

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 1/2010

Seznam příspěvků:

DEČMANOVÁ Jaroslava: ZMENA UHLA PREPADU MATERIÁLU NA VYNÁŠACOM BUBNE PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKA V ZÁVISLOSTI OD VYBRANÝCH PARAMETROV	2
DUTKO Štefan, DUTKOVÁ Martina, BIGOŠ Peter: LANOVÉ DRÁHY	10
DUTKOVÁ Martina, DUTKO Štefan, BIGOŠ Peter: SIMULAČNÉ MODELY V LOGISTIKE - PROGRAM WITNESS	15
FEDORKO Gabriel, WEISZER Michal: WAREHOUSE PICK PATH OPTIMIZATION	22
HRABOVSKÝ Leopold: PODÉLNÁ STABILITA PLOVOUCÍ OTOČE PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU S PLOVÁKY VÁLCOVÉHO TVARU	29
KACHMAN Daniel: LOGISTIKA A HEURISTICKÝ VÝBER DOPRAVNÉHO SPOJENIA PRI CESTOVANÍ MHD	36
KOČIŠ Peter: NÁVRH A VÝPOČET HLAVNÉHO RÁMU NÁVESOVÉHO DOMIEŠAVAČA	40
KOPAS Melichar, PAULIKOVÁ Alena: INDOOR ENVIRONMENT SAFETY AND OTHER IMPORTANT ASPECTS OF LOAD SLINGER PROFESSION WITH REGARD TO SPECIFICITY OF ATTACHMENT AND LIFTING EQUIPMENT	46
MOLNÁR Vierošlav, STEHLÍKOVÁ Beáta, MICHALIK Peter: MECHANICKÉ VLASTNOSTÍ DRÔTOV OCEĽOVÝCH LÁN ZDVIHACÍCH ZARIADENÍ A ICH ŠTATISTICKÉ TESTY	51
PUŠKÁR Michal: PRÍSPEVOK K PROBLEMATIKE VYSOKÉHO KOMPRESNÉHO POMERU A JEHO VPLYV NA VÝKONOVÚ KRIVKU U PRETEKÁRSKYCH DVOJTAKTNÝCH MOTOROV	57
PUŠKÁR Michal, KUX Roman: MOŽNOSTI ZVÄČŠOVANIA ROZSAHU VÝKONOVEJ CHARAKTERISTIKY DVOJTAKTNÝCH MOTOROV POMOCOU SACÍCH MEMBRÁNOVÝCH VENTILOV	60
VRANÍK Pavel: VLASTNOSTI PROFILŮ TELESKOPICKÝCH VÝLOŽNÍKŮ HYDRAULICKÝCH NAKLÁDACÍCH JEŘÁBŮ	63

ZMENA UHLA PREPADU MATERIÁLU NA VYNÁŠACOM BUBNE PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKA V ZÁVISLOSTI OD VYBRANÝCH PARAMETROV

Jaroslava DEČMANOVÁ¹

Kľúčové slová: materiál, rýchlosť, priemer, uhol

Abstrakt:

V priebehu dopravy materiálu pásovými dopravníkmi dochádza k jeho presypu, resp. výsypu, pri ktorom je materiál z vynášacieho bubna oddelený pod určitým uhlom. Veľkosť uhla prepadu častice materiálu závisí od rýchlosti pásového dopravníka, od priemeru vynášacieho bubna na konci pásového dopravníka a od typu prepravovaného materiálu. Článok je zameraný na výpočet zmeny uhla prepadu materiálu a jeho grafickú interpretáciu zmenou vstupných parametrov zvolených podľa normy ČSN 26 3102. V riešení je zanedbaná priľnavosť materiálu k dopravnému pásu, klzanie častíc po obvode vynášacieho bubna, ako aj odpor vzduchu.

1. Úvod

Výpočtu vyššie uvedenej závislosti predchádza analytické stanovenie bodu oddelenia častice materiálu z vynášacieho bubna pásového dopravníka. Na pohyb častice materiálu po pásovom dopravníku pôsobia dve sily: odstredivá sila F_c a tiažová sila G . Za predpokladu, že častica materiálu sa nachádza v bode A, kolmo na výslednicu týchto síl V pôsobí radiálna zložka sily G , ktorá je v rovnováhe so silou F_c [Obr. 1.].

V okamihu rovnováhy zo vzťahu [1] dostaneme uhol prepadu častice materiálu α [2]:

$$m \cdot g \cdot \cos \alpha = F_c$$
$$m \cdot g \cdot \cos \alpha = \frac{m \cdot v^2}{R} \quad [1]$$

$$\cos \alpha = \frac{v^2}{R \cdot g} \Rightarrow \alpha = \arccos \frac{v^2}{R \cdot g} [^\circ] \quad [2]$$

kde: g – gravitačné zrýchlenie; ($g = 9,81 \text{ m.s}^{-2}$)
 m – hmotnosť prepravovaného materiálu [kg]
 v – rýchlosť pásového dopravníka [m.s^{-1}]
 R – polomer vynášacieho bubna [m].

Vychádzajúc z Obr. 1. môže dôjsť k oddeleniu a prepadu častice materiálu len v uvedenom kvadrante, čiže v rozmedzí $\langle A_{1\text{krit}}, A_{2\text{krit}} \rangle$. Vo všeobecnosti z toho vyplývajú dva krajné prípady:

- 1) postupným zvyšovaním rýchlosti v narastá a mení svoj smer radiálna zložka sily G , až sa pri rýchlosti v_{krit} dostane do bodu $A_{1\text{krit}}$, v ktorom uhol $\alpha = 0^\circ$;
- 2) postupným znižovaním rýchlosti v veľkosť radiálnej zložky sily G pri zmene smeru postupne klesá, až pri rýchlosti $v = 0$ (stav pokoja) sa dostane na úroveň bodu $A_{2\text{krit}}$, v ktorom uhol oddelenia a prepadu materiálu je $\alpha = 90^\circ$.

2. Výpočet zmeny uhla α a jeho závislosť od vybraných parametrov

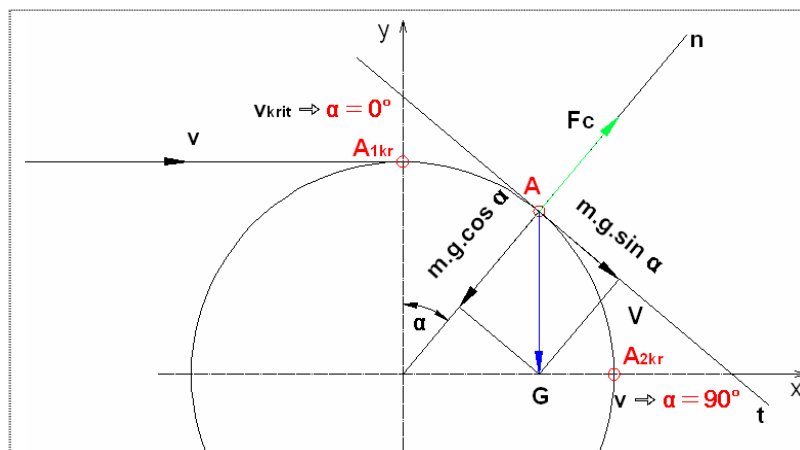
2.1. Vstupné parametre

Do výpočtu vstupujú dva základné parametre:

- menovitá **rýchlosť** pásového dopravníka v podľa ČSN 26 3102 s ohľadom na prepravovaný materiál ako drobné uhlie, cukor, cement, piesok, rašelina;

¹ Ing. Jaroslava Dečmanová, Fakulta BERG, TU Košice, Ústav logistiky priemyslu a dopravy, Park Komenského 14, 043 84 Košice, Slovenská republika, tel.: +421 55 602 31 58, e-mail: jaroslava.decmanova@tuke.sk

- **priemer** vynášacieho bubna pásového dopravníka $\emptyset$, ktorý odpovedá dopravníkom s gumotextilným dopravným pásom.



Obr. 1. Rozklad síl pôsobiacich na časticu materiálu v bode A na vynášacom bubne horizontálneho pásového dopravníka

Hodnoty vstupných parametrov uvádza Tab. 1. Vo výpočte zmeny uhla α sa uvažuje so situáciou, v ktorej je materiál prepravovaný horizontálnym pásoým dopravníkom, teda priamym smerom k mieste presypu alebo výsypu podľa vzťahu [2].

Tab. 1 Vstupné parametre

Parameter	Hodnoty							
Menovitá rýchlosť dopravníka [m.s ⁻¹]	1,6 až 3,15							
Priemer vynášacieho bubna [mm]	250	315	400	500	630	800	1000	1250

Pre potreby výpočtu je nutné previesť premenu priemeru vynášacieho bubna na polomer R v odpovedajúcich jednotkách. Menovité rýchlosti pásového dopravníka sú odstupňované po dvoch desatinách v rozmedzí uvedenom v Tab. 1. Pre každú menovitú rýchlosť je vypočítaný uhol prepadu materiálu α a graficky zostrojená krivka zmeny uhla v závislosti od zmeny polomeru vynášacieho bubna R .

Okrem grafickej interpretácie uvádzanej závislosti je výpočet doplnený o vrhovú parabol, resp. trajektóriu pohybu častice materiálu po jej odpútaní z vynášacieho bubna pásového dopravníka. Vrhová parabola je zostrojená v pravouhlom súradnicovom systéme v časovom intervale $t = <0,1s;1s>$, v ktorom hodnoty súradníc vyjadrujú rovnice:

$$x = v.t.\cos \alpha$$

$$y = v.t.\sin \alpha + \frac{g.t^2}{2} \quad [3]$$

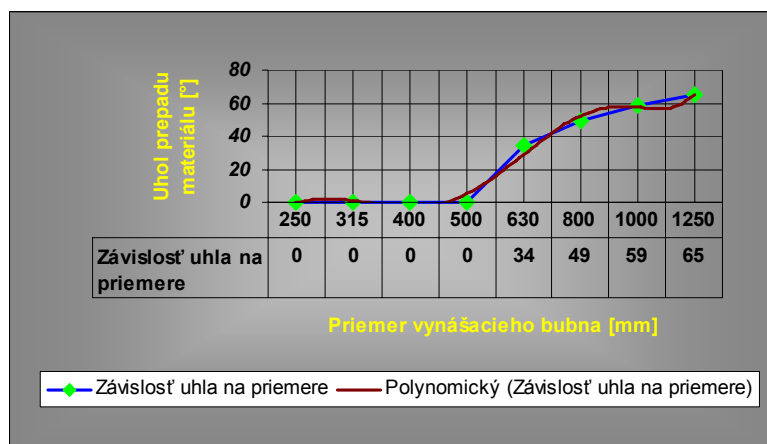
2.2. Zmena uhla α pri rýchlosti 1,6 m.s⁻¹

Dosadením vstupných parametrov do vzťahu pre výpočet uhla prepadu materiálu α dostaneme závislosť znázornenú na Obr. 2. Pri priemeroch vynášacieho bubna 250 mm, 315 mm, 400 mm a 500 mm je hodnota uhla $\alpha = 0^\circ$, z čoho vyplýva, že pri zvyšujúcom sa priemere a konštantnej rýchlosti pásového dopravníka hodnota uhla α narastá.

Vzťah medzi priemerom vynášacieho bubna $\emptyset$ a uhlom α zobrazuje polynomická trendová krivka 6. stupňa, ktorú vyjadruje rovnica regresie:

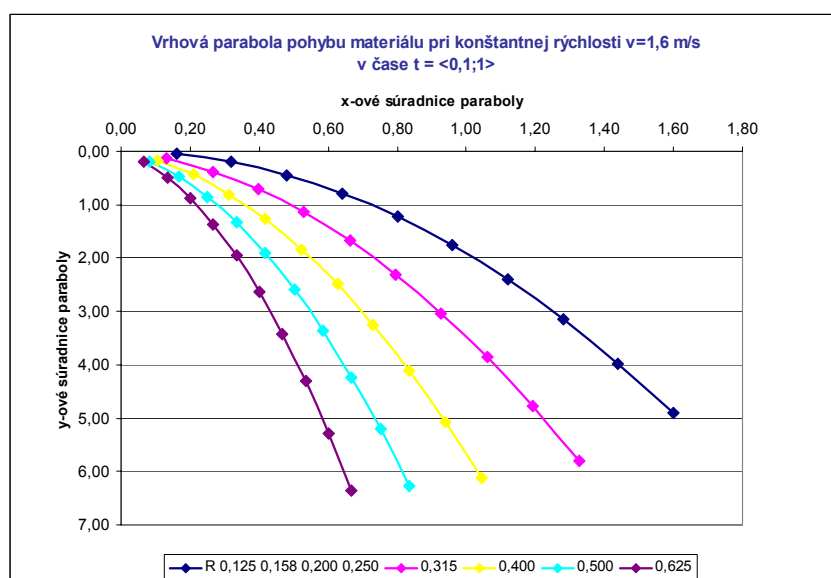
$$y = 0,0318x^6 - 0,7118x^5 + 5,6314x^4 - 18,26x^3 + 20,625x^2 + 2,7022x - 10,165 \quad [4]$$

a rovnica spoľahlivosti $R^2 = 0,9876$.

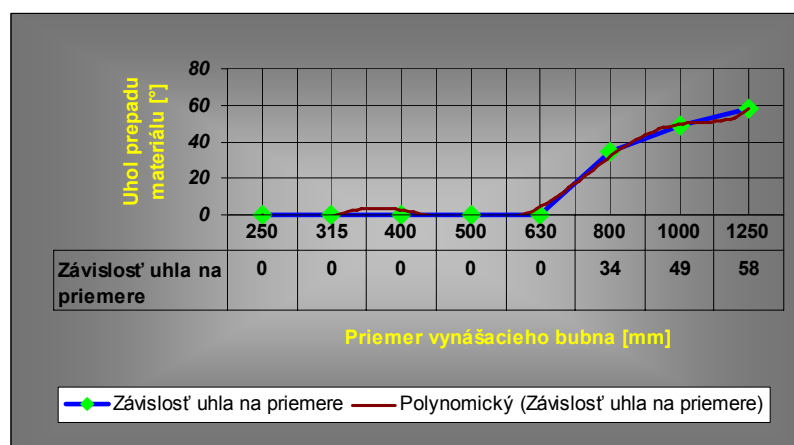


Obr. 2. Závislosť zmeny uhla α pri zmene priemeru $\varnothing$ a rýchlosti $1,6 \text{ m.s}^{-1}$

S priemerom vynášacieho bubna sa zároveň mení aj tvar vrhovej paraboly pohybu častice materiálu, ktorá je na Obr. 3.



Obr. 3. Zmena tvaru vrhovej paraboly pri zmene priemeru $\varnothing$



Obr. 4. Závislosť zmeny uhla α pri zmene priemeru $\varnothing$ a rýchlosti $1,8 \text{ m.s}^{-1}$

2.3. Zmena uhla α pri rýchlosti $1,8 \text{ m.s}^{-1}$

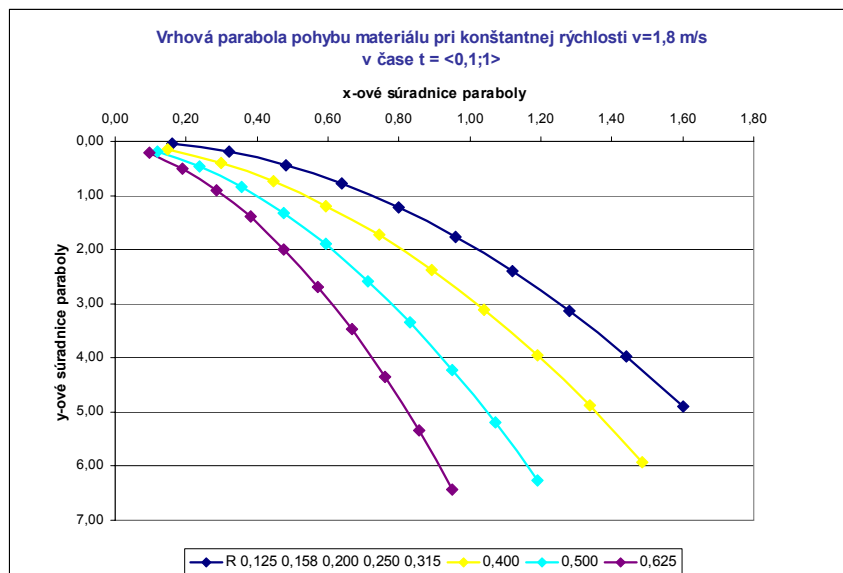
Uhol α dosahuje nulovú hodnotu pri priemeroch vynášacieho bubna 250 mm, 315

mm, 400 mm, 500 mm a 630 mm (Obr. 4.). Polynomická trendová krivka 6. stupňa je vyjadrená rovnicou regresie, ktorej tvar je:

$$y = 0,086x^6 - 2,3641x^5 + 25,174x^4 - 130,74x^3 + 344,28x^2 - 428,41x + 192,1 \quad [5]$$

Spôľahlivosť trendovej krivky sa približuje k 1, jej hodnota je $R^2 = 0,9874$.

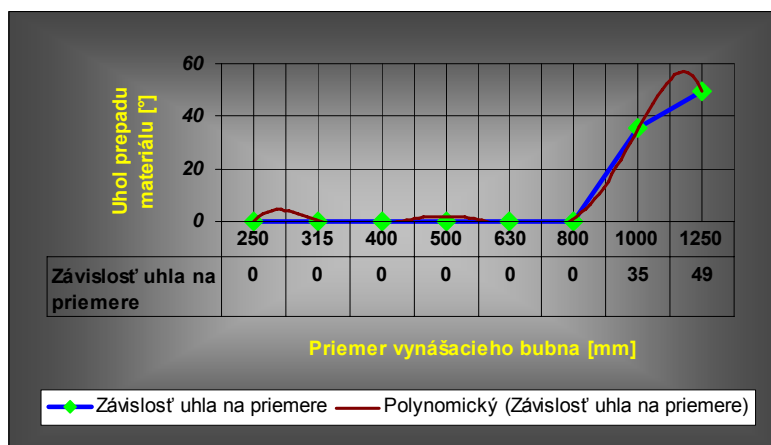
Podľa Obr. 5. tvar vrhovej paraboly je pri prvých piatich priemeroch vynášacích bubnov rovnaký, zmena nastáva v ostatných troch prípadoch.



Obr. 5. Zmena tvaru vrhovej paraboly pri zmene priemeru $\varnothing$

2.4. Zmena uhla α pri rýchlosti $2,0 \text{ m.s}^{-1}$

Pri rýchlosti pásového dopravníka $2,0 \text{ m.s}^{-1}$ je v šiestich prípadoch priemeru vynášacieho bubna $\varnothing$ hodnota uhla α rovná nule.



Obr. 6. Závislosť zmeny uhla α pri zmene priemeru $\varnothing$ a rýchlosti $2,0 \text{ m.s}^{-1}$

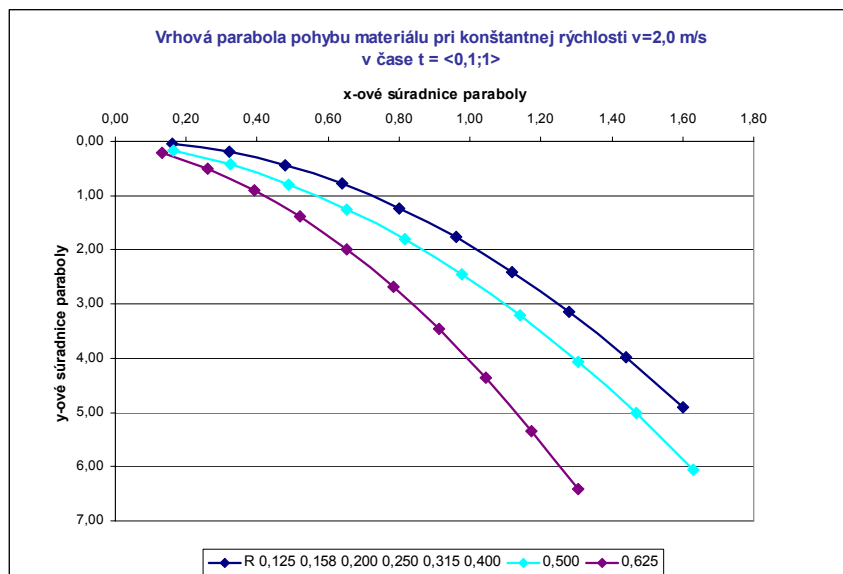
Konkrétne pri $\varnothing = 1000$ mm je hodnota $\alpha = 35^\circ$, pri $\varnothing = 1250$ mm uhol α je rovný 49° (Obr. 6.).

Pre vzťah medzi priemerom $\varnothing$ a uhlom α nastáva regresia, ktorú reprezentuje rovnica trendovej krivky s polynómom 6. stupňa v tvare:

$$y = -0,0886x^6 + 2,2413x^5 - 22,013x^4 + 106,61x^3 - 265,4x^2 + 316,72x - 138,12 \quad [6]$$

a rovnica spoľahlivosti $R^2 = 0,9959$.

Priebeh pohybu častice materiálu znázorňuje Obr. 7., z ktorého vidieť ako sa mení tvar vrhovej paraboly v závislosti od zmeny priemeru vynášacieho bubna $\varnothing$.

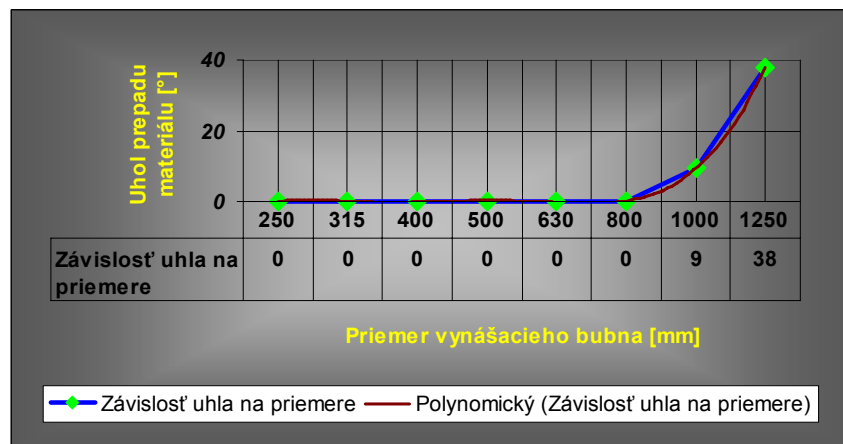


Obr. 7. Zmena tvaru vrhovej paraboly pri zmene priemeru $\varnothing$

2.5. Zmena uhla α pri rýchlosti $2,2 \text{ m.s}^{-1}$

Graf na Obr. 8. je v porovnaní s predchádzajúcim prípadom podobný, pretože hodnota uhla α je znova konštantná pri prvých šiestich priemeroch vynášacích bubnov, odchýlka je len v zmene hodnôt uhla α pri posledných dvoch priemeroch. Rovnako, rovnica regresie, ktorú vyjadruje polynomická trendová krivka 6. stupňa je odlišná a má tvar:

$$y = -0,0061x^6 + 0,1815x^5 - 1,9751x^4 + 10,258x^3 - 26,805x^2 + 33,059x - 14,721 \quad [7]$$



Obr. 8. Závislosť zmeny uhla α pri zmene priemeru $\varnothing$ a rýchlosti $2,2 \text{ m.s}^{-1}$

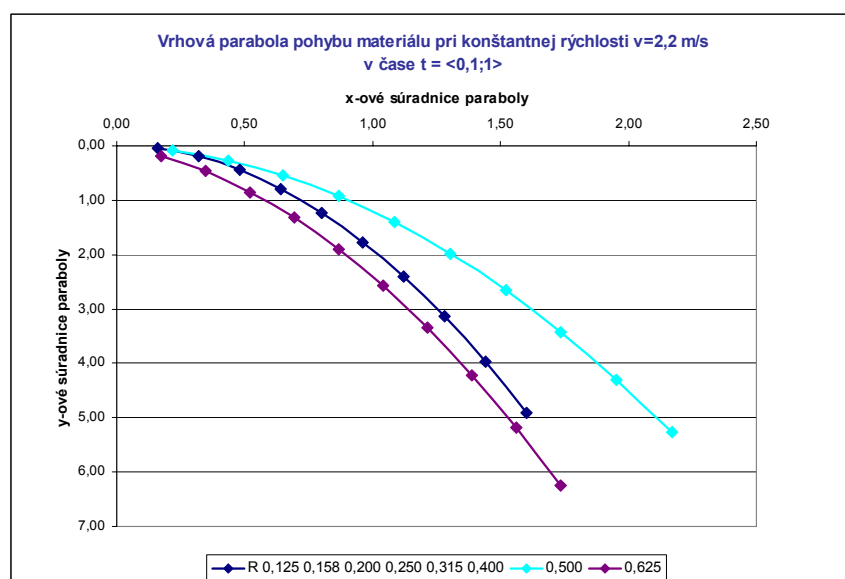
Hodnota rovnica spoľahlivosti je $R^2 = 0,9998$, ktorá sa však v porovnaní s predchádzajúcim prípadom približuje viac k hodnote 1.

