí třech bodů stabilizovaných a zaměřených předchozí den. Bylo zaměřeno 100 podrobných bodů v 15 příčných řezech. Celé měření bylo provedeno z jednoho stanoviska.

Pro kontrolní měření pozemním skenovacím systémem Leica HDS 3000 bylo totální stanicí zhuštěno bodové pole o jeden bod na čtyři body. Bodové pole bylo poté signalizováno speciálními terči a zaměřeno skenovacím systémem pro připojení kontrolního měření do místní souřadnicové soustavy. Skenovací systém byl umístěn přibližně uprostřed zájmové oblasti tak, aby byla vidět co největší část upravovaného povrchu. Celé měření bylo provedeno z jednoho stanoviska.

Výsledkem zaměření vznikl přímo v terénu digitální model terénu, který může sloužit pro pozdější vyhodnocování rozdílů mezi původním terénem a projektem. Díky softwaru SCS900, který je používán při zaměřování s GNSS roverem a technologií GPS, je přímo v terénu - na stavbě - vidět rozdíl mezi projektem a skutečným stavem.

3.3. Zpracování měření

Před zahájením zemních prací, byla zájmová oblast zaměřena pomocí GNSS. Podrobné body získané z tohoto měření byly použity jako podklad pro řízení dozeru a pro vytvoření digitálního modelu terénu, tzv. DMT zájmové oblasti před terénní úpravou. Po skončení zemních prací byla oblast komunikace znovu zaměřena GNSS roverem pro provedení kontroly zemních prací. Z tohoto měření byl rovněž vytvořen DMT oblasti. DMT z obou měření byly vytvořeny v programu Cyclone.

Zpracování naměřených dat z totální stanice bylo také provedeno v programu Cyclone. Byl vytvořen DMT po úpravě zájmové oblasti ze zaměřených podrobných bodů.

Rovněž měření ze skenovacího systému bylo zpracováno v programu Cyclone a jeho výstupem byl DMT po úpravě.

Celkem byl z měření získán jeden DMT před úpravou a tři DMT po úpravě (GNSS, totální stanice a skenovací systém). Pro vyhodnocení byl ještě použit DMT projektu umístěný v místním souřadnicovém systému.

Bylo zjištěno, že nejlépe se k projektu přimyká DMT získaný metodou pozemního skenování. Z této metody bylo také získáno největší množství informací o zaměřované

oblasti díky vysoké hustotě podrobných bodů (rozestup bodů přibližně v centimetrech) oproti ostatním metodám (rozestup bodů v metrech). Prostorová polární metoda a metoda GNSS byly zatíženy systematickou chybou mírného zanoření hrotu výtyčky do terénu při podrobném měření. Proto jsou jejich výsledné DMT lehce zanořené pod DMT projektu.

4. Závěr

Srovnání oproti konvenčním metodám

Použitím systému GCS900 má oproti konvenčním metodám několik zásadních výhod:

- v žádné z fáze staveb nebylo potřeba služeb geodetických metod měření
- nebylo potřeba realizovat žádné vytyčovací prvky stavby
- nebylo potřeba dalších osob, které by strojníkovi ukazovali jakým směrem musí jet a do jaké výšky a sklonu musí dát radlici
- strojník mohl pracovat za světla i za tmy
- měřické práce prováděla osoba bez geodetického vzdělání a praxe
- byly ušetřeny veškeré náklady na geodetické práce a náklady na pomocné pracovníky

Řešitelskému týmu se podařilo vhodnou kombinací dozeru vybaveného progresivním nivelačním systémem AccuGrade®Laser a GPS pro ovládání a navádění stroje se stavebním pozičním systémem TRIMBLE (v sestavě referenční stanice GNSS TRIMBLE SPS851, mobilní stanice GNSS TRIMBLE SPS 881 a ovládací jednotka TCU se softwarem SCS900) vytvořit mechatronický systém vynikajících provozních parametrů. Systém v průběhu experimentu vykázal vysokou přesnost práce, rychlost a produktivitu při úspoře pracovních sil na geodetické práce a snížení nákladů na realizaci projektu. Z výsledků provedeného experimentu vyplývá, že provedení zemních prací automaticky řízeným strojem je vzhledem k objektivním podmínkám provádění zemních prací velmi přesné. Směrodatná odchylka provedení zemních prací od projektu je přibližně 30 mm. Celá komunikace byla provedena za 3 hodiny, přičemž zkušený strojník dělá tuto práci 12 hodin. Z pohledu dosažené přesnosti a zkrácené doby trvání provedení zemních prací automaticky řízeným strojem lze automatické řízení zemních strojů jednoznačně doporučit.

5. Použitá literatura

- [1] KAŠPAR, M., VOŠTOVÁ, V. 2001, *Lasery ve stavebnictví a navigace strojů*. Praha, ČKAIT, 2001, 147 s. ISBN 80-86364-61-5
- [2] KEVICKÝ, D., KALAŠOVÁ, A.: *Satelitné navigačné systémy*. Žilina, Žilinská univerzita, 2004, 197 s. ISBN 80-8070-295-0
- [3] VOŠTOVÁ, V. – VONDÁČKOVÁ, T.: Automatické řízení technologických procesů v dopravě zemin. In: Mechanical Engineering 2006, Proceedings of abstracts and papers - CD ROM, Bratislava 2006, ISBN 80-227-2513-7, pp.232-239
- [4] JEŘÁBEK, K. – VOŠTOVÁ, V.: Influence of the Use Progressive Devices on Landscape Reclamation. In: Sborník mezinárodní konference Hnědé uhlí a energetika 2006, Most 2006, CD ROM

Příspěvek byl vypracován za podpory GA ČR 103/103/0617 Vliv použití progresivní techniky na urychlení technologických a měřicích procesů.