Tvar trajektórie pohybu častice materiálu je zobrazený na Obr. 9.

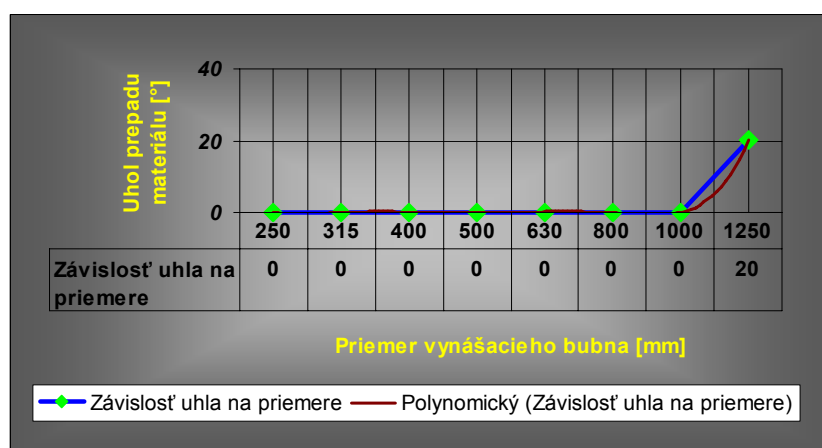
2.6. Zmena uhla α pri rýchlosti $2,4 \text{ m.s}^{-1}$

Obr. 10. zobrazuje grafickú závislosť pri rýchlosti horizontálneho pásového dopravníka $2,4 \text{ m.s}^{-1}$. K zmene hodnoty uhla α , pod ktorým sa častica materiálu oddelí a prepadne dochádza pri priemere vynášacieho bubna $\varnothing = 1250 \text{ mm}$, v ostatných prípadoch je

hodnota konštantná.



Obr. 9. Zmena tvaru vrhovej paraboly pri zmene priemeru $\varnothing$



Obr. 10. Závislosť zmeny uhla α pri zmene priemeru $\varnothing$ a rýchlosti $2,4 \text{ m.s}^{-1}$

Trendovú krivku polynomickeho charakteru 6. stupňa vyjadruje rovnica regresie v tvare:

$$y = 0,0139x^6 - 0,3308x^5 + 3,0939x^4 - 14,425x^3 + 34,889x^2 - 40,771x + 17,536 \quad [8]$$

a rovnica spoľahlivosti $R^2 = 0,9997$.

Trajektóriu pohybu častice materiálu znázorňuje nasledujúci graf v Obr. 11, ktorej tvar sa mení podobne ako v predchádzajúcich prípadoch, t. j., v závislosti od zmeny priemeru vynášacieho bubna a zmeny rýchlosti pásového dopravníka.

2.7. Zmena uhla α pri rýchlostiach $2,6 \text{ m.s}^{-1}$, $2,8 \text{ m.s}^{-1}$, $3,0 \text{ m.s}^{-1}$, $3,15 \text{ m.s}^{-1}$

S narastajúcou rýchlosťou pásového dopravníka v rozmedzí od $2,6 \text{ m.s}^{-1}$ až $3,15 \text{ m.s}^{-1}$ možno konštatovať, že hodnota uhla prepady materiálu α je pri všetkých priemeroch vynášacích bubnov konštantná (Obr. 12.).

Podľa Obr. 13. rovnako konštantný je tvar vrhovej paraboly, ktorej súradnice v čase $t_{\min} = 0,1 \text{ s}$ sú $x_1 = 0,26 \text{ m}$ a $y_1 = 0,05 \text{ m}$ a v čase $t_{\max} = 1 \text{ s}$ sú hodnoty súradníc $x_{10} = 2,60 \text{ m}$ a $y_{10} = 4,91 \text{ m}$.

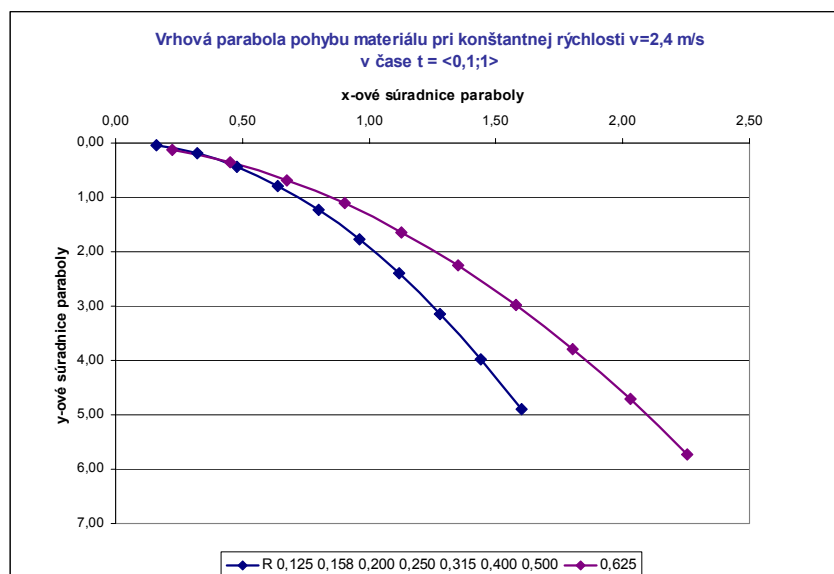
Nakoľko vzťah medzi priemerom vynášacích bubnov $\varnothing$ a uhlom prepady materiálu α

je konštantný, nedochádza k žiadnej zmene, preto aj hodnota rovnice regresie je

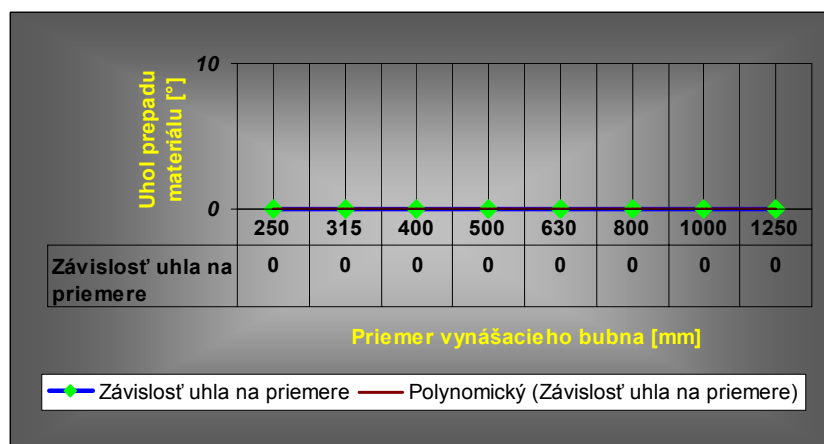
$$y = 0$$

[9]

z čoho vyplýva, že trendová polynomická krivka je totožná s krivkou závislosti uhla na priemere.



Obr. 11. Zmena tvaru vrhovej paraboly pri zmene priemeru $\varnothing$



Obr. 12. Závislosť zmeny uhla α pri zmene priemeru $\varnothing$ a rýchlosti $2,4 \text{ m.s}^{-1}$ až $3,15 \text{ m.s}^{-1}$

3. Záver analýzy závislosti zmeny uhla α pri zmene vstupných parametrov

Na základe analytického rozboru uvedeného v úvode tohto článku možno povedať, že platí závislosť, pri ktorej zmena uhla prepadu materiálu α závisí od zmeny rýchlosti prepravovaného materiálu v a z ktorej je možné stanoviť dve okrajové podmienky:

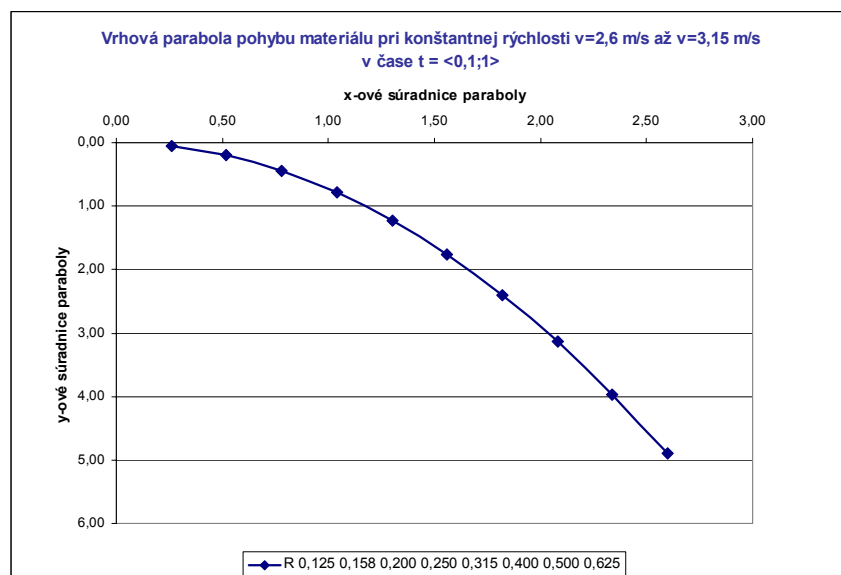
$$1) \text{ ak } \frac{v^2}{R \cdot g} \geq 1 \Rightarrow \alpha = 0^\circ \quad [10]$$

$$2) \text{ ak } 0 \leq \frac{v^2}{R \cdot g} < 1 \Rightarrow 0 < \alpha \leq 90^\circ \quad [11]$$

Z uvedených podmienok vyplýva, že pri zväčšujúcej sa rýchlosti pásového dopravníka až na rýchlosť v_{krit} , uhol prepadu materiálu α sa približuje k nule a v prípade rovnosti sa začína materiál prepadávať v mieste nábehu na bubon. So znižujúcou sa

rýchlosťou pásového dopravníka až do stavu pokoja, uhol prepadu materiálu α môže dosiahnuť maximálne hodnotu 90° , pri ktorej miesto prepadu materiálu bude v bode A_{2kr} podľa Obr. 1.

Rovnako pri zmene uhla prepadu v závislosti od zväčšujúcej sa rýchlosti pásového dopravníka a zväčšujúcich sa priemerov vynášacích bubnov dochádza k zmene smeru vrhania častice materiálu. Práve tvar vrhovej paraboly poskytuje v praxi priestor pre optimálne navrhnutie a umiestnenie nasledujúceho pásového dopravníka, príp. výsytku.



Obr. 13. Zmena tvaru vrhovej paraboly pri zmene priemeru $\varnothing$

Literatúra:

- [1] Dečmanová, J.: Príspevok k optimalizácii parametrov kontinuálnej dopravy s využitím počítačových a experimentálnych metód. Písomná časť k dizertačnej skúške. Košice: Technická univerzita, 2010. 33 s.
- [2] Jasaň, V: Doplnujúce zariadenia pásových dopravníkov. Košice: IRP, VŠT Strojnícka fakulta, 1971.
- [3] Molnár, V.: Hodnotenie a optimalizácia parametrov oceľových lán používaných pri ťažbe surovín. Habilitačná práca. Košice: Technická univerzita, 2004. 94s.
- [4] Petruť, M., Fedorko, G., Husáková, N.: Optimalizácia pásovej dopravy v banských podmienkach. In: Doprava a logistika. č. 10, 2006. s. 36 - 40. ISSN 1451-107X.
- [5] ČSN 26 3102. Zařízení pro plynulou dopravu nákladů. Pásové dopravníky s nosnými válečky. Výpočet výkonu a tahových sil.

Recenzent:

LANOVÉ DRÁHY

Štefan DUTKO, Martina DUTKOVÁ, Peter BIGOŠ²

Kľúčová slova: Doprava, lanová doprava, logistika, infraštruktúra.

Abstrakt:

Jednou z najperspektívnejších ciest v európskom kontexte sa javí oblasť zvyšovania kvality, rozvoj manažmentu riadenia kvality a jeho do praxe dôsledné zavádzanie. Samozrejmom požiadavkou je i optimalizácia technologických procesov v oblasti dopravy a prepravy tovarov so snahou o maximálne znižovanie vlastných nákladov, pretože cesta zvyšovania cien za služby je v silnej konkurencii nereálna. Dôsledná analýza dnešnej situácie môže výrazne pomôcť pri hľadaní možností a východísk s cieľom znižovať negatívne dopady dopravy na prírodu a najmä na človeka.

1. Úvod

Žijeme v dobe, ktorá priam chrlí nové a nové technické trendy. Technický svet sa „zmenšuje“. Tam, kde kedysi bola potrebná súčiastka dnes stačí čip. Tak kde pre výrobu nejakého výrobku bol potrebný závod dnes postačuje hala.

Do popredia sa derú logistika, globálna ekonomika a takmer jednotný trh.

To všetko vplýva na dopravu, jej rozvoj, technické zázemie. A z toho na prvom mieste je čas. Čas to je rýchlosť, to sú peniaze. Naprekvapuje preto, že jeden typ dopravy a prepravy takmer upadol do zabudnutia - lanové dráhy. Iste to súvisí aj s tým, že ťažký priemysel na Slovensku i v Čechách takmer zanikol a práve v tomto odvetví nákladné lanovky našli svoje najlepšie i najširšie uplatnenie. Svoj podiel však na tom má aj náš zrejme jednostranný pohľad. Ak však pozrieme na mapu lanových dráh, tak je to jasné: nákladné lanové dráhy fungujú iba v Lietavskej Lúčke a Žiranoch, no a v Čechách je to v centre Krkonoš: Černý důl - Kunčice (vozí vápenec) a v úseku Bilka - Milešovka (doprava materiálu k vojenskému objektu) [2].

Dá sa aj dnes poukázať na možnosti lanových dráh, ktoré by mohli zmeniť naše nazeranie a vidieť v nich možnosti aktívneho i atraktívneho využitia?

2. Lanové dráhy

Určité nie obvyklá doprava. Pod tento pojem môžeme zahrnúť každú dráhu u ktorej sa ako ťahaný (nosný) alebo nesený (dopravujúci) orgán používa lano. Keď je lano ťažným t.j. dopravujúcim orgánom dostáva pohyb priamo od pohonu.

Lanové dráhy rozdeľujeme:

a) nevisuté lanové dráhy - vozne sú ťahané po jazdnej dráhe (vedenej koľajnicami, uloženými obyčajne na bežnom dráhovom telese. Ťažisko vozňov je nad jazdnou dráhou. Príkladom sú pozemné lanovky s lanom spodným/vrchným [3].

b) visuté lanové dráhy - jazdnú dráhu tvorí lano alebo visutá koľajnica, pričom ťažisko vozňov je pod jazdnou dráhou.

Tu rozoznávame 3 základné skupiny:

- lanové dráhy: nosným a ťažným orgánom je lano,
- visuté dráhy koľajnicové - lano je len ťažným orgánom,
- dráhy s jednotlivými vozňami s vlastnými motormi - lano je len nosným orgánom.

Trochu z histórie:

Zariadenia podobné lanovkám sa objavili už v staroveku v Indii a v Japonsku. Slúžili

² Prof. Ing. Peter Bigoš, Ing. Štefan Dutko, Ing. Martina Dutková, Strojnícka fakulta, TUKE Košice, Katedra konštruovania, dopravy a logistiky, Letná 9, 040 00 Košice, Slovenská republika, tel.: +421 55 602 2367, e-mail: martina.dutkova@tuke.sk

na premostenie neschodného terénu alebo vodných tokov. Zo starých vyobrazení vieme, že v týchto krajinách sa používali jednoduché prepravné lanovky, ktoré mali okrem nosného i ťažné lano a kôš, alebo vozík, v ktorom sa človek dostal na potrebné miesto. Podobne takéto zariadenia sú známe z historických prameňov stredoveku, kedy sa používali hlavne pri stavbe opevnení. Ako laná sa používali spletané rastlinné vlákna.



Obr. 1. Pozemná lanovka Starý Smokovec - Hrebienok

Zánik starovekých kultúr prerušil na dlhé obdobie rozvoj v tejto oblasti. Až v 15. storočí sa v Európe objavili prvé náčrty lanoviek s konopnými lanami. Mali slúžiť predovšetkým k vojenským účelom. Snáď najstarší popis, ktorý je skôr zaujímavý ako technický sa našiel vo viedenskom kódexe z r. 1411. Predstavuje košovú lanovú prepravu cez vodnú priekopu do hradu. A z roku 1430 pochádza zobrazenie lanovky už zo zvieracím pohonom.



Obr. 2. Visutá lanovka Skalnaté Pleso - Lomnický Štít

Vývoj tzv. novodobých lanoviek začal objavením lán vinutých z ocelových drôtov.

Údajne najstaršie drôtené lano sa našlo pri vykopávkach v Pompejach (r. 79 n.l.). Ale zdrojov o použití drôtených lán v minulosti je viac, napr.:

- popis paternostra od Leonarda da Vinci 1452-1519,
 - Banské knihy v Harzi r. 1504-1566,
- v tomto období vyrábali drôty ťahaním.

V r. 1834 vyrobil vrchný banský správca Albert pre baňu Karolina v Harzi lano „moderného“ prevedenia: boli to 3 pramene po 4 drôtoch súhlasne t.j. rovnomerne spletené. Jeho dĺžka bola cca 40 m a pevnosť drôtov 400 Nmm^{-2} .

Avšak až vynález Angličana Horsfalla a to patentovanie drôtov - teplé spracovanie drôtu pri 950°C a jeho ochladenie v olovenom kúpeli $450 - 550^\circ\text{C}$ pri ktorom sa upravuje štruktúra drôtu posunul výrobu lán a následne i ďalšie aktivity výrazne dopredu. Do výroby ho zaviedol okolo roku 1850. A už v tom istom roku bolo vyrobené lano o dĺžke 2650 m pre

železničnú prevádzku [3].

Základné parametre, ktoré si všímame u nákladnej lanovej dráhy: kapacita (t/hod), menovitá rýchlosť vozňa (m/s), nosnosť vozňa (kg), prevýšenie dráhy (m), dĺžka lanovej dráhy (m).

Uvedme čím sú lanové dráhy zaujímavé:

1) nevisuté lanové dráhy - výhody:

- takmer neobmedzený objem nákladu,
- takmer nezávislé na počasí, prispôsobenie sa okolitej krajine (ochrana životného prostredia)

nevýhody - vyššie stavebné náklady,

- často nie je možné priame spojenie dvoch bodov [1].

2) visuté lanové dráhy – výhody:

- visutá dráha lanová je najkratším dopravným spojením medzi danými miestami. Trasu lanovky možnosť spravidla viesť v priamke ako najkratšiu spojnicu koncových staníc. Trasa je takmer nezávislá na tvare terénu, resp. povrchu: lanovka ľahko prekračuje budovy a dopravné tepny, hlboké rokliny a široké rieky, vyžadujúc iba veľmi malé plochy pre výstavbu podpier, nosné objekty lanovky majú pomerne malé základy. Z týchto dôvodov sú investičné náklady na lanovky proti iným dopravným prostriedkom toho istého alebo podobného dopravného výkonu podstatne nižšie.

- Lanovka môže dopravovať materiál priamo až na miesto spracovania alebo upotrebenia, keďže pripúšťa veľký sklon dráhy (i cez 45 stupňov, pokiaľ má ústredný pohon). Odpadá doprava materiálu vo zvislom smere druhotným dopravným prostriedkom, lebo lanová dráha môže ústiť v akejkoľvek výške objektu, napr. továrne ho, v ktorom leží jedna z koncových staníc. Prepravovaný materiál sa potom môže rozmiestniť podľa potreby, ak sa použijú visuté dráhy koľajnicové (naväzujúce prípadne na lanovú dráhu), ktorú možno veľmi dobre prispôsobiť stiesneným miestnym pomerom napr. v tovarňových dvoroch.

- Priestor pod lanovou dráhou zostáva voľný. Lanovka neprekáža pozemnej prevádzke, ani hospodárskemu využitiu pozemkov, aj keď cez ňu vedie.

- Preprava je nezávislá na počasí a ročnom období. Jazdná dráha nemôže byť ohrozená ani snehom, ani povodňami, a nemôže byť vôbec ani náhodne znečistená a prevádzka je rovnako spoľahlivá v zime ako aj v lete, v daždi i v snehovej víchrici.

- Prevádzka môže byť do značnej miery automatizovaná. Napr. u nákladných lanoviek odvalových je nutná minimálna obsluha iba v nakladacej stanici.

- Jazdná dráha má veľmi malý odpor proti pojazdu. Pomer vlastnej váhy vozíka k váhe vozíka plne naloženého je proti iným dopravným prostriedkom veľmi priaznivý. Tieto okolnosti spôsobujú, že špecifická spotreba pohonnej energie je minimálna.

- Nezávislosť na tvare terénu, spolu s možnosťou použitia veľkého sklonu trate, umožňuje sprístupniť visutými lanovkami miesta, kde sa nedá použiť iný prostriedok nákladnej alebo osobnej dopravy.

- vysoká životnosť - desiatky rokov [1].

Nevýhody:

- ohraničený úložný priestor,

- veľké užitočné bremená sú realizovateľné iba so stavebnými nákladmi.

Toto všetko sú známe skutočnosti, ktoré však boli zatlačené do úzadia. Aj keď jedna lastovička leto nerobí, predsa len v tejto oblasti akoby otvárala nový obzor a možnosti.

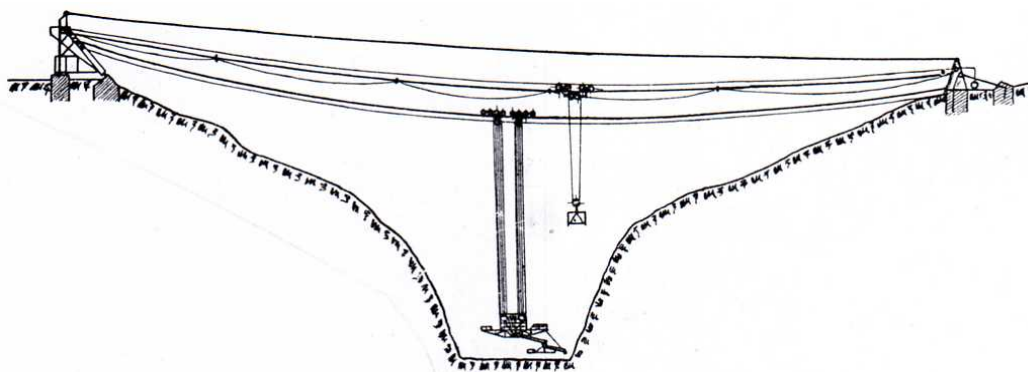
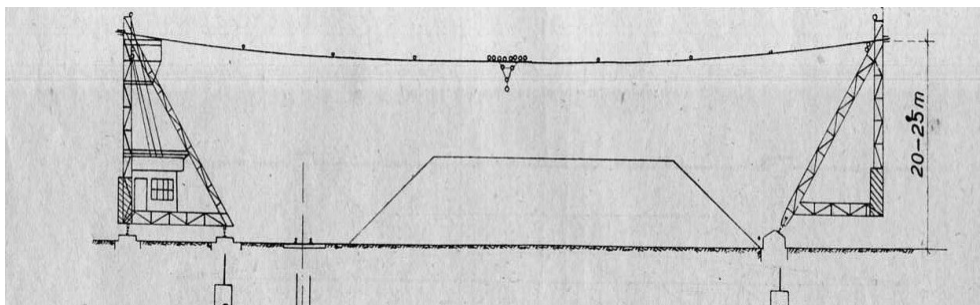
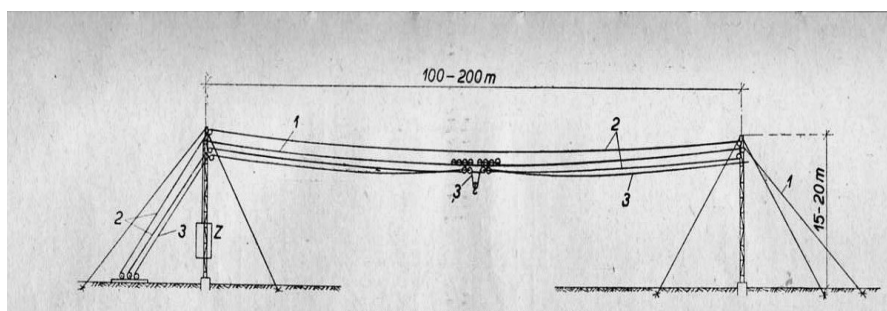
Tu chceme cielene poukázať práve na spoločnosť Wolkswagen Slovakia, a.s., Bratislava, ktorá si dala pre svoje potreby postaviť lanovú dráhu.

Jedná sa o nákladnú visutú jednolanovú dráhu obežného systému s odpojiteľným uchytением prepravných plošín, systému Funitel od výrobcu Doppelmayr - Garaventa. Do prevádzky bola uvedená v roku 2003 a jej prepravná kapacita je 68 vozňov za hod. v jednom smere. Lanová dráha má dĺžku 470 m prevýšenie 4,1 m a dosahuje dopravnú rýchlosť 2,81 m/s.

Táto lanová dráha zabezpečuje NON STOP prepravu osobných aut medzi montážnou halou a testovacím okruhom, kde sa vykonávajú skúšobné testy. Po ich prevedení auta potom naspäť prevážajú do haly tým istým spôsobom. Lanová dráha premáva ponad vnútorné komunikácie, závodnú železničnú vlečku aj ponad skladové parkovisko. Tento projekt je v našich podmienkach pilotný, ale zároveň poukazuje na rôznorodosť využitia lanových dráh a lanových systémov.



Obr. 3. Lanová dráha vo Wolkswagene, a.s. Bratislava



Obr. 4. Lanové žeriavy

3. Záver

Myslíme si, že pri plánovaní výstavby logistických centier, parkov, či priemyselných parkov mali by sa zhodnotiť aj možnosti využitia lanových dráh. Lanové dráhy nákladné takto

môžu aj v tejto dobe začať prežívať svoju renesanciu, nehovoriac o tom, že vyspelé technológie umožňujú rôzne varianty ich využitia.

A to už nehovoríme o skrytých možnostiach v oblasti prepravy ľudí v husto obývaných navzájom prepojitelných aglomeráciách (teraz nemám na mysli model v Nemecku). Napr. v Košiciach si vieme úplne jasne predstaviť lanovú dopravu spájajúcu dve oproti sebe stojace sídliska Ťahanovce a Dargovských hrdinov (Furča), ktoré rozdeľuje diaľničný privádzač Košice - Prešov.

Na záver už len krátka spomienka: ku lanovým dráham patria aj lanové žeriavy a svojho času zaujímali dôstojné miesto pri využívaní v priemysle. S výhodou sa používali predovšetkým na rozsiahlych skládkach. Dnes už ich nevidieť, ale stojí za to si ich pripomenúť.

Literatúra:

- [1] REMTA, F.: *Visuté lanové dráhy*, 1953, Státni nakladatelství technické literatury Praha.
- [2] www.lanovky.sk
- [3] MARASOVÁ, D., KULKA, J., BALOG, M.: *Lanová doprava I.*, 2003, ISBN 80-8073-002-4.

SIMULAČNÉ MODELY V LOGISTIKE - PROGRAM WITNESS

Martina Dutková, Štefan Dutko, Peter Bigoš³

Kľúčová slova: logistika, materiálový tok, materiál, simulácia, optimalizácia.

Abstrakt:

Dnešný trh je globálny. Nie je problém vyrobiť tovar v jednej časti sveta a predávať ho po celom svete. Na druhej strane to zvyšuje tlak na správanie sa firiem smerom dovnútra i navonok. Nastala doba logistickej ekonomiky. Aby spoločnosti uspeli na trhu musia riešiť výrobné postupy, obchodné praktiky, vzťahy na pracovisku apod. tak, aby výsledný efekt bol vysoko pozitívny. Jednou z ciest ako si „vyskúšať“ nové modely a postupy práce sú simulačné programy.

1. Úvod

Materiálový tok je dôležitým spojovacím článkom výrobného procesu od jeho ťažby cez spracovanie, obeh až po spotrebu. Z tohto dôvodu je dôležité projektovanie materiálového toku tak, aby bol efektívny, plynulý a hospodárny. Podstatnú úlohu tu zohráva optimálna výrobná technológia. Medzi jednotlivými výrobnými procesmi sú nevýrobné operácie, ktoré predstavujú presun resp. pohyb materiálu (premiestňovanie, skladovanie a usmerňovanie materiálu) medzi výrobnými procesmi a v obehu. Tieto operácie môžeme považovať za pomocnú činnosť. Prax často ukazuje, že reengineering výrobných systémov je často vyvolaný poznaním, že existujúci stav už nevyhovuje je potrebné pristúpiť k zmene, ktorá by mala byť efektívnejšia i hospodárnejšia ako pôvodná. Pri projektovaní materiálových tokov dochádza k rôznym problémom. Ide hlavne o zosúladenie všetkých činiteľov výrobného procesu, aby boli k dispozícii v danom čase na požadovanom mieste. Každý materiálový tok je súčasne sprevádzaný informačným tokom. Prenášané informácie musia byť presné, spoľahlivé ako aj kvantitatívne. Pri projektovaní sa jedná hlavne o informácie:

- dĺžka a intenzita siete ako suma všetkých tokov,
- doba obehu materiálu,
- frekvencia toku materiálu,
- počet cyklov v sieti ako spätného toku materiálu atď. [1].

2. Matematické metódy pre optimalizáciu

Pre optimalizáciu procesov v logistike je možné použiť rôzne matematické metódy, ktoré možno rozdeliť do skupín:

1) Metódy na analýzu logistických procesov a pohybu materiálu - metóda ABC, systémová analýza, analýza nákladov ako aj hodnotová analýza.

2) Matematické metódy operačnej analýzy. Sú to metódy lineárneho programovania, ktoré umožňujú nájsť z množstva riešení optimálne riešenie s možnosťou uplatnenia teórie zásob a teórie hromadnej obsluhy (FIFO - LIFO).

3) Grafické metódy - presné zobrazenie jednotlivých postupov a procesov pri analýze materiálových tokov - teória grafov, metódy sieťovej analýzy (trojuholníková metóda, CPM, PERT).

4) Simulačné metódy - využívajú sa pri projektovaní zložitých systémov materiálového toku prevažne s použitím výpočtovej techniky.

5) Metódy plánovania a prognózovania - využíva metódy a techniky v strategickom a operatívnom riadení – portfóliové matice, systémy JIT, Kanban atď. [3].

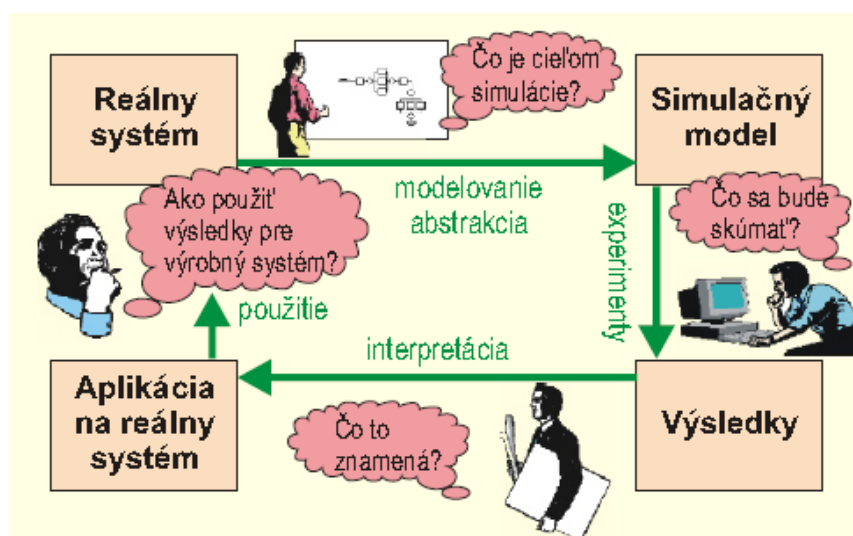
Jednou z veľmi efektívnych metód, ktoré sa osvedčili sú simulačné metódy. Princíp

³ **Prof. Ing. Peter Bigoš, Ing. Martina Dutková, Ing. Štefan Dutko**, Strojnícka fakulta Košice, Katedra konštruovania, dopravy a logistiky, Letná 9, 040 01 Košice, Slovenská republika, tel.: +421 55 6022367, e-mail: martina.dutkova@tuke.sk

simulácie spočíva vo vytvorení reálneho modelu na počítači s ktorým experimentujeme.

3. Simulačné modely v programe Witness

Výhodou simulačných modelov je, že v pomerne krátkom čase môžeme získať informácie o chovaní modelu, vyhodnotiť ho a následne optimalizovať. Z týchto dôvodov sa nám preto simulačné modelovanie javí ako ideálny nástroj pre podporu rozhodovania na rozličných úrovniach v podniku. Hlavnou úlohou simulácie je podpora rozhodovania pri projektovaní a v prevádzke, analýza a optimalizácia, predpovedanie resp. prognóza. Modely môžeme sledovať vo forme animácie, ako aj vo forme štatistických charakteristík.



Obr. 1 Princíp počítačovej simulácie

Simulačný projekt musí obsahovať nasledovné fázy:

- 1) Analýza systému a definovanie problému, formulácia cieľov simulácie.
- 2) Zber a spracovanie informácií z procesu, odhady parametrov a typov rozdelení náhodných veličín.
- 3) Vytvorenie abstraktného logického modelu.
- 4) Zostavenie modelu na počítači.
- 5) Overovanie a testovanie modelu.
- 6) Plánovanie a príprava simulačných experimentov.
- 7) Realizácia simulačných experimentov (zmeny faktorov v modeli) prípadne úpravy modelu.
- 8) Vyhodnotenie a spracovanie výsledkov experimentovania, záverečná správa.

V praxi je to rozdelenie v podstate do 3 blokov:

- 1) definícia projektu - stanovenie cieľov, rozsah a podrobnosť projektu, zber dát,
- 2) tvorba a testovanie modelu - štruktúra modelu, tvorba modelu, verifikácia modelu, validácia modelu, experimentovanie,
- 3) dokončenie projektu - dokumentácia, prezentácia výsledkov a implementácia.

Cieľom tvorby a optimalizácie:

- je úspora nákladov;
- vysoké výkony pri minimálnej úrovni zásob;
- skrátenie priebežných časov;
- vyššia kvalita dopravy a skladovania;
- kvalita výroby;
- pružnosť v doprave a skladovaní.

Jedným zo simulačných programov, ktoré sa používajú vo svete je Witness, ktorý bol

vyprodukovaný britskou firmou Lanner Group Ltd. Firma Lanner Group má pôsobenie vo viacerých krajinách Európy. Witness bol spracovaný vo viacerých verziách. Okrem toho ponúka aj demo verziu, ktorá je obmedzená na určitý počet elementov. Witness sa používa na interaktívnu tvorbu modelov v oblasti výrobných, obslužných i logistických procesov v spolupráci s CAD, CAM aplikáciami a informačnými systémami a zároveň ponúka aj 3D vizualizáciu - virtuálna realita.

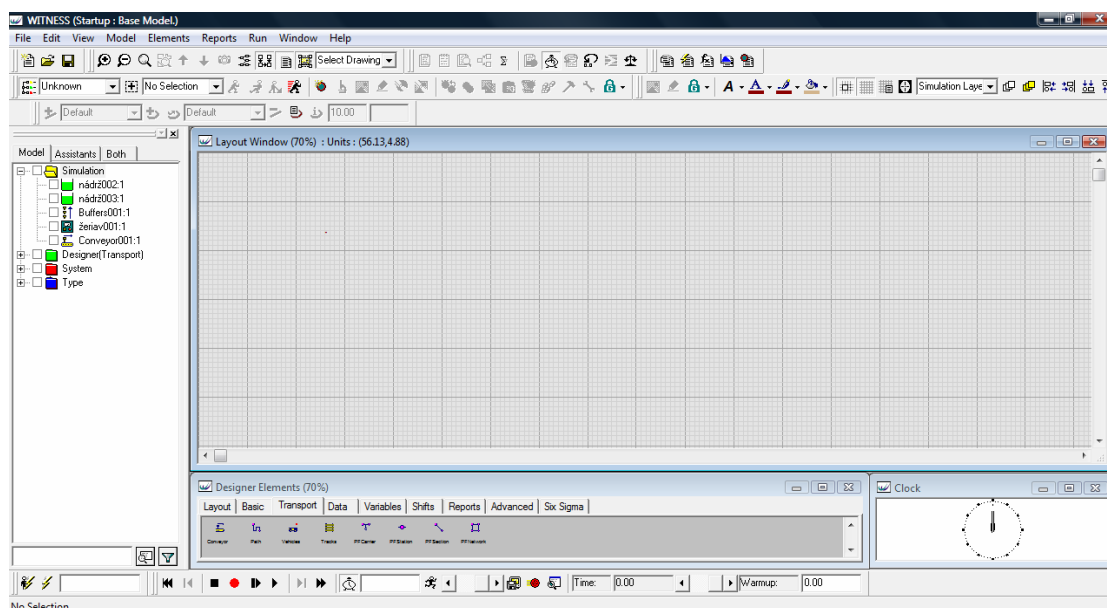
Medzi základné vlastnosti Witness patrí: intuitívnosť ovládania - štandardy prostredia Windows, spolupráca s inými technológiami štandardu Microsoft (import a export dát).

Witness umožňuje testovanie rôznych variantov zmien systému a vyhodnotenie správania sa procesu. Je možné identifikovať úzke miesta vo výrobe, vyhodnotiť náklady a prínosy zmien ešte pred zakúpením zariadenia, zvýšiť výkonnosť organizácie bez nutnosti rozšírenia zdrojov apod.

Witness Suite obsahuje nasledovne špecializované moduly:

- WITNESS - základné pracovné prostredie pre tvorbu modelov a interaktívnu simuláciu procesov,
- Witness server - aplikácia pre zdieľanie funkcií programu Witness v sieti metódou Client-Server,
- Optimizer - automatické hľadanie optimálnych parametrov analyzovaného procesu,
- Scenario Manager - návrh, realizácia a vyhodnotenie simulačných modelov,
- Witness VR - vizualizácia systémov v prostredí virtuálnej reality,
- Witness Miner - data mining, získanie informácií z rozsiahlych dát,
- L-Sim - aplikácia pre simuláciu procesov implementovaná ako komponent jazyka Java,
- Witness VISIO - aplikácia pre simuláciu procesov modelovaných v prostredí programu Microsoft VISIO.

Po otvorení programu Witness sa nám na obrazovke zobrazia panely, ktoré sú zobrazené na obr. 3 v ľavej časti obrazovky sa nachádza panel Element selektor, ktorý zobrazuje štruktúru modelu v hierarchickom strome. V pravej časti sa nachádza simulačné okno, kde je zobrazovaný priebeh simulácie po vytvorení modelu. Vzhľadom k tomu, že model môže byť rozsiahlych modelov, Witness umožňuje až osem náhľadov na pracovnú plochu (tzv. vrstvy simulačného okna). Každé z týchto vrstiev je možno nezávisle zmenšovať, resp. zväčšovať alebo meniť mierku zobrazenia. Pri zmene modelu v jednom okne sa automaticky zobrazia zmeny aj v ostatných vrstvách.



Obr. 2. Pracovné prostredie programu Witness

Okrem toho program ponúka predvolenú knižnicu elementov, analógové hodiny, digitálne hodiny a interaktívne okienko (interact box), ktoré slúži užívateľovi k ladeniu modelu v priebehu simulácie.

Tvorba modelu.

Pre tvorbu modelu je pre užívateľa najrýchlejšie použiť preddefinované elementy, ktoré sú v knižnici elementov. Túto knižnicu si môže užívateľ doplniť. Tvorba modelov pozostáva z troch krokov:

1) krok - Definovanie elementov (Define) - špecifikuje meno a počet elementov, z ktorých vytvárame model, tzn. definovanie elementov ako napríklad - stroje, súčiastky, obsluha dopravníky, vozidlá a pod. V tejto fáze zadávame parametre elementov, ktoré sa už neskôr nedajú zmeniť,

2) krok - Zobrazenie elementov - (Display) - špecifikuje ako budú elementy zobrazované na obrazovke čiže v simulačnom paneli,

3) špecifikácia elementov (Detail) - špecifikuje pre každý element jeho parametre a spôsob ako bude riadený tok medzi jednotlivými elementmi [4].

Každý z týchto elementov po otvorení dialógového okna ma niekoľko záložiek, kde je možné preddefinovať vlastnosti daného elementu.

Software Witness pracuje s elementmi ako sú: súčiastky, stroje, dopravníky, vozidlá, pracovná sila.

Súčiastky - reprezentujú všetko, čo sa pohybuje medzi fyzickými elementmi napr. výrobky, projekty vo veľkej firme, hovory v telefónnej ústredni, ľudí pohybujúcich sa v supermarkete, pacienti v nemocnici, batožina atď. Môžu byť charakterizované množinou atribútov ako je váha, dĺžka, farba a možno ich rozdeliť na fixné (rovnaké pre každú súčasť daného typu) a variabilné (pre jednotlivú súčasť daného typu). Ďalšou možnosťou je rozdeliť ich ako súčiastky, ktoré vstupujú do systému a to: aktívne (do systému vstupuje z vlastnej vôle) a pasívne (tie sú do systému ťahané z vnútorného sveta). Pri súčiastkach je možnosť nadefinovať aj ich vlastnosti.

Ďalším elementom je zásobník (Buffer). Zásobník je miesto, kde sa skladujú súčiastky. Po otvorení dialógového okna je možno vybrať spôsob výberu súčiastok zo zásobníka napr. FIFO (first-in first-out- prvý dnu prvý von) alebo LIFO (last-in first-out - posledný dnu prvý von). Zásobníky predstavujú napr. ľudí čakajúcich na odlet alebo čakajúcich u lekára, frontu v supermarkete, sklad súčiastok v dielni atď. Pri vstupných alebo výstupných pravidlách sa určí kapacita zásobníka.

Stroj (Machine) - stroj je element, ktorý súčiastky opracuje, pošle na ďalšiu operáciu, mení stav z jedného na druhý. Stroj môže predstavovať: sústruh, odbavenie ľudí na letisku, pokladňu v supermarkete, vybavenie batožiny. Program umožňuje definovať 6 typov strojov podľa toho koľko súčiastok naraz spracováva.

Zároveň pri nadeinovaní stroja je možnosť 99 možností nastavenia. Dialógové okno stroja obsahuje záložku, kde sa určuje poruchovosť stroja podľa štatistického zisťovania. K stroju sa priradí pracovník, ak je potrebné a to buď pre nastavenie stroja, obsluhu alebo pre opravu stroja.

Dopravník - (Conveyor) je prostriedok, ktorý umožňuje prepravu materiálu. Možno ho aplikovať v praxi ako pás dopravujúci batožiny, valčekový dopravník, ktorý prepravuje prázdne krabice k baliacej linke. Pri tomto elemente možno modelovať 2 typy dopravníkov:

1) pevný - súčiastky na dopravníku udržiavajú medzi sebou rovnakú vzdialenosť, ak sa dopravník zastaví, zostanú vzdialenosti medzi nimi rovnaké napr. pásový dopravník.

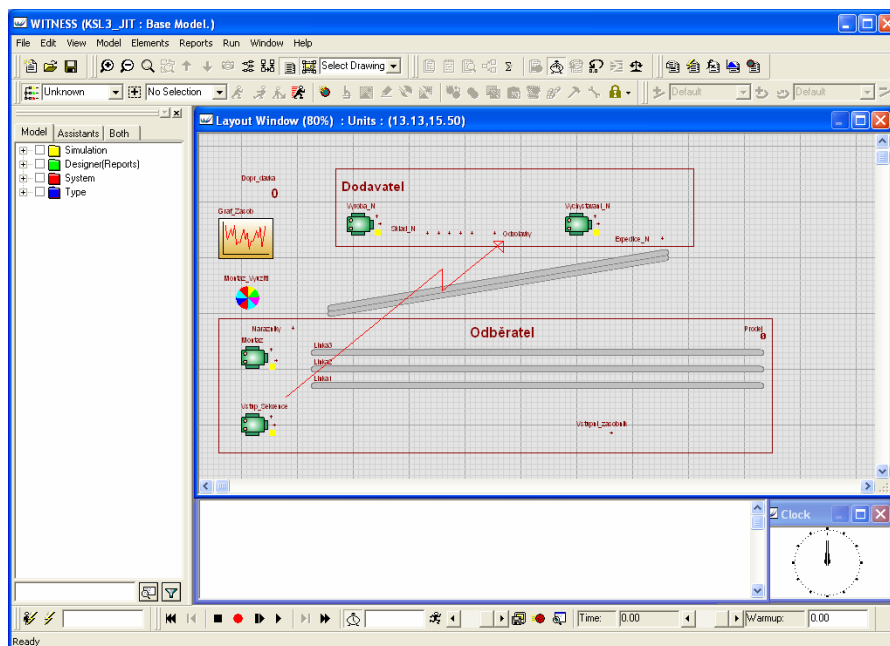
2) akumulujúci - súčiastky sa akumulujú na seba tak dlho kým sa dopravník nezastaví. Taktiež pri dopravníku sa môžu nastaviť poruchy.

Posledným dôležitým elementom je pracovná sila (Labour) - možno ich nadeinovať ako nástroje alebo ľudí (údržbár, opravár, roboty vykonávajúce niekoľko presných úloh). Pri tomto elemente môžeme nadeinovať zmenu na ktorej pracovník pracuje, počet pracovníkov [4].

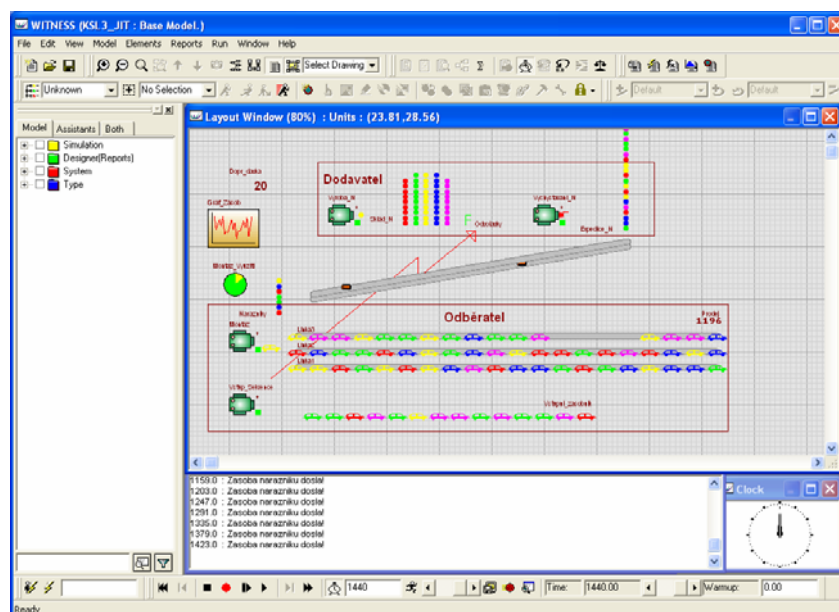
Na obr. 3. je zobrazenie pracovné prostredie vo Witnesse po vytvorení modelu na výrobu aut. Program okrem základných elementov pre spustenie simulácie obsahuje aj

logické elementy:

- Atribúty (vlastnosti) - určujú charakteristiku súčasti, ktoré môžu byť univerzálne (definované systémom) a môže si ich užívateľ nadefinovať sám.
- Variabiele (premenné) – môžu byť typu I- celé číslo, R- reálne číslo, S- reťazové znaky alebo N- meno. Využitie premenných slúži hlavne k uloženiu dát, ktoré sa nevzťahujú priamo k jednotlivým súčastiam ani elementom.
- Distribution - rozdelenie pravdepodobnosti. Witness má nadefinovaných 14 typov rozdelení (normálové rozdelenie, trojuholnikové rozdelenie, Poisonovo rozdelenie, Weibullovo rozdelenie a ďalšie).
- Funkcie - preddefinované matematické funkcie a iné ako aj možnosť vytvorenia vlastných funkcií.
- Zmeny - môžu byť definované v kalendárnej štruktúre pre jednotlivé diskkrétne elementy.



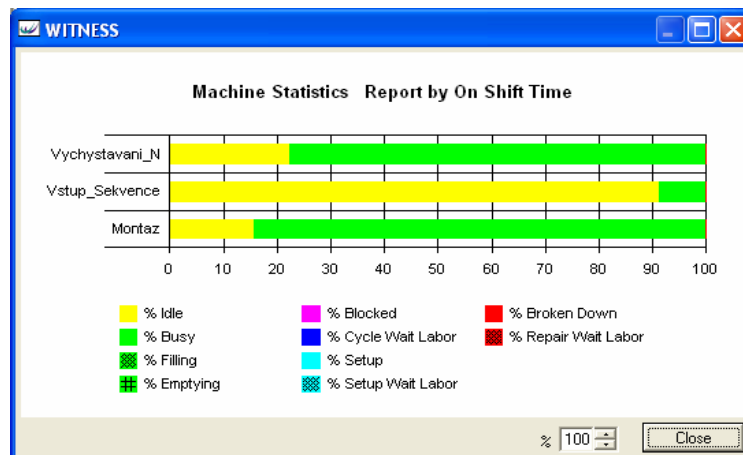
Obr. 3. Vytvorený model v programe Witness



Obr. 4 Spustenie simulácie

Ďalšiu skupinu tvoria grafické elementy ako sú:

- Kruhové grafy - zobrazenia percentuálnych rozložení hodnôt.
- Časové rady - zobrazujú priebeh hodnôt parametrov v závislosti na čase simulácie.
- Histogramy - zobrazujú početnosť výskytu hodnôt premenných.



Obr. 5 Výstupné údaje v grafickej forme

V spodnej časti obrazovky sa nachádza panel nástrojov pre ovládanie experimentu. V tomto okne sú tlačidlá na spustenie, zastavenie, rýchle spustenie a návrat na začiatok experimentu. V tomto ovládacom paneli je možnosť nastavenia simulačného času, ktorý potrebujeme pre daný experiment, čiže simulácia prebieha len do tohto vopred nadefinovaného času. Po ukončení simulácie pristupujeme k vyhodnoteniu modelu, ktoré je možno vyhodnotiť vo forme tabuľkových zostav (obr. 6) alebo v grafickom prevedení (obr. 5). Modely v programe Witness zobrazujú pohyb elementov, uskutočňované operácie, aktuálne využitie strojov... Zároveň sa zaznamenávajú všetky udalosti, ktoré v systéme nastali. Užívateľ tak môže sledovať dynamiku procesu.

Name	Vyroba_N	Vychystavani_N	Vstup_Sekvence	Montaz
% Idle	8.79	22.45	91.20	15.83
% Busy	91.21	77.55	8.80	84.17
% Filling	0.00	0.00	0.00	0.00
% Emptying	0.00	0.00	0.00	0.00
% Blocked	0.00	0.00	0.00	0.00
% Cycle Wait Labor	0.00	0.00	0.00	0.00
% Setup	0.00	0.00	0.00	0.00
% Setup Wait Labor	0.00	0.00	0.00	0.00
% Broken Down	0.00	0.00	0.00	0.00
% Repair Wait Labor	0.00	0.00	0.00	0.00
No. Of Operations	1313	1264	1267	1212

Obr. 6. Vstupné údaje v tabuľkovej forme

4. Záver

Pre udržanie konkurencieschopnosti podnikov a zvyšovanie úrovne poskytovaných služieb sa v súčasnosti vyžadujú od manažérov zásadné rozhodnutia spojené s rizikami. Simulačné programy práve v tomto smere môžu napomôcť pri zásadných rozhodnutiach a

overovať možnosti plánovaných systémov a samozrejme hľadať nové a úspešné riešenia. Práve tieto simulačné programy umožňujú znižovať riziká pri rozhodovaní. Výsledkom je väčšia pravdepodobnosť, že navrhované riešenie je úspešné.

5. LITERATÚRA

- [1] BIGOŠ, P., KISS, I., RITÓK, J.: *Materiálové toky a logistika*. M.V, Prešov, 2002, ISBN 80-7165-362-4.
- [2] BIGOŠ, P., KISS, I., RITÓK, J., KASTELOVIČ, E.: *Materiálové toky a logistika II. Logistika výrobných a technických systémov*. TU Košice, 2005, ISBN 80-8073-263-9.
- [3] KRÁLOVENSKÝ, J., GNAP, J., MAJERČAK, J., ŠULGAN, M.: *Postavenie dopravy v logistike*, 2001, ISBN 80-7100-888-5.
- [4] HUMUSOFT: *Witness. Úvod do použitia*. Copyright 2005 Humusoft s.r.o.
- [5] www.humusoft.cz

Recenzent:

WAREHOUSE PICK PATH OPTIMIZATION

Gabriel FEDORKO⁴, Michal WEISZER⁵

Key words: pick path, warehouse, differential evolution

Abstract:

This paper presents two methods for warehouse pick-path optimization. The objective of the optimization is to find the shortest route for the picker while picking all the items needed within the warehouse. The first method is based on graph heuristics. The second proposed approach uses differential evolution for getting the best solution. Test case is used to demonstrate the methods and the advantages and the disadvantages are discussed.

1. Introduction

Order picking in a warehouse typically consists of collection of demanded items from various locations in the warehouse. Travelling incorporated with this process is in fact a major component of work in the warehouse. Furthermore, travelling is a direct expense and it is connected with customer service level. Main approaches to the pick path optimization and therefore reduction of travelling are warehouse design (including decisions on where the stock keeping units are to be located within the warehouse) and efficient policies for picking (allocation of items to pickers) and routing (determination of the route of a single picker) within warehouse. The objective of this paper is to present pick path optimization methods based on the graph algorithms and differential evolution algorithm.

2. Problem description

Lets assume a common rectangular shaped warehouse with 4 pick aisles and 2 cross aisles (Fig. 1) similar to example illustrated in [1]. There are 7 items to be picked (blue) by the picker and they are located randomly within the warehouse.

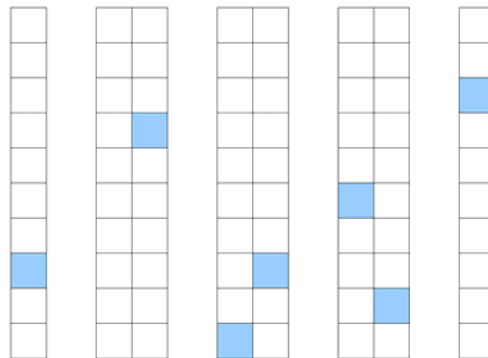


Fig.1. Rectangular warehouse

The objective is to design an optimal route for the picker with minimal length, starting in a starting point (called depot) and ending in an ending point, which is not necessarily the same. In our case the starting point is on the left end of the bottom cross aisle and the ending point is on the right end of the bottom cross aisle. The task of picking all items with

⁴ **doc. Ing. Gabriel Fedorko, Ph.D.**, Fakulta BERG, TU Košice, Ústav logistiky priemyslu a dopravy, Park Komenského 14, 042 00 Košice, Slovenská republika, tel.: +421 55 6023143, e-mail: gabriel.fedorko@tuke.sk

⁵ **Ing. Michal Weiszer**, Fakulta BERG, TU Košice, Ústav logistiky priemyslu a dopravy, Park Komenského 14, 042 00 Košice, Slovenská republika, tel.: +421 55 6023143, e-mail: michal.weiszer@tuke.sk

minimal route length is similar to well known Travelling salesman problem (TSP) which was extensively studied. Order picking route problem is a special case of TSP with constraints, where travel is constrained by aisles.

3. Solution methods

Two methods are presented in following text with test case implementation.

3.1. Ratliff algorithm

Simplified algorithm for single block setting (as our similar example warehouse) described in [1], is based on partial tour subgraphs. Constraint of this algorithm is in a fact that no backtracking is allowed, therefore the picker can travel only from left to right without visiting previously visited aisles. As a consequence the picker has to make routing decisions sequentially at the beginning of each aisle. These decision points (named 1R, 2R...4R and 1L, 2L...4L) are shown in Fig. 2. The route of the picker starts in point 1R and ends in endpoint. There are 2 kinds of actions possible for the picker at the decision point:

- traverse the current aisle picking when necessary and move to the next aisle,
- travel to the furthest item to be picked in the aisle, travel the same way back and move to the next aisle.

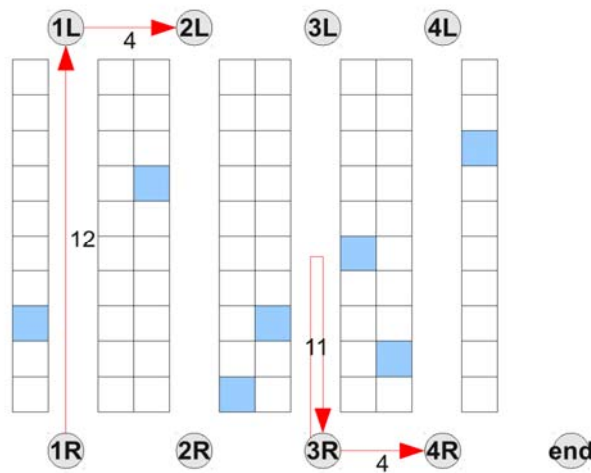


Fig.2. Decision points and example of edge creation

Next step is to construct a undirected bipartite graph with nodes of decision points and edges weighted by travelling distance to next decision point. Fig. 2 on the left shows the creation of the edge representing traversing the aisle. Weight of such edge is a sum of distance of travelling all the way through the current aisle and the distance to the next aisle ($12+4=16$). Fig. 2 in the middle shows the creation of the edge between node 3R and 4R. Weight of such edge is a sum of distance of travelling only as far as necessary to pick the item, return travel and the distance to the next aisle ($5.5+5.5+4=15$). The final graph created by this procedure for all decision points is shown on Fig. 3.

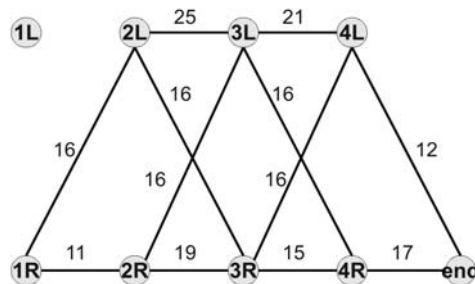


Fig.3. Graph representation of routes

The near optimal pick-path in the warehouse (the near-optimality is due to the restriction of backtracking) corresponds to the shortest path in graph from node 1R to „end“ found by the shortest path algorithm. Such algorithms include i.e. Dijkstra's algorithm or Floyd-Warshall algorithm. The final path found in graph and corresponding path in warehouse with total length $D=58$ is depicted in Fig. 4.

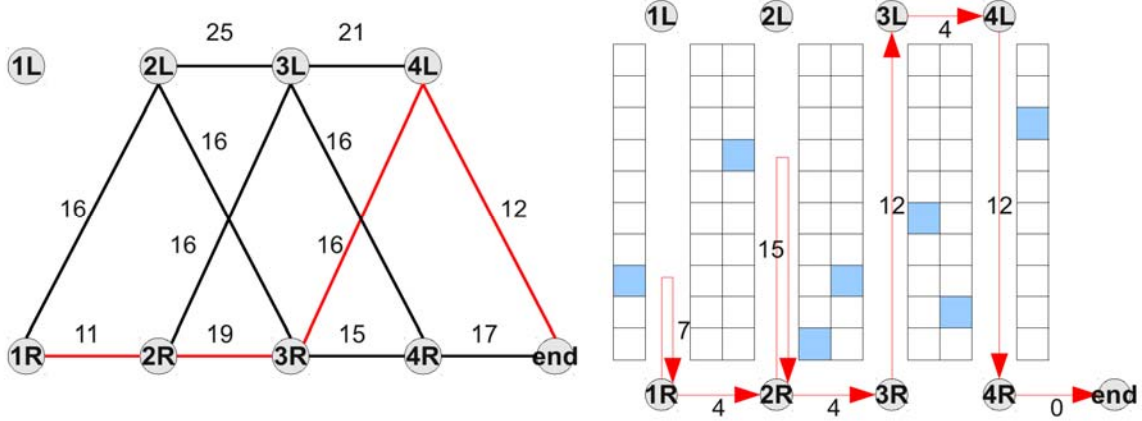


Fig.4. The final path in graph and corresponding path in warehouse

3.2. Differential evolution based on Steiner TSP

Following overview and research in [2] the problem of finding the optimal route for the picker can be formulated as Steiner TSP. We use the previous rectangular warehouse for the example. The solution of Steiner TSP is a minimum length path in undirected graph where each non-Steiner node is visited at least once. The graph $G=(N,A)$ consists of nodeset $N = S \cup R$ and edge set A . Node subset $R = \{1, \dots, n\} + \{dep\}$ contains all n order items that are needed to be picked up in the warehouse and the depot. In our case, the depot set consists of two nodes $dep=\{12, end\}$. Node subset $S = \{n + 1, \dots, n + p\} - \{dep\}$ contains the Steiner nodes representing all p decisions points between two or more aisles, where p equals the product of the number of cross aisles and the number of pick aisles in the warehouse. The depot node $\{12\}$ is excluded from this set. Edges of the graph are weighted by distances between two nodes. All nodes in the set R have to be visited at least once since they are the items or the depot, nodes in the set S do not have to be visited at all, however some nodes from S will be included in the final route. In our example depicted in (Fig. 5) $R = \{12, 1, 2, \dots, 7, end\}$ $S = \{8,9,10,11,13,14,15\}$, $p = 2.4 = 8$.

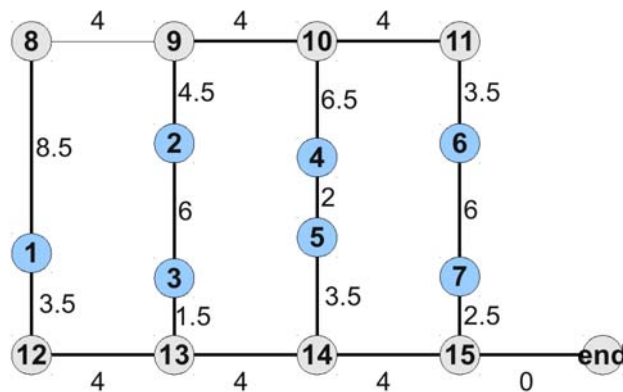


Fig.5. Graph representation of the warehouse

After the construction of the graph next step is to produce a matrix $\mathbf{W}$ of the shortest distances between any two nodes. However, it is sufficient to calculate only the distances between any pickup locations including the depot (within the set R). When the distances are

calculated and the matrix is produced, the Steiner nodes can be discarded from the graph, getting a new graph $G2 = (R, A2)$. The matrix $\mathbf{W}$ will serve as a input for our DE algorithm.

Differential evolution algorithm can be classified as evolutionary optimization algorithm. This category includes such algorithms as Genetic algorithm for example. Original idea of DE is presented in [3]. DE works simultaneously with a population of solutions for the optimization problem. Population P of generation G contains n_{pop} solution vectors called individuals of the population where each individual encodes solution for the optimization problem. G_{max} is the maximum number of generations.

$$P^{(G)} = X_i^{(G)} \quad i = 1, \dots, n_{pop}, \quad G = 1, \dots, G_{max}$$

Individual X consists of n_{param} objective function parameters:

$$X = (x_1, n_{param})$$

Parameters are constrained by lower and upper bounds:

$$x_j^{(L)} \leq x_j \leq x_j^{(U)} \quad j = 1, \dots, n_{param}$$

Initial population is randomly generated and the following temporary (trial) generation $P^{(G+1)}$ is created as follows:

$$X'_{i,j}{}^{(G+1)} = \begin{cases} X_{C_i,j}^{(G)} + F \cdot (X_{A_i,j}^{(G)} - X_{B_i,j}^{(G)}) & \text{if } r_{i,j} \leq C_r \vee j = D_i \\ X_{i,j}^{(G)} & \text{otherwise} \end{cases}$$

where,

$$i = 1, \dots, n_{pop}, \quad j = 1, \dots, n_{param}$$

$$D = 1, \dots, n_{param}$$

$$A = 1, \dots, n_{pop}$$

$$B = 1, \dots, n_{pop}$$

$$C = 1, \dots, n_{pop}$$

$$A_i \neq B_i \neq C_i \neq i$$

$$C_r \in [0,1], \quad F \in [0,2], \quad r \in [0,1]$$

A, B, C are random integers from given interval $[1, n_{pop}]$ and they are different from index i . The constant F is amplification factor and C_r is crossover factor. The index D is an index of a randomly chosen chromosome to ensure that at least one chromosome of each individual vector $X^{(G+1)}$ differs from its counterpart in the previous generation $X^{(G)}$.

The population of the next generation $P^{(G+1)}$ is created by comparison of the current population $P^{(G)}$ and the temporary population $P^{(G+1)}$.

Each individual of the temporary (trial) population is compared with its counterpart in the current population. If the new individual has a lower objective function value, it will replace the individual which it was compared with. For more details on DE see [3].

For the implementation of the algorithm for the warehouse example Python programming language is used. In particular algorithm code consists of these parts:

1. Code for constructing the graph representation of the warehouse, with nodes and distances between adjacent nodes as input. Special package dedicated for constructing and manipulating graphs NetworkX [6] is used. This package allows to build the graph simply and built-in functions allow to compute the shortest path distance matrix $\mathbf{W}$ using Floyd-Warshall algorithm.

2. Code for DE algorithm (Scheme DE1- de/rand/1) based on work of [4]. First we have to define the representation of the solution called the solution vector or individual. We adopted a representation where chromosome of an individual encodes the position of an item to be picked in the final sequence of items. Each individual has 7 chromosomes corresponding to number of items to be picked. The value of the first chromosome determines the order of the first item in sequence etc. The objective function $F(X) = D$ is the total sum of distances (total length of the final route) travelled by the picker.

$$D = W_{12, x_1} + \sum_{i=1}^{n_{param}-1} W_{x_i, x_{i+1}} + W_{x_{n_{param}}, end}$$

where

D - is the total length of the final route,

W_{12, x_1} - is the distance (the shortest distance) between the 12th node (starting point) and the first item in the sequence obtained from the matrix $\mathbf{W}$,

i - node index

n_{param} - number of non-Steiner nodes (number of items to be picked or parameters)

$\sum_{i=1}^{n_{param}-1} W_{x_i, x_{i+1}}$ - sum of distances (the shortest distances) between the i -th node and the

$(i+1)$ -th node from matrix $\mathbf{W}$,

$W_{x_{n_{param}}, end}$ - is the distance (the shortest distance) between the last item in the

sequence and the ending point from the matrix $\mathbf{W}$.

Since the DE works with real valued variables and variables in our example are integer, some modifications are required. The objective function is modified such each real variable is converted to integer by truncation. This approach follows the integer DE proposed by [5]. Truncation is performed here only for purposes of cost-function value evaluation. Truncated values are not assigned elsewhere.

Parameters of DE used in example:

$F=0.9$

$C_r = 0.9$

$G_{max} = 150$

$n_{pop} = 20 * n_{param} = 20 * 7$

Within the number of generations best solution was obtained representing the sequence 1,3,2,5,4,6,7 of items. The solution is the same as with previous method and it is illustrated on Fig. 6. The computation of 150 generations on Athlon Dual Core processor X2 4600+ with 2GB of memory took less than 1 second.

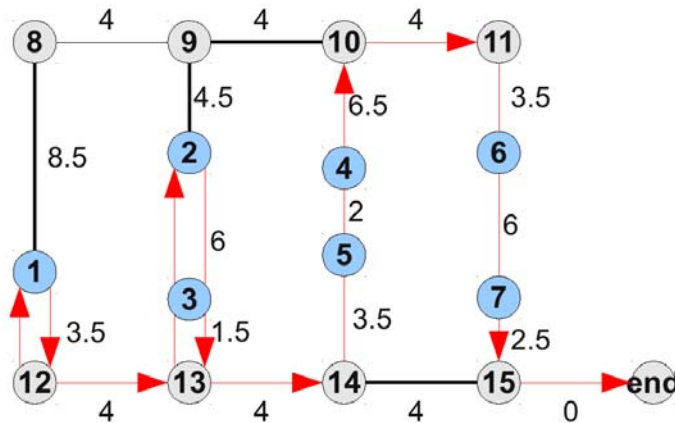


Fig.6. Final route with different starting and ending point

When the ending point was changed to be the same as the starting point, the best solution with sequence 1,5,4,7,6,2,3 was found, with path length $D=66$. The final route is illustrated on Fig. 7.

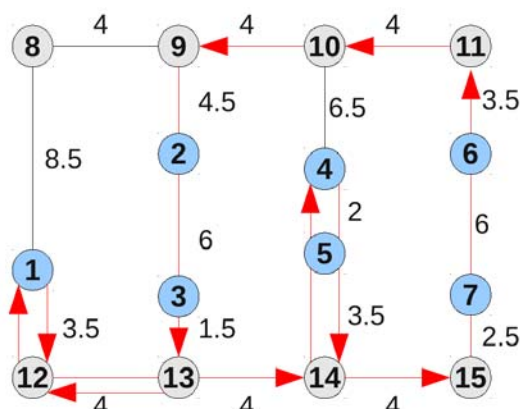


Fig.7. Final route with same starting and ending point

The main advantage of DE approach is in the fact, that it does not depend on warehouse design (number of cross aisles), it allows backtracking and the starting and ending points can be easily changed. The disadvantage is in more complicated principle than graph method and with increasing items to be picked the DE algorithm might need modifications in order to ensure reasonably good solutions as well as good performance.

4. Conclusion

This paper presents two methods of solution for warehouse pick-path optimization problem. Results from test case presented in this paper have showed the advantages and disadvantages of two methods. The main advantage of the first approach is in its simplicity and speed (mainly for larger problems). On the other hand, the DE approach is independent on warehouse desing, depot location and backtracking. However, the need for pick-path optimization is not always necessary. The search for optimal solution can be omitted in case of:

- few items (for example 1-3) to be picked - the pickers can find the best route themselves,
- many items to be picked - the optimal pick path must traverse most of the warehouse and could not be much shorter than any reasonable pick path.

The best results can be obtained for warehouses with many slow-moving items and with moderate numbers of items to be picked (for example warehouses distributing hardware, building supplies or auto parts [1]).

Tento článok je časťou riešeného grantového projektu VEGA č. 1/0095/10 - Výskum podmienok ovplyvňujúcich degradáciu a znižovanie životnosti konštrukčných častí hadicových dopravníkov s využitím progresívnych matematických a simulačných metód pre zvýšenie ich spoľahlivosti, grantového projektu VEGA č 1/0864/10- Návrh modelu integrovaného dopravného systému nerastných surovín riadeného informačným systémom s implementáciou zelenej logistiky a APVV projektu č. SK-SRB-0034-09 Návrh logistického modelu ťažobného podniku s aplikáciou princípov dopravnej a reverznej logistiky.

5. REFERENCES

- [1] BARTHOLDI, J.J. - HACKMAN, S.T.: *Warehouse and Distribution Science*. Atlanta: 2010. Georgia Institute of Technology. Release 0.93.[online] URL> <<http://www.warehouse-science.com>>.
- [2] THEYS, C. – BRÄYSY, O. – DULLAERT, W. - RAA, B.: *Using a TSP heuristic for routing order pickers in warehouses*. European Journal of Operational Research, Volume 200, Issue

3, 1 February 2010, Pages 755-763, ISSN 0377-2217

[3] STORN, R. - PRICE, K.: *Differential evolution - a simple and efficient adaptive scheme for global optimization over continuous spaces*. Technical Report TR-95-012, ICSI, March 1995. [online] Available via ftp from <ftp.icsi.berkeley.edu/pub/techreports/1995/tr-95-012.ps.gz>

[4] SAHA, A.: *Simple Differential Evolution implementation: Scheme DE1- de/rand/1*, 2010, version 0.1, [online] URL: <<http://bitbucket.org/amitksaha/foobar-scripts/src/tip/de.py>>

[5] LAMPINEN, J. – ZELINKA, I.: *Mixed Integer-Discrete-Continuous Optimization By Differential Evolution, Part 1: the optimization method*. In: Ošmera, Pavel (ed.) (1999). Proceedings of MENDEL'99, 5th International Mendel Conference on Soft Computing, June 9.–12. 1999, Brno, Czech Republic. Brno University of Technology, Faculty of Mechanical Engineering, Institute of Automation and Computer Science, Brno (Czech Republic), pp. 71–76. ISBN 80-214-1131-7.

[6] *NetworkX*, Python-based package for graph manipulation, version 1.3, 2010, [online] URL: <<http://networkx.lanl.gov/download/networkx>>

[7] Dečmanová, J.: Aplikácia Fullerovej metódy v integrovanom dopravnom systéme. In: Doprava a logistika. Transports and logistics. Mimoriadne č. 6 (2009), s. 314-316. ISSN 1451-107X.

[8] Marasová, D., Husáková, N., Grinčová, A.: Conveyor haulage optimalization in iron ore conveying. In: Current Situation and Development of Mine Haulage and Hoisting : 7th International Symposium On Haulage and Hoisting ISTI'08 : proceedings. - Belgrade : University of Belgrade, 2008. - ISBN 978-86-7352-197-8. - P. 49-52.

Recenzent: prof. Ing. Daniela Marasová, CSc.

PODÉLNÁ STABILITA PLOVUCÍ OTOČE PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU S PLOVÁKY VÁLCOVÉHO TVARU

Leopold HRABOVSKÝ⁶

Klíčová slova: plovoucí pásový dopravník, stabilita, plovatelnost, těžiště výtaku

Abstrakt:

Příspěvek popisuje výpočet podélné stability plovoucí otoče, sestavené ze dvou plováků kruhového tvaru v příčném řezu, plovoucího pásového dopravníku s koncovými plováky v průběhu jednotlivých fází jejího vychylování z rovnovážné polohy. V tomto příspěvku je předpokládáno zanoření plováku do hloubky odpovídající poloměru plováku.

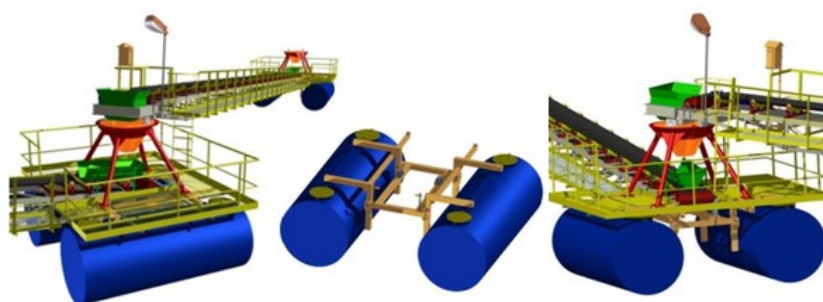
1. Úvod

Bližším rozбором možných stavů zanoření plovoucí otoče tvořené plováky válcového tvaru, viz obr.1, je možno vysledovat že, z hlediska fyzikálního a matematického popisu, je nejjednodušším stavem případ, kdy vodní hladina dosahuje v rovnovážném stavu plování plovoucí otoče právě do výšky horizontální osy plováků (tzn. ponor h_p [m] je roven poloměru r [m] plováků válcového tvaru).

Při vychylování plovoucí otoče z rovnovážné polohy o libovolný úhel náklonu ϕ [deg] je výsledná nárysná plocha S [m²] zanoření obou plováků (pozn. plocha S [m²] musí být v celém rozsahu naklánění zachována) složena ze dvou dílčích ploch S_1 [m²] a S_2 [m²], jejichž velikosti (plocha S_1 [m²] a plocha S_2 [m²]), se s úhlem náklonu ϕ [deg] plovoucího tělesa *mění lineárně*, tzn. objem zanoření levého plováku V_1 [m³], viz vztah (1) a tedy i nárysná plocha S_1 [m²], viz vztah (2), je snížena o stejnou velikost ΔS [m²] původní plochy S_{p1} [m²] (plocha v rovnovážném stavu) jako je přírůstek ΔS [m²] nárysné plochy S_2 [m²] původní plochy S_{p2} [m²] (zanořená plocha pravého plováku v rovnovážném stavu plovoucí otoče).

2. Podélná stabilita plovoucí otoče s plováky válcového tvaru

Dosahuje-li zanoření obou plováků plovoucí otoče v rovnovážném stavu (plovoucí otoč není vychýlena) právě poloviny výšky průměru plováku, viz obr.2,a, (ponor h_p [m] je roven poloměru $r = d/2$ [m] plováku válcového tvaru). Celkový objem V [m³] zanořené části plovoucí otoče je možno vyjádřit vztahem (1). Celkovou nárysnou plochu S [m²], zanořených částí obou plováků (v rovnovážném stavu), je možno vyjádřit dle vztahu (2), s využitím vztahu (3).



Obr.1. Plovoucí otoč tvořená plováky válcového tvaru

$$V = (S_{p1} + S_{p2}) \cdot L = 2 \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot L = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot L \text{ [m}^3\text{]} \quad (1)$$

⁶ doc. Ing. Leopold Hrabovský, Ph.D, Fakulta strojní, VŠB-TU Ostrava, Institut dopravy, Ústav dopravních a procesních zařízení, 17. listopadu 15/2172, 708 33 Ostrava-Poruba, Česká republika, tel.: +420 59 732 3185, fax: +420 59 691 6490, e-mail: leopold.hrabovsky@vsb.cz

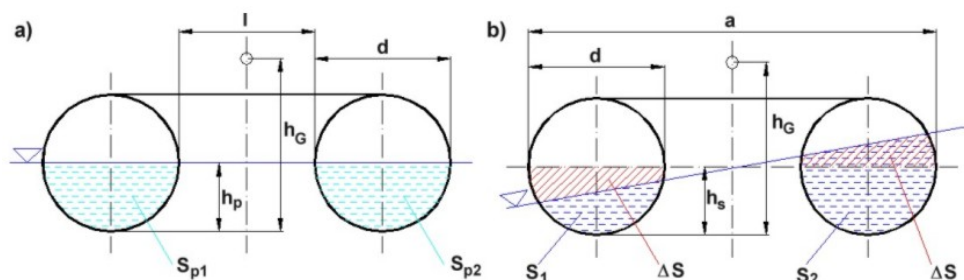
kde S_{p1}, S_{p2} [m²] - nárysna plocha zanoření levého, pravého, plováku (obr.2,a)
plovoucí otoče v rovnovážném stavu, vyjádřena vztahem (3),

L [m] - délka plováku v bokorysném pohledu,

d [m] - průměr plováku.

$$S = S_{p1} + S_{p2} = 2 \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \text{ [m}^2\text{]} \quad (2)$$

$$S_{p1} = S_{p2} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \text{ [m}^2\text{]} \quad (3)$$



Obr.2. Ponor plovoucí otoče s plováky válcového tvaru

Při vychylování plovoucí otoče z rovnovážného stavu (o libovolný úhel náklonu ϕ [deg]), viz obr.2,b, je výsledná nárysna plocha S_N [m²], zanořených částí obou plováků, dána součtem dílčích ploch S_1 [m²] a S_2 [m²], viz (4).

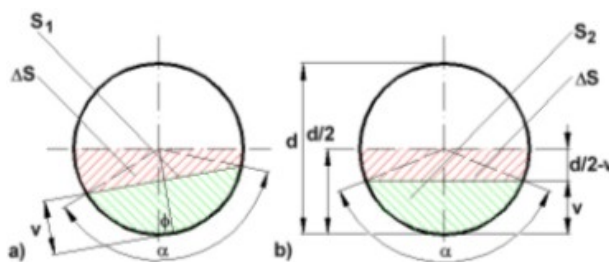
$$S_N = S_1 + S_2 = (S_{p1} - \Delta S) + (S_{p2} + \Delta S) \text{ [m}^2\text{]} \quad (4)$$

kde S_1 [m²] - nárysna plocha zanoření levého plováku, viz obr.2,b, při vychýlení plovoucí otoče z rovnovážného stavu, viz vztah (5),

S_2 [m²] - nárysna plocha zanoření pravého plováku, viz obr.2,b, při vychýlení plovoucí otoče z rovnovážného stavu, vztah (6),

ΔS [m²] - úbytek, viz obr.3, plochy zanoření levého plováku, vztah (7) (přírůstek plochy zanoření pravého plováku, vztah (8)) při vychýlení plovoucí otoče z rovnovážného stavu.

$$S_1 = S_{p1} - \Delta S \text{ [m}^2\text{]} \quad (5)$$



Obr.3. Zanoření levého plováku válcového tvaru při vychýlení plovoucí otoče z rovnovážné polohy

Dosadíme-li do vztahu (5) za úbytek plochy ΔS [m²] (za předpokladu velikosti zanořené plochy S_{p1} [m²], viz (3), levého plováku při nulovém úhlu naklonění) výraz ze vztahu (7), získáme velikost nárysne plochy zanoření levého plováku S_1 [m²] ve tvaru (9).

$$S_2 = S_{p2} + \Delta S \text{ [m}^2\text{]} \quad (6)$$

Dosadíme-li do vztahu (6) za přírůstek plochy ΔS [m²] (za předpokladu velikosti zanořené plochy S_{p2} [m²], viz (3), pravého plováku při nulovém úhlu naklonění) výraz ze vztahu (8), získáme velikost nárysne plochy zanoření levého plováku S_2 [m²] ve tvaru (10).

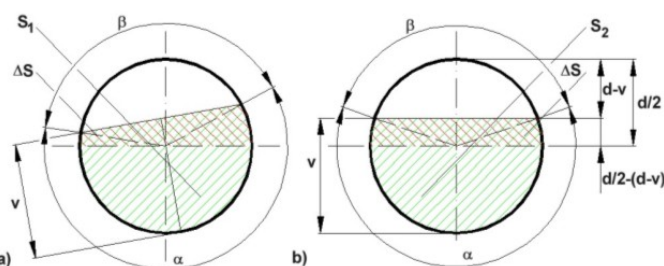
$$\Delta S = S_{p1} - S_1 = \frac{\pi \cdot d^2}{8} - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2 \cdot (\alpha - \sin \alpha) = \frac{d^2}{8} \cdot [\pi - (\alpha - \sin \alpha)] \text{ [m}^2\text{]} \quad (7)$$

$$\Delta S = S_2 - S_{p2} = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2 \cdot (\beta - \sin\beta) - \frac{\pi \cdot d^2}{8} = \frac{d^2}{8} \cdot [(\beta - \sin\beta) - \pi] \text{ [m}^2\text{]} \quad (8)$$

$$S_1 = S_{p1} - \Delta S = \frac{\pi \cdot d^2}{8} - \frac{d^2}{8} \cdot [\pi - (\alpha - \sin\alpha)] = \frac{d^2}{8} \cdot (\alpha - \sin\alpha) \text{ [m}^2\text{]} \quad (9)$$

$$S_2 = S_{p2} + \Delta S = \frac{\pi \cdot d^2}{8} + \frac{d^2}{8} \cdot [(\beta - \sin\beta) - \pi] = \frac{d^2}{8} \cdot (\beta - \sin\beta) \text{ [m}^2\text{]} \quad (10)$$

Pro určení souřadnic $[x_v, y_v]$ těžiště výtlaku V je nutno znát souřadnice těžišť zanořených částí ploch levého (plocha S_1 [m²], dle obr.3,a) a pravého (plocha S_1 [m²], dle obr.4,a) plováku při vychýlení plovoucí otoče z rovnovážného stavu o úhel náklonu ϕ [deg].



Obr.4. Zanoření pravého plováku válcového tvaru při vychýlení plovoucí otoče

V [1, str.331] je definováno, že těžiště T kruhové úseče leží ve vzdálenosti vztah (11) od středu S_k kruhové plochy.

$$\frac{t^3}{12 \cdot S} = \frac{\left(d \cdot \sin \frac{\alpha}{2}\right)^3}{12 \cdot S} \text{ [m]} \quad (11)$$

kde t [m] - délka těživy AB kruhové úseče, vyjádřená vztahem (12),

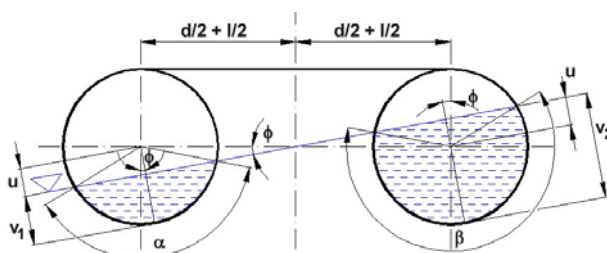
S [m²] - obsah kruhové úseče, vyjádřen vztahem (13),

d [m] - průměr kruhu,

α [deg] - velikost příslušného úhlu ve stupňové míře.

$$t = 2 \cdot \sqrt{v \cdot (d - v)} = d \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \text{ [m]} \quad (12)$$

$$S = \frac{1}{2} \cdot \left[l \cdot \frac{d}{2} - t \cdot \left(\frac{d}{2} - v\right) \right] = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2 \cdot \left(\frac{\pi \cdot \alpha}{180} - \sin\alpha\right) \text{ [m}^2\text{]} \quad (13)$$



Obr.5. Vychýlení plovoucí otoče z rovnovážné polohy

Dle obr.5 platí, že délku úsečky u [m] je možno vyjádřit dle vztahu (14).

$$\sin \phi = \frac{u}{\frac{l}{2} + \frac{d}{2}} \Rightarrow u = \left(\frac{l}{2} + \frac{d}{2}\right) \cdot \sin \phi \text{ [m]} \quad (14)$$

$$v_1 = \frac{d}{2} - u = \frac{d}{2} - \left(\frac{l}{2} + \frac{d}{2}\right) \cdot \sin \phi \text{ [m]} \quad (15)$$

Dle obr.5, výška v_1 [m] kruhové úseče levé části plovákového tělesa, nabývá velikosti,

viz (15) a výška v_2 [m] kruhové úseče pravé části plovákového tělesa, nabývá velikosti, viz (16).

$$v_2 = \frac{d}{2} + u = \frac{d}{2} + \left(\frac{l}{2} + \frac{d}{2} \right) \cdot \sin \phi \text{ [m]} \quad (16)$$

V [1, str.330] je definováno, že výšku v [m] kruhové úseče je možno určit dle vztahu (17).

$$v = \frac{d}{2} - \frac{1}{2} \cdot \sqrt{4 \cdot \left(\frac{d}{2} \right)^2 - t^2} = \frac{d}{2} \cdot \left(1 - \cos \frac{\alpha}{2} \right) \text{ [m]} \quad (17)$$

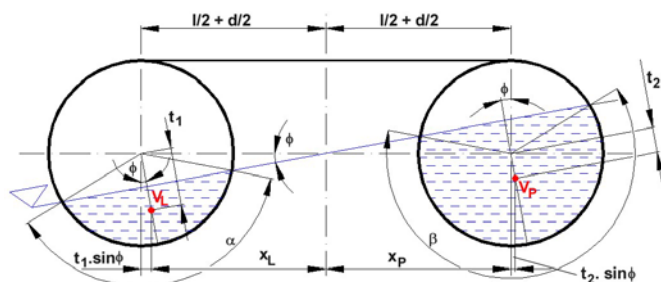
Dojde-li k vychýlení plovoucí otoče o libovolný úhel náklonu ϕ [deg] je možno, dle obr.6 s využitím vztahu (17), určit velikost úhlu α [deg] dle vztahu (18) a velikost úhlu β [deg] dle vztahu (19).

$$v_1 = \frac{d}{2} - \left(\frac{l}{2} + \frac{d}{2} \right) \cdot \sin \phi = \frac{d}{2} \cdot \left(1 - \cos \frac{\alpha}{2} \right) \Rightarrow \alpha = 2 \cdot \arccos \left[\left(1 + \frac{l}{d} \right) \cdot \sin \phi \right] \text{ [deg]} \quad (18)$$

$$v_2 = \frac{d}{2} + \left(\frac{l}{2} + \frac{d}{2} \right) \cdot \sin \phi = \frac{d}{2} \cdot \left(1 - \cos \frac{\beta}{2} \right) \Rightarrow \beta = 2 \cdot \arccos \left[- \left(1 + \frac{l}{d} \right) \cdot \sin \phi \right] \text{ [deg]} \quad (19)$$

Jsou-li známy velikosti úhlů α [deg] a β [deg] (viz (18) a (19)), je možno určit velikosti zanořených ploch levého S_1 [m²] a pravého S_2 [m²] plováku pomocí vztahů (9) a (10).

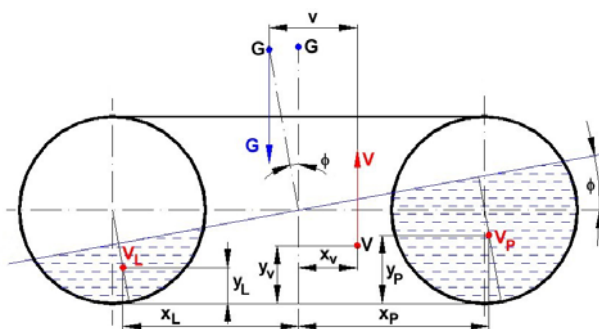
Těžiště výtlačku V_L levého plováku je pak, s využitím vztahů (11) a (12), vzdáleno o hodnotu t_1 [m], viz (20), od osy plováku.



Obr.6. Plovoucí otoč vychýlená z rovnovážné polohy

$$t_1 = \frac{t_L^3}{12 \cdot S_1} = \frac{\left(d \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \right)^3}{12 \cdot \frac{d^2}{8} \cdot (\alpha - \sin \alpha)} = \frac{2 \cdot d \cdot \left(\sin \frac{\alpha}{2} \right)^3}{3 \cdot (\alpha - \sin \alpha)} \text{ [m]} \quad (20)$$

kde t_L [m] - délka těžnice zanořené části kruhové úseče levého plováku.



Obr.7. Těžiště výtlačku

Vodorovnou vzdálenost x_L [m] těžiště výtlačku V_L levého plováku, od svislé osy souměrnosti plovoucí otoče, je možno určit dle vztahu (21), viz obr.6.

$$x_L = \left(\frac{l}{2} + \frac{d}{2} \right) - t_1 \cdot \sin \phi \text{ [m]} \quad (21)$$

$$t_2 = \frac{t_p^3}{12 \cdot S_2} = \frac{\left(d \cdot \sin \frac{\beta}{2} \right)^3}{12 \cdot \frac{d^2}{8} \cdot (\beta - \sin \beta)} = \frac{2 \cdot d \cdot \left(\sin \frac{\beta}{2} \right)^3}{3 \cdot (\beta - \sin \beta)} \text{ [m]} \quad (22)$$

Těžiště výtluhu V_P pravého plováku je, s využitím vztahů (11) a (12), vzdáleno o hodnotu t_2 [m], viz (22), od osy plováku.

Vodorovnou vzdálenost x_P [m] těžiště výtluhu V_P pravého plováku, od svislé osy souměrnosti plovoucí otoče, je možno určit dle vztahu (23), viz obr.6.

$$x_P = \left(\frac{l}{2} + \frac{d}{2} \right) + t_2 \cdot \sin \phi \text{ [m]} \quad (23)$$

Souřadnice $[x_v, y_v]$ těžiště výtluhu V , viz obr.7, je možno určit postupem uvedeným v [2, kap. 4.3]. Pro určení x-ové souřadnice x_v [m] těžiště výtluhu platí vztah (24) a pro určení y-ové souřadnice y_v [m] vztah (27).

$$S \cdot x_v = \sum_{i=1}^n S_i \cdot x_{Ti} \Rightarrow x_v = \frac{\sum_{i=1}^n S_i \cdot x_{Ti}}{S} = \frac{S_1 \cdot x_L + S_2 \cdot x_P}{S} \text{ [m]} \quad (24)$$

Vertikální vzdálenost y_L [m] těžiště výtluhu V_L levého plováku od roviny spojující tečny nejnižších bodů plováků plovoucí otoče je možno určit dle vztahu (25), viz obr.7.

$$y_L = \frac{d}{2} - t_1 \cdot \cos \phi \text{ [m]} \quad (25)$$

Vertikální vzdálenost y_P [m] těžiště výtluhu V_P pravého plováku od roviny spojující tečny nejnižších bodů plováků plovákového tělesa je možno určit dle vztahu (26), viz obr.7.

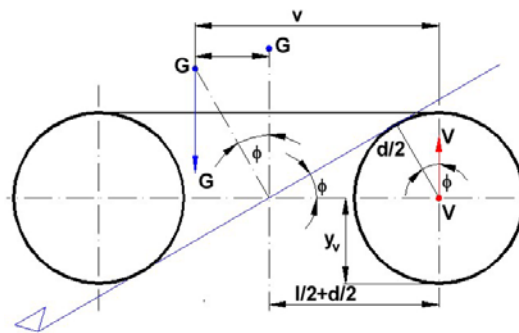
$$y_P = \frac{d}{2} - t_2 \cdot \cos \phi \text{ [m]} \quad (26)$$

$$S \cdot y_v = \sum_{i=1}^n S_i \cdot y_{Ti} \Rightarrow y_v = \frac{\sum_{i=1}^n S_i \cdot y_{Ti}}{S} = \frac{S_1 \cdot y_L + S_2 \cdot y_P}{S} \text{ [m]} \quad (27)$$

Je-li známa výška h_G [m] těžiště plovoucí otoče (viz obr.2) je možno rameno stability v [m] s využitím vztahů (24) a (25) vyjádřit vztahem (28).

$$v = x_v \cdot \cos \phi + y_v \cdot \sin \phi - h_G \cdot \sin \phi \text{ [m]} \quad (28)$$

Postup naklánění plovoucí otoče (z rovnovážné polohy do ztráty stability) lze rozdělit do dvou základních fází, které se od sebe liší výpočtovým geometrickým modelem a tedy i způsobem výpočtu polohy těžiště výtluhu.



Obr.8. Vychýlení plovoucí otoče o okamžiku ukončení 1.fáze

1. fáze začíná v rovnovážné poloze ($\phi = \phi_0 = 0 \text{ deg}$) a končí celkovým zanořením pravého plováku, nebo-li celkovým vynořením plováku levého ($\phi = \phi_1 \text{ [deg]}$).

V okamžiku celkového zanoření pravého plováku, lze vyjádřit úhel ϕ_1 [deg] naklonění plovoucí otoče, dle vztahu (29).

$$\sin \phi_1 = \frac{\frac{d}{2}}{\frac{l}{2} + \frac{d}{2}} = \frac{d}{l+d} \Rightarrow \phi_1 = \arcsin \frac{d}{l+d} \text{ [deg]} \quad (29)$$

V tab. 1 jsou uvedeny vyčíslené hodnoty velikostí zanořených ploch levého S_1 [m²] a pravého S_2 [m²] plováku, souřadnic $[x_v, y_v]$ těžiště výtlaku V a ramene stability v [m] v závislosti na úhlu naklonění plovoucí otoče.

Hodnoty uvedené v tab. 1 vypočítané v programu Mathcad Professional 2000 jsou uloženy na příloženém CD v [3, příloha č.2].

Tab. 1 Hodnoty velikostí zanořených ploch, souřadnic a ramene stability pro 1. fázi

ϕ deg	S_1 dle (9) m ²	S_2 dle (10) m ²	x_v dle (24) mm	y_v dle (27) mm	h_G mm	$h_G \cdot \sin \phi$ mm	v dle (28) mm
0	1,005	1,005	0	460,67	1897	0	0
3	0,872	1,139	230,32	466,49		103,99	150,43
6	0,740	1,271	455,95	482,22		207,70	296,67
9	0,611	1,399	672,32	512,66		310,84	433,41
12	0,489	1,522	875,12	550,19		413,12	557,27
15	0,374	1,637	1060,37	594,58		514,27	663,85
18	0,268	1,743	1224,50	643,11		614,02	749,29
21	0,174	1,837	1364,33	692,51		712,08	809,81
24	0,094	1,916	1476,85	738,98		808,19	841,55
27	0,033	1,977	1558,47	777,74		902,08	839,62
30	0	2,011	1600,00	800,00		993,50	792,14

Na obr.9 je uveden výpis z programu Ansys (pro úhel naklonění plovoucí otoče $\phi = 5$ deg), kterým byla ověřována a kontrolována správnost vypočtených hodnot, uvedených v tab. 1.

Tab. 2 Hodnoty souřadnic těžiště výtlaku a ramene stability pro 2. fázi

ϕ deg	x_p mm	$x_p \cdot \cos \phi$ mm	y_p mm	$y_p \cdot \sin \phi$ mm	h_G mm	$h_G \cdot \sin \phi$ mm	v dle (28) mm
33	1600	1341,87	800	435,71	1987	1082,20	695,39
36		1394,43		470,23		1167,93	596,73
39		1243,43		503,46		1250,46	496,43
42		1189,03		535,30		1329,56	394,77
45		1131,37		565,69		1405,02	292,04
48		1070,61		594,52		1476,63	188,50
51		1006,91		621,72		1544,19	84,40
54		940,46		647,21		1607,52	-19,85

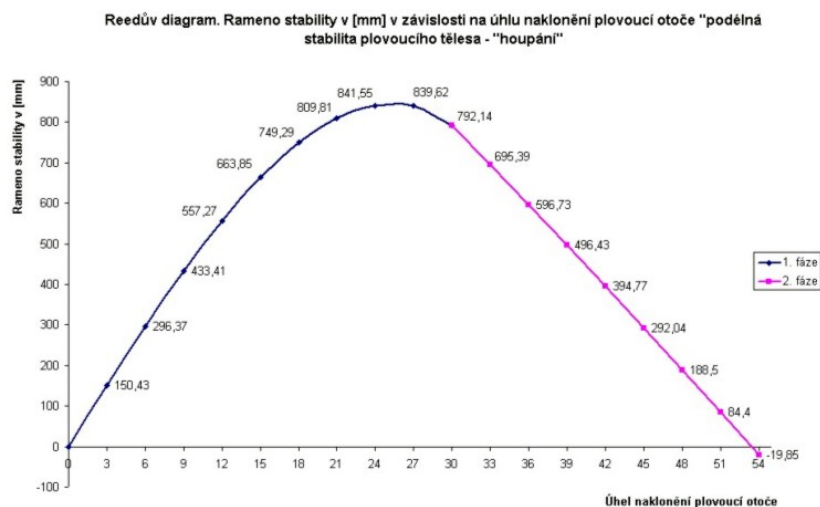
2. fáze začíná okamžikem celkového zanoření pravého plováku, nebo-li celkovým vynořením plováku levého ($\phi = \phi_1$ [deg]) a končí ztrátou stability.

Vzhledem k tomu, že od úhlu ϕ_1 [deg] naklonění plovákového tělesa je levý plovák plovoucího tělesa zcela vynořen (tzn. že zanořená plocha S_1 [m²] levého plováku, viz vztah (2.9), je nulová), je vzdálenost y_L [m] těžiště výtlaku V_L levého plováku od roviny spojující tečny nejnižších bodů plováků plovákového tělesa, nulová a vzdálenost x_L [m] těžiště výtlaku V_L levého plováku od svislé osy souměrnosti plovákového tělesa je rovněž nulová.

Současně při úhlu ϕ_1 [deg] naklonění plovákového tělesa je pravý plovák plovoucího tělesa zcela zanořen (tzn. že zanořená plocha S_2 [m²] pravého plováku, viz vztah (10), nabývá při úhlu $\beta = 2 \cdot \pi$ [rad] = 360 [deg], právě velikosti celkové plochy S [m²] popsané vztahem (2)). Vertikální vzdálenost y_P [m] těžiště výtlaku V_P pravého plováku od roviny spojující tečny nejnižších bodů plováků plovákového tělesa je konstantou a nabývá velikosti,

viz (30).

$$y_P = \frac{d}{2} \text{ [m]} \quad (30)$$



Obr.9. Reedův diagram plovoucí otoče tvořené plováky válcového tvaru

Horizontální vzdálenost x_P [m] těžiště výtlaku V_P (zcela zanořeného) pravého plováku od svislé osy souměrnosti plovákového tělesa je možno dle obr.8 stanovit prostřednictvím vztahu (31).

$$x_P = \frac{l}{2} + \frac{d}{2} \text{ [m]} \quad (31)$$

Výpočet rameno stability v [m] je možno pro úhel náklonu $\phi = \phi_1 \div \phi_{\max}$ [deg]) stanovit dle vztahu (28).

3. Závěr

V tab. 1 jsou uvedeny vyčíslené hodnoty velikostí souřadnic $[x_v, y_v]$ těžiště výtlaku V a rameno stability v [m] v závislosti na úhlu naklonění plovoucího tělesa.

Hodnoty uvedené v tab. 2 vypočítané v programu Mathcad Professional 2000 jsou uloženy v [3, na přiloženém CD v příloze č.3].

Velikost rameno podélné stability v [mm], viz tab.1 a tab.2, (výpočet je proveden dle vztahu (28) prostřednictvím programu Mathcad 2000 Professional) na úhlu ϕ [deg] naklonění plovoucí otoče, tvořené plováky válcového tvaru, uvádí obr.9.

Z obr.9 je zřejmé, že přibližně do úhlu naklonění plovoucího tělesa $\phi = 18$ deg rameno podélné stability v [mm] lineárně narůstá, pak se průběh začíná ohýbat. V poloze $\phi \cong 24$ deg je rameno podélné stability maximální ($v_{\max} = 841,55$ mm), následně rameno podélné stability klesá $\phi \cong 30$ deg k nule. Přesáhne-li plovoucí těleso naklonění maximální hodnotu $\phi_{\max} = 53$ deg dochází ke ztrátě stability a plovoucí otoč se neřízeným pohybem převrátí.

Grafický průběh rameno stability v [mm] na úhlu naklonění ϕ [deg] je rovněž sestaven v programu Microsoft Excel a je uložen na přiloženém CD v [3, příloha č.4].

4. Literatura

- [1] Bartsch, H., J.: Matematické vzorce. SNTL Praha 1983.
- [2] Závěrečná zpráva projektu VaV ČBÚ P.č. 62-08 za 3. čtvrtletí 2009 etapy č. 4 pod názvem „Dynamická stabilita, ověření stability v provozních podmínkách“. Ostrava, září 2009.
- [3] Závěrečná zpráva projektu VaV ČBÚ P.č. 62-08 za 4. čtvrtletí 2009 etapy č. 5 pod názvem „Formulace metodiky výpočtu plovatelnosti a stability“. Ostrava, listopad 2009.

Recenzent: prof. Ing. Jaromír Polák, CSc.

LOGISTIKA A HEURISTICKÝ VÝBER DOPRAVNÉHO SPOJENIA PRI CESTOVANÍ MHD

Daniel KACHMAN⁷

Kľúčové slová: mestská hromadná doprava, dopravná sieť, logistika

Abstrakt: Článok sa zaoberá heuristickým prístupom pri výbere vhodného dopravného spojenia cestujúcim zo zdroja do cieľa jeho cesty. Ako dopravná sieť bola zvolená časť dopravnej siete MHD Košice, na ktorej boli skúmané jednotlivé dopravné linky a ich vzájomná náväznosť v dopravných uzloch.

1. Úvod

Hlavnou úlohou každého dopravného podniku v hociktorom meste je zabezpečiť pravidelnú mestskú hromadnú dopravu osôb. Na hromadnej osobnej doprave, ktorá musí zabezpečiť všetky nutné prepravné požiadavky, závisí funkcia celého osídleného územia a miest. V podmienkach rastúcich prepravných požiadaviek a nárokov na rozvoj oblastí a miest, zvlášť na zachovanie a zlepšenie životného prostredia, vystupuje do popredia nutnosť dobrej koordinácie činností v celom dopravnom systéme. Stále väčší rast koncentrácie osídlenia, vznik ďalších veľkých mestských aglomerácií a rozvoj individuálneho motorizmu vyvolávajú stále väčšie nároky na hromadnú osobnú dopravu. Z tohto dôvodu je potrebné aplikovať logistiku na systém riadenia dopravy v mestách, aby nedochádzalo ku kolapsom v doprave a aby sa znížilo zaťaženie na environment.

2. Postup cestujúceho pri výbere vhodného dopravného prostriedku pre cestovanie po dopravnej sieti

Pre cestujúceho, ktorý využíva mestskú hromadnú dopravu je typickým znakom to, že si vždy vyberá také dopravné spojenia, pri ktorých nemusí prestupovať a ktorými sa do cieľa svojej cesty dostane čo najrýchlejšie. V prípade, že takýto spoj neexistuje, tak si cestujúci vyberá dopravné spojenia s čo najmenším počtom prestupov a za čo najkratší čas. Z toho dôvodu by mal aj dopravný podnik plánovať dopravné linky tak, aby mali na seba v dopravných uzloch náväznosť a aby straty času cestujúceho na čakanie dopravného prostriedku pri prestupe z jednej linky na druhú linku boli čo najmenšie. Len vtedy bude cestujúci spokojný a nebude sa snažiť hľadať iné spôsoby dopravy za účelom svojej cesty. Cestujúci ak má byť spokojný s mestskou hromadnou dopravou, tak doprava by mala byť v prvom rade spoľahlivá, bezpečná, pomerne rýchla a za prijateľnú cenu.

V meste si cestujúci vo väčšine prípadoch vyberá dopravné spojenia MHD heuristickým prístupom t.j., že cestujúci nepozná čas odchodu dopravného prostriedku a zisťuje si ho až pri príchode na zastávku. Je to spôsobené tým, že verejná hromadná doprava osôb je pravidelná s pomerne vysokou intenzitou.

3. Popis siete dopravných liniek a zadanie úlohy

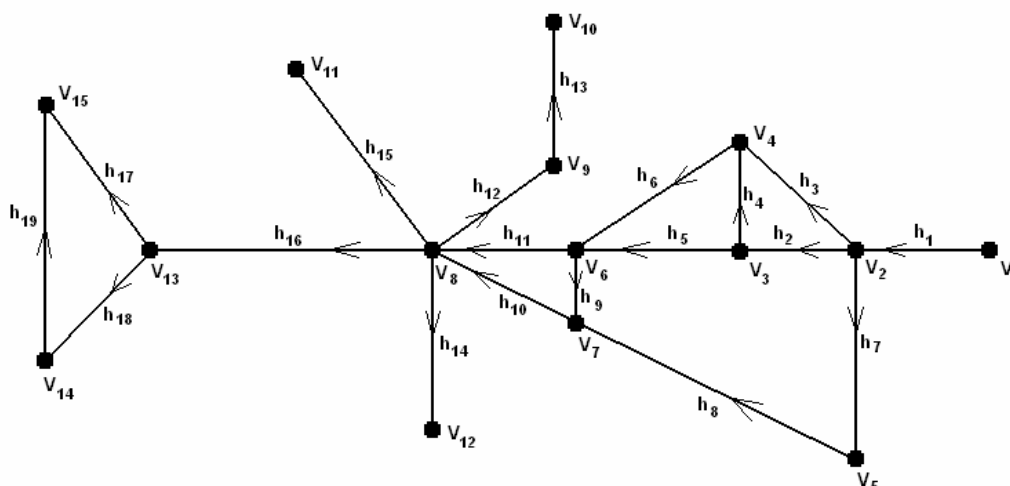
Dopravná sieť hromadnej osobnej dopravy je sieť dopravných ciest, po ktorých sú vedené pravidelné dopravné linky. V jednoduchosti si môžeme dopravnú sieť predstaviť ako graf $G=(V, H)$, kde $V=\{v_1, v_2, \dots, v_n\}$ je množina vrcholov, ktoré nám predstavujú na dopravnej sieti množinu zastávok, a $H=\{h_1, h_2, \dots, h_m\}$ nám predstavuje množinu hrán, t.j. množinu existujúcich priamych spojení medzi dvojicami vrcholov.

Dopravná linka je fyzicky daná trasa na dopravnej ceste vymedzená technickými parametrami, konečnými a medziľahlými zastávkami. Tak ako dopravná sieť, aj množina dopravných liniek $L=\{L_1, L_2, \dots, L_n\}$ vytvára orientovaný graf. Každá linka je daná množinou

⁷ Ing. Daniel Kachman, Technická univerzita Košice, Strojnícka fakulta, Katedra konštruovania, dopravy a logistiky, Letná 9, 042 01 Košice, tel.: +421 55 602 2371, e-mail: daniel.kachman@tuke.sk

vrcholov a hrán, čiže $L_k = \{V_k, H_k\}$, kde $V_k = \{v_i^k \in V; (v_0^k, v_1^k, v_2^k, \dots, v_l^k)\}$ je sled v grafe G , $v_i^k \neq v_j^k$ a $H_k = \{h_i^k, i=1,2,\dots,l\}$. Číslo „l“ znamená počet zastávok na linke L_k . [1], [2], [3].

Na obr.1 je daný orientovaný graf dopravnej siete $G = (V, H)$, ktorý je tvorený sieťou dopravných liniek $L = (L_1, L_2, \dots, L_{11})$. Postupnosť vrcholov a hrán, ktoré nám tvoria jednotlivé linky a linkový interval dopravy τ_k sú znázornené v tab.1. Našou úlohou bolo nájsť najkratšiu cestu z počiatočného vrcholu V_1 do konečných vrcholov V_{10} , V_{11} , V_{14} a V_{15} pri zadaných počiatočných podmienkach.



Obr.1. Dopravná sieť

Linky L_1 , L_6 , L_7 , L_8 a L_{11} sú autobusové linky a linky L_2 , L_3 , L_4 , L_5 , L_9 a L_{10} sú električkové linky. Keďže sa vyskytujú situácie, kedy pri súbežných autobusových a električkových trasách nie je vždy rovnaký čas medzi zastávkami, je preto potrebné brať do úvahy aj túto skutočnosť a voliť čo najmenší čas na prepravu.

Tab.1 Postupnosť vrcholov a hrán pre jednotlivé linky

Linka	Postupnosť vrcholov a hrán	Linkový interval dopravy τ_k [min]
L_1	$v_1, h_1, v_2, h_3, v_4, h_6, v_6, h_{11}, v_8, h_{14}, v_{12}$	60
L_2	$v_1, h_1, v_2, h_2, v_3, h_4, v_4$	20
L_3	$v_1, h_1, v_2, h_2, v_3, h_5, v_6, h_{11}, v_8, h_{16}, v_{13}, h_{18}, v_{14}$	60
L_4	$v_1, h_1, v_2, h_2, v_3, h_5, v_6, h_9, v_7$	15
L_5	v_1, h_1, v_2, h_7, v_5	20
L_6	$v_2, h_3, v_4, h_6, v_6, h_{11}, v_8, h_{16}, v_{13}, h_{17}, v_{15}$	30
L_7	$v_2, h_3, v_4, h_6, v_6, h_{11}, v_8, h_{15}, v_{11}$	60
L_8	$v_2, h_3, v_4, h_6, v_6, h_{11}, v_8, h_{12}, v_9, h_{13}, v_{10}$	60
L_9	v_5, h_8, v_7	15
L_{10}	$v_7, h_{10}, v_8, h_{16}, v_{13}, h_{18}, v_{14}$	60
L_{11}	v_{14}, h_{19}, v_{15}	30

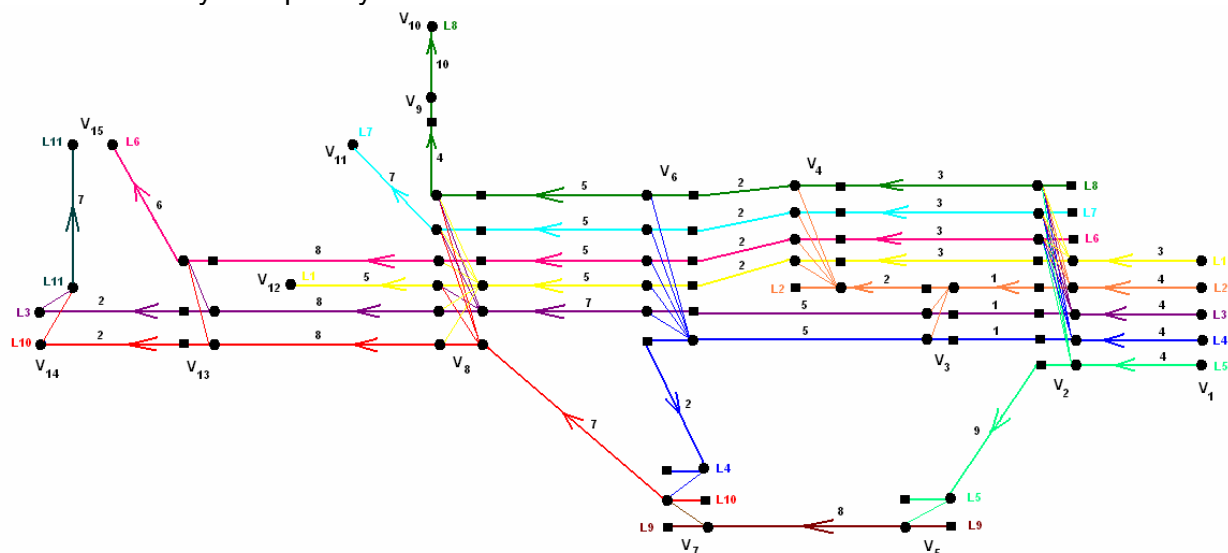
4. Výber vhodného dopravného uzla na prestup cestujúceho

Pre výber vhodného dopravného uzla na dopravnej sieti bolo potrebné preskúmať všetky možné kombinácie prestupov v jednotlivých uzloch a na základe nami zadefinovaných kritérií stanoviť najvhodnejší dopravný uzol pre prestup cestujúceho z jedného dopravného prostriedku na druhý. V našom prípade spomínané kritériá sú:

- minimálny počet prestupov zo zdroja do cieľa cesty cestujúceho,
- v prípade prestupu z jedného dopravného prostriedku na druhý, aby čas čakania na

dopravný prostriedok v dopravnom uzle bol čo najmenší.

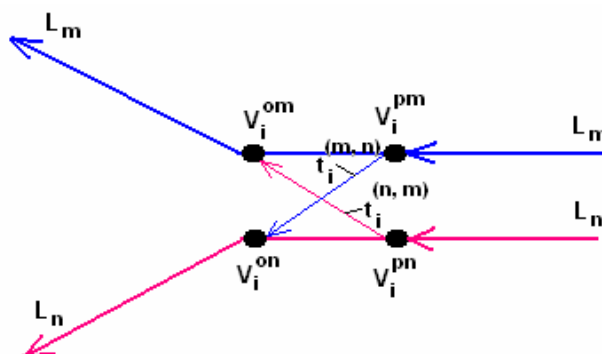
V prvom rade si musíme zadať počiatočné podmienky. Budeme mať danú množinu autobusových a električkových liniek, na ktorej budeme skúmať dobu premiestnenia cestujúceho zo zdroja do cieľa jeho cesty s minimálnym počtom prestupov a za čo najkratšiu dobu. Vzdialenosti medzi jednotlivými zastávkami budú vyjadrené v čase [min.] a graf bude upravený tak, aby v dopravných bodoch (prestupných zastávkach) boli zohľadnené časy prestupov medzi jednotlivými linkami. Na obr.2 je znázornená upravená dopravná sieť s rozlíšením všetkých dopravných liniek.



Obr.2. Upravený graf dopravnej siete

Keďže sme sa zaoberali náhodným príchodom cestujúceho na zastávku a cestujúci nepozná CP, potom cestujúci prichádza na zastávku s rovnakou pravdepodobnosťou ako spoj na linke.

Doba príchodu spoja na linke zodpovedá rovnomernému rozdeleniu na intervale $(0, \tau_k)$. Pre náhodnú veličinu „x“ tohto rozdelenia je charakteristická hustota rozdelenia $f(x) = \frac{1}{\tau_k}$, pre $x \in (0, \tau_k)$, a $f(x) = 0$ pre ostatné x. Ak predpokladáme, že sa presne dodržiava cestovný poriadok, potom strednú hodnotu tejto náhodnej veličiny, ktorá sa rovná hodnote $\frac{\tau_k}{2}$ budeme používať pre dobu čakania na linku L_k na ľubovoľnej zastávke tejto linky.



Obr. 3. Úprava grafu v uzle pri rozbiehajúcich linkách

Na obr.3 je názorná ukážka pri úprave grafu v dopravnom uzle pre dve linky, ktoré sa rozbiehajú. Vrchol V_i , v ktorom sa stretávajú a rozchádzajú linky L_m a L_n rozdělíme pre každú

linku na dva vrcholy V_i^p a V_i^o . Dobu čakania pri prestupe z linky „n“ na linku „m“ predstavuje spojnice medzi vrcholmi V_i^{pn} a V_i^{om} s označením $t_i^{(n,m)}$ a jej hodnota bude rovná $\frac{\tau_m}{2}$. Tak

isto bude platiť aj pre dobu čakania pri prestupe z linky „m“ na linku „n“, že $t_i^{(m,n)} = \frac{\tau_n}{2}$ [2].

V tab.2 je zobrazená názorná ukážka zostavenia všetkých možných kombinácií spojov z vrcholu V_1 do vrcholu V_{10} pre danú dopravnú sieť. Tým istým spôsobom sme si zhotovili tabuľky pre skúmanie najkratšej cesty z počiatočného vrcholu V_1 do vrcholov V_{11} , V_{14} a V_{15} .

Tab.2 Kombinácie spojov z vrcholu V_1 do V_{10}

Počet spojov	Počet prestupov	Celkový čas prepravy [min]	Priemerný čas čakania na 1. spoj [min]	Celkový čas čakania na všetky spoje [min]	Čistý čas prepravy [min]	Názov spoja	Dopravný uzol
2	1	57	30	60	27	L1 - L8	V2
2	1	58	10	40	28	L2 - L8	V2
2	1	58	30	60	28	L3 - L8	V2
2	1	58	7,5	37,5	28	L4 - L8	V2
2	1	58	10	40	28	L5 - L8	V2
2	1	58	10	40	28	L2 - L8	V4
2	1	59	7,5	37,5	29	L4 - L8	V6
2	1	57	30	60	27	L1 - L8	V8
2	1	61	30	60	31	L3 - L8	V8
4	3	109,5	10	77,5	42	L5-L9-L10-L8	V5-V7-V8

Pozn.: Pod pojmom „celkový čas prepravy“ máme na mysli čas od nastúpenia cestujúceho do dopravného prostriedku v zdroji jeho cesty V_1 až po čas vystúpenia z dopravného prostriedku v cieľi jeho cesty V_{10} , V_{11} , V_{14} alebo V_{15} . Čistý čas prepravy je doba, počas ktorej sa cestujúci nachádza v dopravnom prostriedku.

5. Záver

Skúmaním bolo zistené, že pre cestujúceho, ktorý cestuje z počiatočného vrcholu V_1 do hociktorého z uvažovaných cieľov jeho cesty sa zo všetkých možných prestupných uzlov javí ako najlepší na prestup vrchol V_2 . Až na jeden prípad (kedy bolo priame spojenie zo zdroja do cieľa cesty) bolo nutné aspoň jedno prestupovanie v dopravnom uzle. Tiež bolo zistené, že z hľadiska celkového času čakania na spoje pre všetky skúmané cieľové destinácie sa javila ako najvhodnejšia kombinácia spojov so spojmi na linke L_4 , nakoľko linkové intervaly na tejto linke boli zo všetkých intervalov najkratšie. Je potrebné si uvedomiť, že s narastajúcim počtom prestupov sa zvyšuje aj celkový čas prepravy a tým sa záujem cestujúceho o takúto dopravu znižuje.

6. Literatúra

- [1] Surovec, P.: *Hromadná osobná doprava*. Žilina, Žilinská univerzita, 2007, ISBN 978-80-8070-686-9.
- [2] Branická, M. - Stacho, M.: *Model MHD a optimalizácia času premiestnenia cestujúceho*. Doprava a spoje - elektronický časopis, Žilinská univerzita, 2007, ISSN 1336-7676.
- [3] <http://frcatol.fri.uniza.sk/users/paluch/grafy.pdf>

Recenzent: doc. Ing. Jozef Kulka, PhD.

NÁVRH A VÝPOČET HLAVNÉHO RÁMU NÁVESOVÉHO DOMIEŠAVAČA

Peter Kočiš⁸

Kľúčové slová: domiešavač, hlavný rám.

Abstrakt: Hlavnou úlohou je urobiť návrh hlavného rámu návesového domiešavača a tiež aj vykonať výpočet pomocou MKP v CosmosDesignStar 2007. Hlavný rám je súčasťou návesového domiešavača o objeme 12 m³, ktorý slúži na prepravu betónovej zmesi. Tento domiešavač je schopný prevádzky na cestách I. a II. triedy a po spevnených vozovkách.

1. Úvod

V dôsledku veľmi prudkého rozvoja vo stavebnom priemysle bolo nevyhnutné navrhnuť návesový domiešavač, ktorého objem bude 12 m³. Návrh domiešavača v spočíva v riešení týchto základných úloh ako sú:

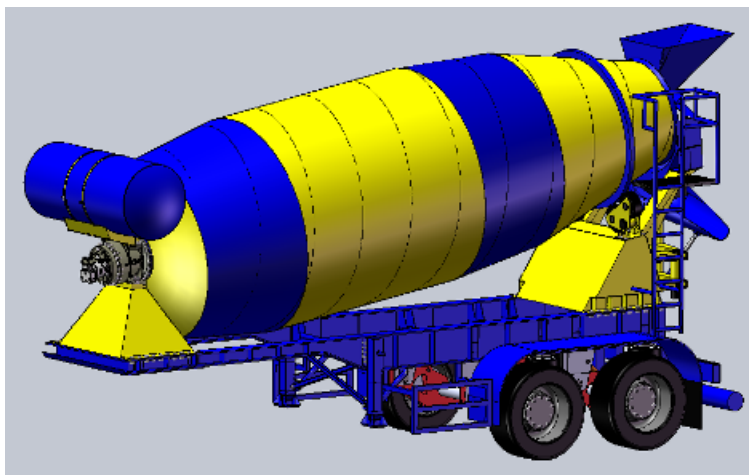
- proporcionálne rozmiestnenie hlavných častí návesového domiešavača, a ich pripojenie na hlavný rám domiešavača,
- uloženie bubna na zadný priečnik,
- návrh a výpočet hlavného rámu návesového domiešavača pomocou MKP.

Tento príspevok sa zameriava na úlohy spojené s návrhom hlavného rámu návesového domiešavača a jeho pevnostným výpočtom pomocou MKP.

Základné technické parametre:

- rozmery a objem bubna,
- objem vodnej nádrže: 750 dm³, a orientačné hmotnosti jednotlivých komponentov,
- orientačný rozmer návesového rámu: 8500 x 1600 mm,
- rozchod medzi nápravami 1310mm.

Pre pevnostný výpočet rámu návesového domiešavača bol použitý Cosmos/DesignSTAR 2007 (výpočet návesového rámu bol vykonaný podľa predpisu ADR - Európska dohoda o medzinárodnej cestnej preprave nebezpečných látok).



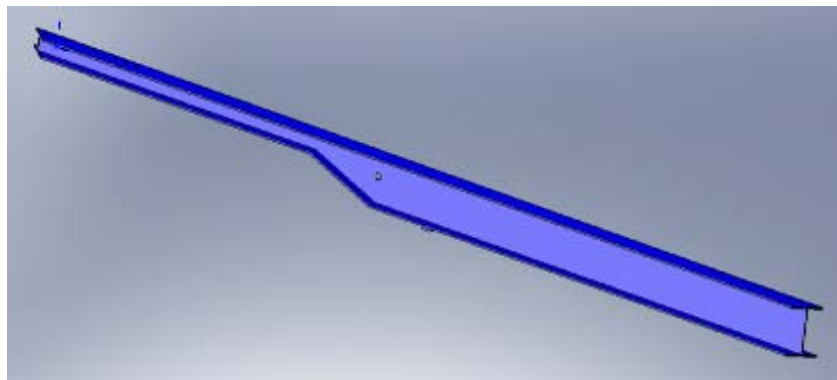
Obr. 1. Zobrazenie celého návesového domiešavača

2. Návrh hlavného rámu návesového domiešavača

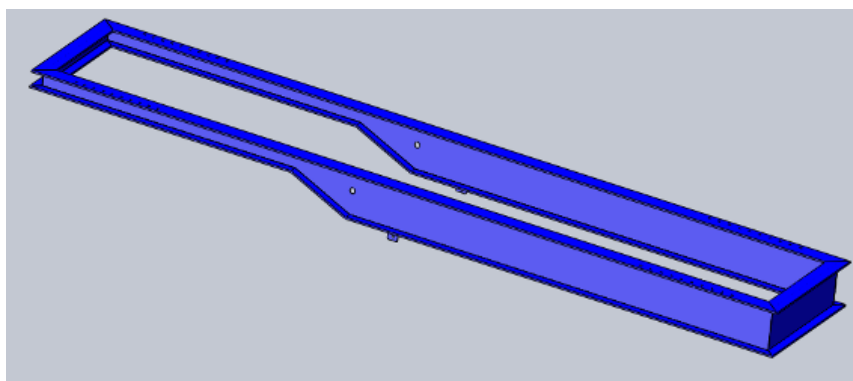
Hlavný rám je zhotovený z dvoch profilov tvaru I, ktoré sú od seba vzdialené 1292

⁸ Ing. Peter Kočiš, Katedra konštruovania, dopravy a logistiky, Strojnícka fakulta TU v Košiciach, Letná č. 9, 042 00 Košice, SK, e-mail: peter.kocis@tuke.sk

mm a sú určené podľa náprav. Stojiny profilu tvaru I sú z plechu, ktorého hrúbka je 4 mm. Tvar I profilu je znázornený na obr. 2, pričom jeho tvar je navrhovaný podľa rozmerov ťahača. Na tieto I profily sú privarené pásnice z plechu hrúbky 15 mm. Ich hlavnou funkciou je vytvorenie plochy pre umiestnenie náprav, nábehovej dosky a tiež slúži na prichytenie predného a zadného priečnika, ako aj spevnenie I profilu. Stojiny a pásnice sú spájané zvarom. Celková dĺžka hlavného nosníka rámu je 7060 mm. Nosník je zhotovený z materiálu 11523.



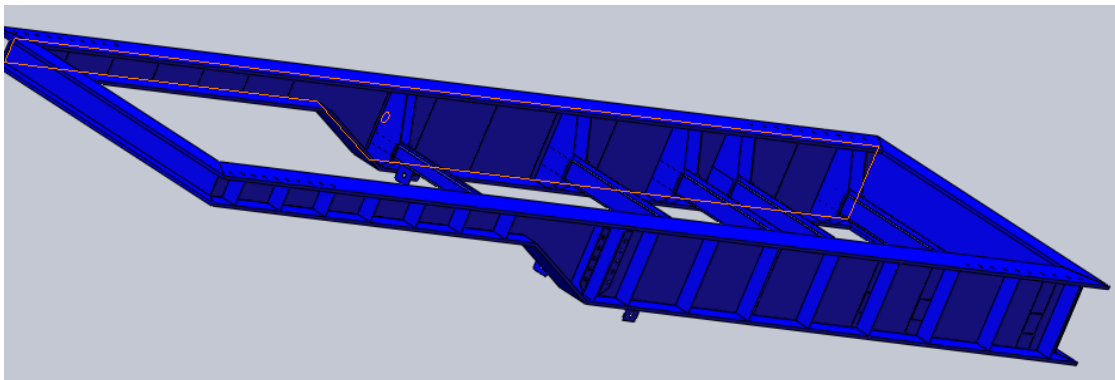
Obr. 2. Znázornenie hlavného profilu návesového rámu



Obr. 3. Znázornenie rámu domiešavača bez výstuh

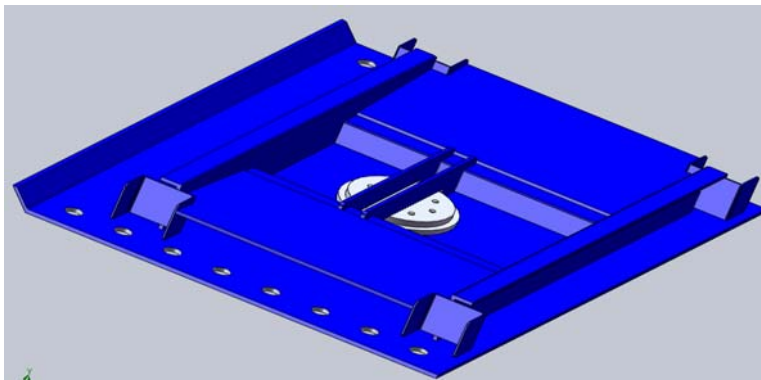
Tieto základné časti rámu domiešavača sú prepojené pomocou priečnikov štvorcového tvaru. Ich celkový počet je päť. Štyri priečniky sú umiestnené nad nápravami a jeden priečnik je umiestnený pri operných nohách. Na spojenie medzi priečnikmi a hlavnou časťou rámu sa použijú plechy s lemom, ktorých úlohou bude zosilniť a zvýšiť tuhosť spojenia.

Na vystuženie hlavnej časti rámu sa použili tzv. výstuhy, ktoré sú umiestnené medzi stojiny a pásnice rámu (obr. 4).

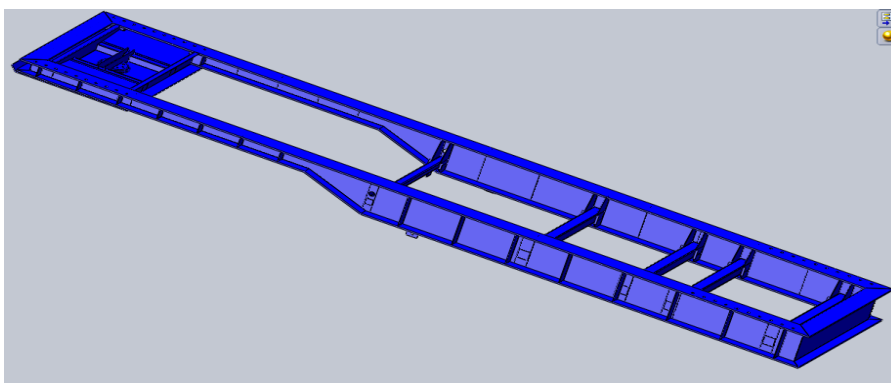


Obr. 4. Výstuhy na celom hlavnom ráme

Základnou súčasťou hlavného rámu návesového domiešavača je nábehová doska, ktorej úloha spočíva v pripojení návesu domiešavača s ťahačom. Táto nábehová doska je umiestnená v spodnej časti rámu na pásnici. V prednej časti je menší záhyb, ktorý napomáha k lepšiemu nábehu na ťahač. Nábehová doska je o hrúbke 12 mm. Vo vzdialenosti 500 mm je umiestnený otvor, v ktorom bude kráľovský čap. Nábehová doska je po dĺžke vystužená U profilom, a po šírke L profilom. Na okraji L profilu je U profil, ktorý je vsadený medzi pásnice rámu. Zväčšuje tuhosť rámu tiež zabraňuje pohybu L profilu (obr. 5). Celkový pohľad na návesový rám domiešavača je na obr. 6.



Obr. 5. Nábehová doska

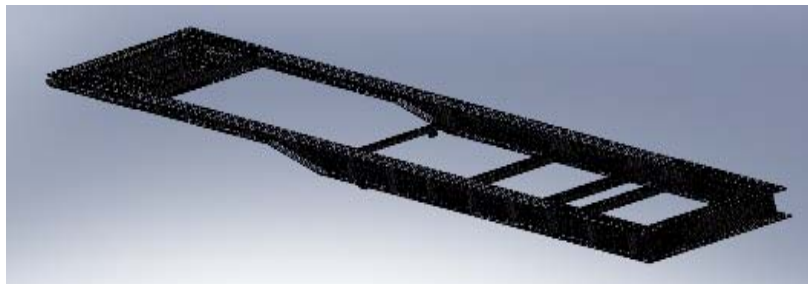


Obr. 6. Celkový pohľad na návesový rám

3. Výpočet hlavného rámu domiešavača pomocou MKP

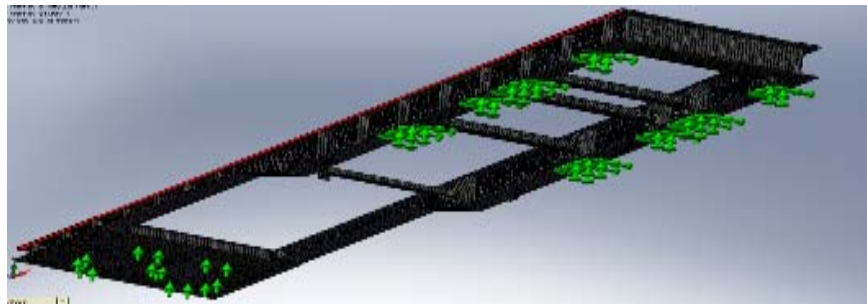
Pre výpočet návesového rámu bol použitý Cosmos/DesignSTAR 2007. Vzhľadom na tvar, uloženie a zaťaženie konštrukcie nebolo možné ju pri výpočte idealizovať ako prúťovú alebo škrupinovú konštrukciu. Bol použitý oveľa realistickejší výpočtový model, uvažujúci skúmaný rám ako trojrozmerné teleso. Pri výpočte MKP sa teleso nahradzuje súborom trojrozmerných telesových konečných prvkov. V tomto prípade sa môžu použiť telesové konečné prvky a to TETRA4 alebo TETRA10, ktoré sa odlišujú počtom uzlov a tvarom. Vzhľadom na zložitosť konštrukcie, ktorej počet uzlov je 10, sa použili TETRA10 a tvar je štvorsten.

Sieťovanie:



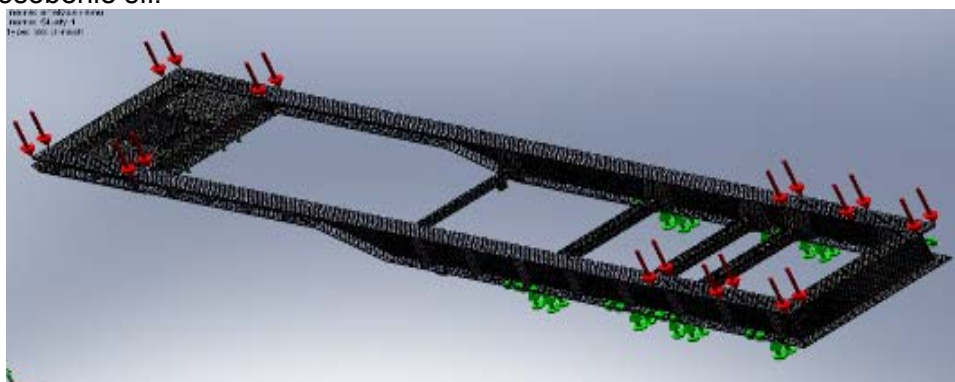
Obr. 7. Pohľad na osieťovaný rám domiešavača

Uchytenie rámu:



Obr. 8. Pohľad na väzby rámu

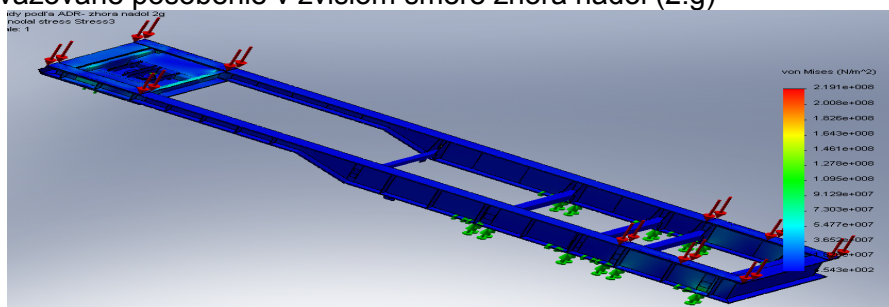
Pôsobenie síl:



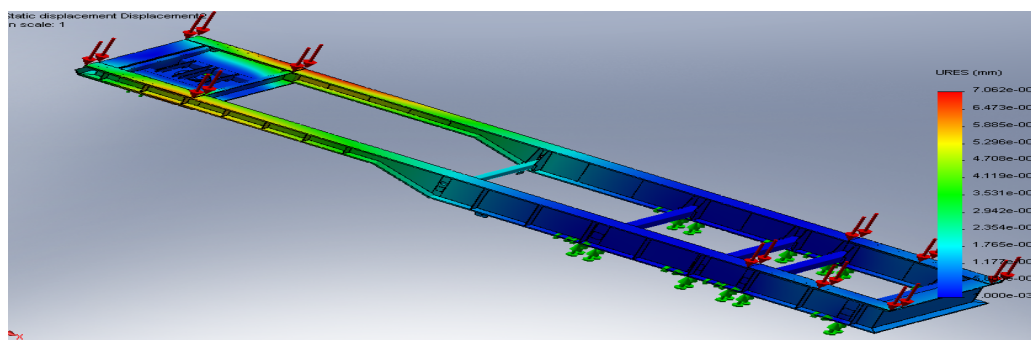
Obr. 9. Pohľad na rozloženie zaťažujúcich síl na ráme

Výpočet návesového rámu daný predpisom ADR - Európska dohoda o medzinárodnej cestnej preprave nebezpečných látok.

a) Uvažované pôsobenie v zvislom smere zhora nadol (2.g)

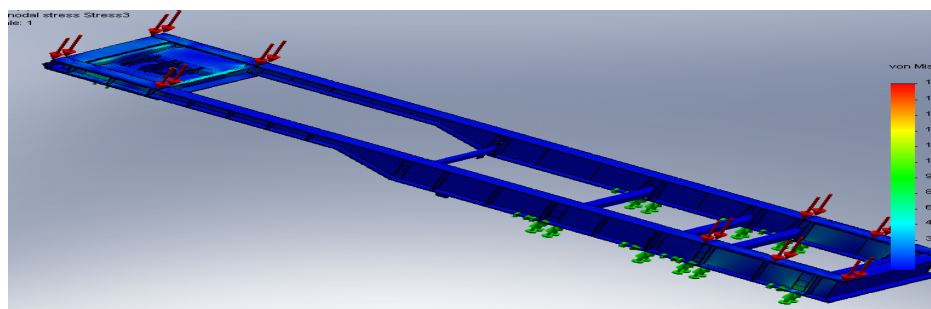


Obr. 10. Celkový pohľad na návesový rám (2.g zhora nadol) - napätia

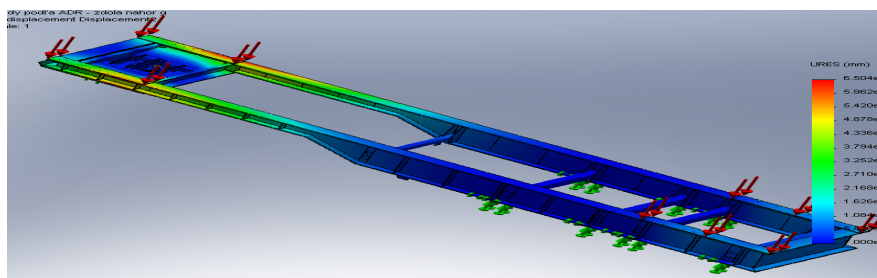


Obr. 11. Celkový pohľad na návesový rám (2.g zhora nadol) - posunutia

b) Uvažované pôsobenie v zvislom smere zdola nahor (g).

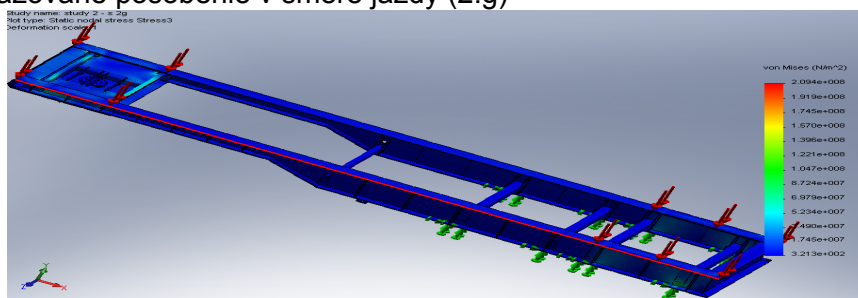


Obr. 12. Celkový pohľad na návesový rám (g zdola nahor) - napätia

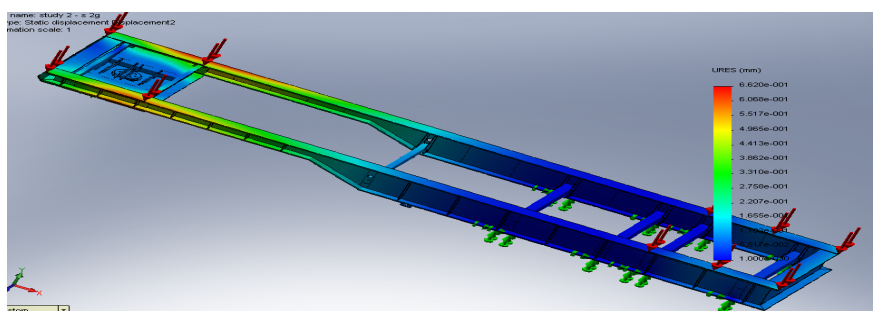


Obr. 13. Celkový pohľad na návesový rám (g zdola nahor) - posunutia

c) Uvažované pôsobenie v smere jazdy (2.g)

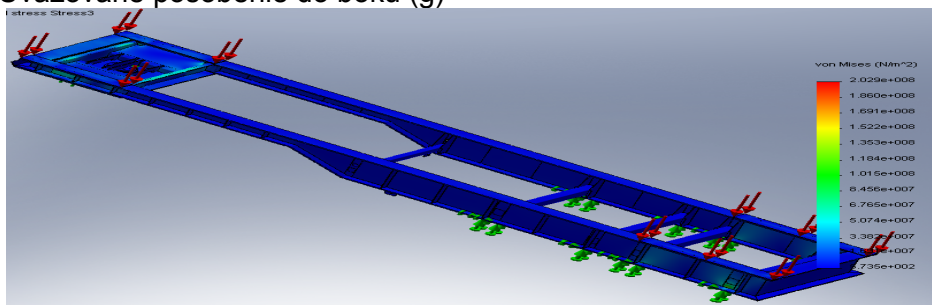


Obr. 14. Celkový pohľad na návesový rám (v smere jazdy 2.g) - napätia

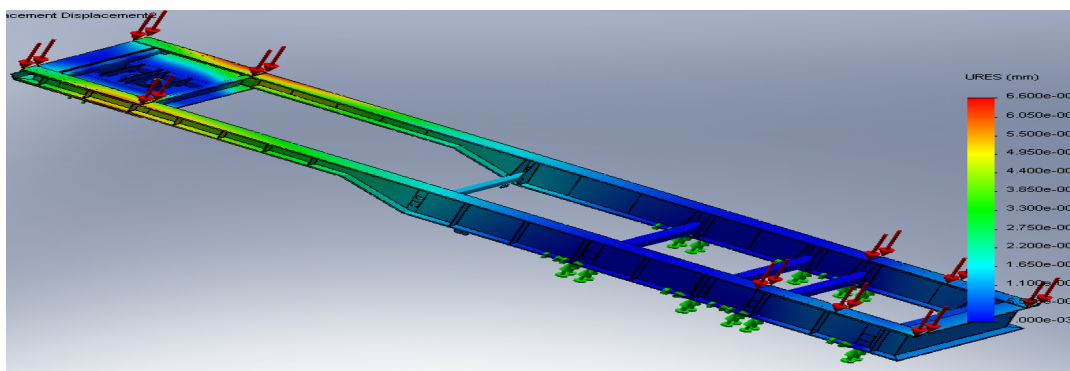


Obr. 15. Celkový pohľad na návesový rám (v smere jazdy 2.g) - posunutia.

d) Uvažované pôsobenie do boku (g)



Obr. 16. Celkový pohľad na návesový rám (do boku g) -napätia



Obr. 17. Celkový pohľad na návesový rám (do boku g) - posunutia

Hodnotenie výsledkov výpočtu MKP pre ADR:

Materiál 11523, pre tento materiál je dovolená medza klzu $R_e = 355$ MPa. Všetky namáhania boli menšie ako je medza klzu:

- a) zaťaženie zhora nadol (2g): napätie = 219,1 MPa, posunutie = 0,706 mm,
- b) zaťaženie zdola nahor (g): napätie = 196,2 MPa, posunutie = 0,6504 mm,
- c) zaťaženie v mere jazdy: napätie = 209,3317 MPa, posunutie = 0,6619 mm,
- d) zaťaženie do boku: napätie = 202,9339 MPa, posunutie = 0,66 mm.

4. Záver:

V tomto príspevku bolo v skratke popísané zhotovenie hlavného rámu domiešavača. Pomocou MKP bol urobený výpočet hlavného rámu návesu, kde výpočet je vykonaný variantným spôsobom. Voľba druhov zaťažení dostatočne pokrýva škálu možných prípadov vyskytujúcich sa v skutočnej prevádzke návesového domiešavača. Návesový domiešavač spĺňa podmienky prevádzky po cestách I. a II. triedy a po spevnených vozovkách.

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.

5. Literatúra:

- [1] KUBÍN, K., IVANČO, V., KOSTOLNÝ K.: Program COSMOS/M, Košice 2000.
- [2] JEŘÁBEK, K., HELEBRANT, F., JURMAN, J., VOŠTOVÁ, V.: Stroje pro zemní práce, Silniční stroje, Ostrava 1996.
- [3] HOREJŠÍ, Jiří, ŠAFKA Ján a kolektív: Statické tabulky.
- [4] FEDORKO, G., MALINDŽÁK, D., TALIAN, J.: Analýza procesu betonáže na stavbe pomocou diskretného simulačného modelu. In: Logistika v teorii a praxi: sborník příspěvků z mezinárodní vědecké konference vydaný v rámci řešení projektu: Uherské Hradiště, 2010. - Uherské Hradiště : Ústav logistiky, 2010. - ISBN 978-80-7318-939-6. - P. 3-10.

Recenzent: doc. Ing. Jozef Kulka, PhD.

INDOOR ENVIRONMENT SAFETY AND OTHER IMPORTANT ASPECTS OF LOAD SLINGER PROFESSION WITH REGARD TO SPECIFICITY OF ATTACHMENT AND LIFTING EQUIPMENT

Melichar KOPAS⁹, Alena PAULIKOVÁ¹⁰

Key words: load slinger, working environment, physical and psychical load, attachment devices, lifting equipment.

Abstract:

There are described in this paper some important aspects of load slinger profession with regard to specificity of attachment and lifting equipment, taking into consideration real workload of the load slinger, together with physical and psychical impacts during current operation in the tandem: crane operator - load slinger. Profession of the load slinger is comparable fully with profession of the crane operator, because both involved working persons are responsible personally for safe crane operation.

1. Introduction

The whole large group of hoisting machinery can be divided into three individual subgroups: cranes, hoisting mechanisms and lifts. This division is a well-known fact, taking into consideration the general systemization and classification of transport and handling machines.

In the framework of the hoisting machines just the cranes are representing the most important category, which is distinguished by its large variety of structural design. There are known various kinds of cranes, for example: bridge cranes, portal cranes, arm cranes, pillar cranes, tower cranes, mobile cranes and others.

All the cranes are taking a special position among other transport and handling machines. This special post of them is emphasized also in a legislative form, because the cranes are categorized into the so-called "Earmarked Technical Equipment" with a high or higher level of danger and they are having a considerable impact on the service staff, [1].

2. Attachment and Lifting Equipment

The principal problem of attachment and lifting of loads is the right choice of a suitable method for creation of a safe and practical connection between the load and the crane hook. There is at disposal a large group of attachment and lifting means that enable to attach load to the crane hook or gripping of load using special segments.

Classification of the attachment and lifting equipment is as follows, [2]:

2.1 Attachment Devices

The attachment devices are specified for joining of the load with the crane hook by means of a connecting, i.e. binding interlink, which is subjected to tension.

I. Wire rope slings – these binding (attachment) wire ropes are suitable for attachment of round-shaped loads or banded materials. They are made from the steel wire ropes, Fig.1.

II. Sling chains – thanks to their robustness the steel binding (attachment) chains are applied for attachment of loads in such situations, where the binding steel wire ropes cannot be used due to various reasons, e.g. hard operational conditions, high temperatures or sharp-edged loads, Fig.2.

III. Textile attachment device made from chemical fibres - these flat belts are suitable

⁹ **M.Sc. Melichar Kopas**, Mechanical Engineering Faculty, TU in Košice, Department of Machine Design, Transport and Logistics, Letná 9, 042 00 Košice, the Slovak Republic, tel.: +421 55 6022522, fax: +421 55 6022507, e-mail: melichar.kopas@tuke.sk

¹⁰ **Assoc. prof. M.Sc. Alena Pauliková, Ph.D.**, Mechanical Engineering Faculty, TU in Košice, Department of Environmental Studies and Control Process, Park Komenského 5, 041 87 Košice, the Slovak Republic, tel.: +421 55 6022721, e-mail: alena.paulikova@tuke.sk

especially for attachment of loads with smooth, machined surfaces that mustn't be damaged. They are made from chemical fibres, like PA, PE and PP, Fig.3.

IV. *Textile ropes* – are applied analogous to the textile belts, i.e. they have the same utility attributes and they are made from the same kind of material.



Fig.1 Attachment ropes [7]



Fig.2 Attachment chain [7]



Fig.3 Attachment belts [7]

2.2 Lifting Technology

Lifting technology equipment enables hoisting of loads in the case of complicated external shapes of loads, in the event of enormous load weight or if application of the standard attachment devices is problematic or not safe enough, eventually it is inefficient.

The most widely used lifting technology facilities are:

C-hooks for coil handling, Fig.4,

Self-locking grabs, Fig.8,

Spreader beams, Fig.5,

Load handling magnets, Fig.9,

Self-locking lifting clamps, horizontal, Fig.6 and vertical, Fig.7.



Fig.4 C-hook, [3]



Fig.5 Spreader beam, [3]



Fig.6 Self-locking lifting clamp, horizontal, [3]



Fig.7 Self-locking lifting clamp, vertical, [3]



Fig.8 Self-locking grab, [3]



Fig.9 Load handling magnet, [3]

Principal overview of the attachment devices and lifting equipment is presented on the Fig.10:

1 - „Symbiosis“ Crane Operator Load Slinger

The load slinger is an unavoidable and irreplaceable co-operator of the crane-

operator during the current operation of crane, because he performs a direct connection of the load to the crane hook by means of the attachment devices and lifting technology equipment. Profession of the load slinger is important and responsible, because he has the final impact on the compactness and stability of the joining unit “load-hook” during the whole process of hoisting, transport and lodgement of the load by means of the crane, i.e. he has a direct impact on the safety of hoisting operation. Activity of the load slinger consists in a sequence of several logically following steps. They are illustrated on the Fig.11 in the form of an untraditional application of the Ishikawa's diagram.

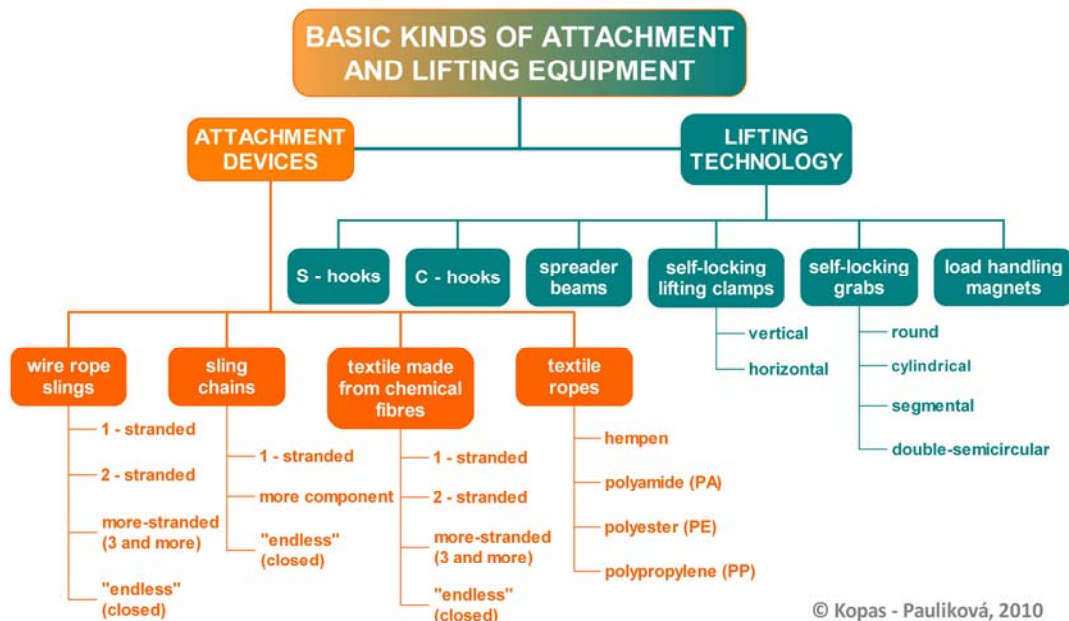


Fig.10 The most important types of attachment and lifting equipment

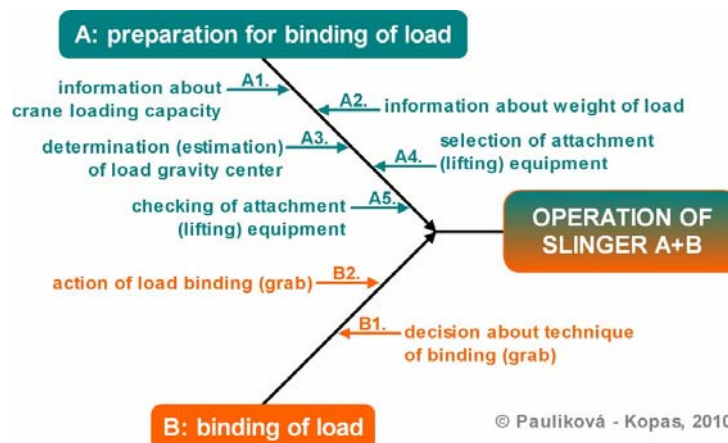


Fig.11 Sequence of the load slinger operational acts during the load binding process

The load slinger has to be educated also in the area of the so-called “forbidden operations” during binding of the load, e.g.:

- binding of loads, which are buried or frozen,
- binding of load using an inclined tension,
- binding of load through sharp edges,
- shortening of attachment devices by means of knotting or twisting,
- overloading of attachment devices and lifting equipment.

2 - Education and Training of Load Slingers

Extension of education and training of the load slingers is up to 20 hours. It contains legislative requirements concerning safety and health protection at work, labour inspection and relating questions. The next theoretical part of education fulfils special requirements that are determined for the *Group No.03* and they are concerning *safety and health protection at work with the so-called "Earmarked Technical Equipment – Lifting Equipment"* focused on:

- operation and service of lifting equipment with regard to the load slinger operational activities,
- attachment and binding of loads, including verbal communication and handy signalisation between the load slinger and the crane operator.

The next step, which follows after the theoretical part, is a practical training running 10 hours at least. It enables to verify theoretical knowledge and skills in real operation.

After this complex education, slingers have to pass an examination with the minimal limit 75% of correct answers at least. After a successful finishing of the whole training process, they obtain the "Certificate of Load Slinger".

In addition to the above-mentioned educational process, there are performed also updating schoolings lasting up to 8 hours at least, concerning changes in legislation and rules in the area of "Earmarked Technical Equipment" or taking into consideration new facts about safety and health protection at work, [4].

3. Workload of Load Slingers

Workload of the load slinger implements also a certain unavoidable risk level of health and life threat. This fact concerns not only the slingers himself, but also the crane operator, as well as other participating workers in the surrounding. During the process of the load binding there is an increasing probability of possible negative effect of the load slinger activity.

During the working process of load binding is important also a psychical workload factor, caused by a necessary requirement to be concentrated, careful and self-controlled during the whole process of active work operation. These circumstances desire an adequate level of professional knowledge, work discipline and rigorous keeping of rules relating to the safety and health protection at work, [5].

- Working process of the load slinger is connected often with a physical discomfort due to physical effort or unsuitable working position (bend forward, kneeling, crouching), as well as with unfriendly microclimatic conditions. Most frequently there is actual combination of the all above-mentioned factors.

- In the cease of some of building or industrial workplaces the load slingers are exposed not only to psychical and physical load, but also to another negative factors of working environment, for example dust, noise, heat or cold, [6].

4. Conclusion

Difficultness of the load binder profession is comparable fully with the profession of the crane operator taking into consideration physical and psychical preconditions. Even, if the load binder is working in open outside surrounding, it is more demanding, because he is exposed to the weather impacts. Neither in demanding situations he cannot reduce his concentration, because the improper binding or grabbing of load could cause the catastrophic consequence, i.e. unlocking of load from the crane hook.

There is described in this article an interaction among the three parts: load, attachment or lifting equipment and load slinger. There are analysed namely the most important technical and working influences acting on the interface "*man – load – technical equipment*", that are requiring a professionally prepared person with all necessary physical and psychical preconditions and resistance.

This paper was elaborated in the framework of the Project VEGA 1/0146/08 „Material Flows and Logistics, Innovative Processes in Design of Transport and Handling Machinery as Logistic Components“.

5. Literature:

- [1] Vyhláška č.508/2009 Ministerstva práce, sociálnych vecí a rodiny SR, ktorou sa ustanovujú podrobnosti na zaistenie bezpečnosti a ochrany zdravia pri práci s technickými zariadeniami tlakovými, zdvíhacími, elektrickými a plynovými, ktoré sa považujú za vyhradené technické zariadenia.
- [2] Bena, R., Matyáš, R. a kol.: Vázací prostředky. Vázání a přeprava břemen, učební text, PH Poradce, Ostrava, 2004.
- [3] www.rindt-nordgreif.de
- [4] Vyhláška č. 356/2007 Ministerstva práce, sociálnych vecí a rodiny SR, ktorou sa ustanovujú podrobnosti o požiadavkách a rozsahu výchovnej a vzdelávacej činnosti, o projekte výchovy a vzdelávania, vedení predpísanej dokumentácie a overovaní vedomostí účastníkov výchovnej a vzdelávacej činnosti.
- [5] Vyhláška č. 542/2007 Ministerstva zdravotníctva SR o podrobnostiach o ochrane zdravia pred fyzickou záťažou pri práci, psychickou a senzorickou pracovnou záťažou.
- [6] Nariadenie Vlády SR č. 357/2006 o podrobnostiach o faktoroch práce a pracovného prostredia vo vzťahu ku kategorizácii pracovných činností a o náležitostiach návrhu na zaradenie pracovných činností do kategórií z hľadiska zdravotných rizík.
- [7] www.pfeifer.de

MECHANICKÉ VLASTNOSTÍ DRÔTOV OCEĽOVÝCH LÁN ZDVÍHACÍCH ZARIADENÍ A ICH ŠTATISTICKÉ TESTY

Vieroslav MOLNÁR¹¹, Beáta STEHLÍKOVÁ¹², Peter MICHALIK¹³

Kľúčové slová: oceľové lano mechanické vlastnosti, štatistické metódy, kvalita, skúšky,

Abstrakt:

Mechanické vlastnosti drôtov oceľových lán určených pre zdvíhacie zariadenia sa zisťujú skúškami, ktoré sú predpísané príslušnými normami a predpismi. V nich sú stanovené minimálne hodnoty ohybov a krutov i maximálna a minimálna odchýlka od priemernej nosnosti. Pre hodnotenie kvality oceľových lán je výhodné využiť aj štatistické testy [2]. Príspevok sa zaoberá porovnaním dvoch oceľových lán s trojbokými prameňmi, pre ktoré sú vypočítané štatistické veličiny zamerané na porovnanie priemeru drôtov a počtu ohybov drôtov. Z hľadiska kvality je dôležitá homogenita týchto štatistických veličín, ktorá je pre hodnotené lano rôzna.

1. Úvod

Kvalita oceľových drôtov je ovplyvňovaná predovšetkým technológiou výroby drôtov. Kvalita oceľového lana je pre ich užívateľov jednou zo základných požiadaviek. Od jeho kvality a vlastností závisí životnosť, ktorá ovplyvňuje ekonomickú efektívnosť prevádzky oceľového lana. Kvalita oceľových lán závisí od kvality drôtov, z ktorých sú lano vyrábané. Najviac vyskytujúce sa nedostatky lanových drôtov, majúce následne vplyv na kvalitu oceľového lana sú [1]:

- veľký rozptyl pevnosti jednotlivých drôtov,
- veľké výkyvy hodnôt mechanických vlastností po dĺžke drôtu,
- v oceľových lanách majúcich drôty rôzneho priemeru majú jednotlivé priemery drôtov rôzne hodnoty mechanických vlastností,
- zlaňovaním drôtov sa znižuje počet ohybov a krutov drôtov, často dosahujúci len minimálny počet predpísaných hodnôt.

Na kvalitu oceľového lana vplývajú tiež ďalšie činitele. Z týchto rôznych a početných činiteľov sa v príspevku zameriame na problematiku hodnotenia priemeru drôtov a hodnotenie výsledkov skúšok oceľových drôtov lana na ohyb. Porovnáваме dve oceľové lano výberovej kvality rovnakej konštrukcie od toho istého výrobcu, ktoré pri skúškach na našom ústave vyhoveli požiadavkám príslušných noriem a predpisov, boli teda z hľadiska požiadaviek na kvalitu vyhovujúce pre prevádzkové využitie.

2. Technické parametre hodnotených lán

Hodnotené lano, označené písmenami X a Y, sú lano s trojbokými prameňmi vyrobené podľa normy STN 02 4362 [7]. Ich základné technické parametre sú nasledovné:

- konštrukcia lana 6(3+9+12+18)+v
- menovitý priemer lana 50 mm
- menovitý prierez lana 1036,68 mm²
- menovitá pevnosť drôtov 1770 MPa

¹¹ **doc. Ing. Vieroslav Molnár, PhD.**, Fakulta BERG TU v Košiciach, Ústav logistiky priemyslu a dopravy, Park Komenského 14, 043 84 Košice, Slovensko, Tel.: +421 55 602 31 43, e-mail: vieroslav.molnar@tuke.sk

¹² **Ing. Beáta Stehlíková, PhD.**, Fakulta BERG TU v Košiciach, Ústav logistiky priemyslu a dopravy, Boženy Němcovej 3, 043 84 Košice, Slovensko, Tel.: +421 55 602 51 70, e-mail: beata.stehlikova@tuke.sk

¹³ **Ing. Peter Michalik, PhD.**, Fakulta výrobných technológií so sídlom v Prešove, Katedra výrobných technológií, Bayerova 1, 080 01 Prešov, Slovensko, Tel.: +421 51 772 26 03, kl. 126, e-mail: peter.michalik@tuke.sk

- menovitá nosnosť lana 1835 kN
- priemer drôtov prvej vrstvy prameňov 1,90 mm
- počet drôtov prvej vrstvy prameňov 54
- priemer drôtov druhej vrstvy prameňov 2,50 mm
- počet drôtov druhej vrstvy prameňov 72
- priemer drôtov tretej vrstvy prameňov 2,50 mm
- počet drôtov tretej vrstvy prameňov 108
- celkový počet drôtov lana 234

3. Postup hodnotenia a štatistické výpočty vybraných parametrov drôtov

Testovanie štatistických hypotéz a odhad parametrov boli realizované pre hladinu významnosti $\alpha=0,05$. Namerané a vypočítané vybrané parametre drôtov (počet ohybov, priemer, nosnosť) pre menovité priemery drôtov prvej vrstvy 1,9 mm, pre menovité priemery drôtov druhej vrstvy 2,5 mm a pre menovité priemery drôtov tretej vrstvy 2,5 mm boli štatisticky spracované zvlášť.

Kroky hodnotenia:

- Namerané hodnoty všetkých vlastností 54 drôtov prvej vrstvy (6 prameňov po 9 drôtov), 72 drôtov druhej vrstvy (6 prameňov po 12 drôtov), 108 drôtov tretej vrstvy (6 prameňov po 18 drôtov) boli porovnávané s menovitými hodnotami testom zhody stredných hodnôt. Hypotézy: $H_0: \mu=\mu_0$; $H_1: \mu>\mu_0$, $H_1': \mu<\mu_0$.

- Na základe nameraných údajov bol odhadovaný interval spoľahlivosti pre strednú hodnotu.

- Pre jednotlivé vlastnosti bol na základe nameraných hodnôt hľadaný vhodný typ teoretického rozdelenia. Na overenie zhody s týmto rozdelením bol použitý jednovýberový Kolmogorov test [6]. Okrem toho bola pri predpokladanom normálnom rozdelení overovaná normalita prostredníctvom koeficientov zošikmenia a špicatosti.

- Kolmogorov-Smirnovov test zhody rozdelení podľa distribučnej funkcie bol použitý na porovnanie, či vlastnosť pre lano X a Y pochádzajú z rovnakého základného súboru. Výsledky boli potvrdzované Wilcoxonovým testom.

- Tento postup vychádza z úvahy, že výsledky meraní (234 meraní) tvoria štatistický súbor, ktorý je podmnožinou základného súboru. Aj napriek tomu, že merania boli realizované na všetkých 234 drôtoch lana, z nameraných údajov vypočítané hodnoty vlastností drôtov sú charakteristiky a nie parametre platné iba pre krátky úsek lana [4].

Meranie je podkladom pre štatistické odhady vlastností lana a pre testovanie štatistických hypotéz.

4. Výsledky a ich hodnotenie

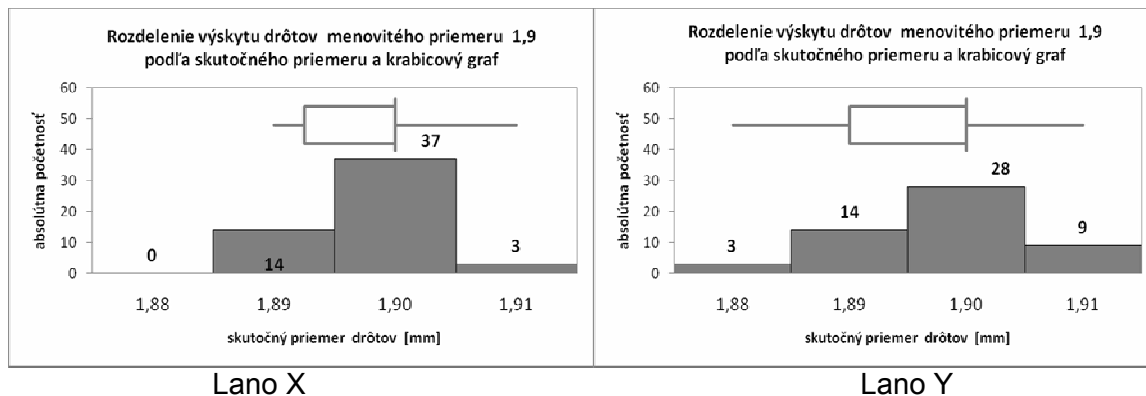
4.1. Priemer drôtov

Pre 54 drôtov prvej vrstvy s menovitým priemerom 1,9 mm (6 prameňov po 9 drôtov) boli odmerané skutočné priemery drôtov. Rozdelenie početností výskytu drôtov menovitého priemeru 1,9 mm podľa skutočného priemeru pre obidve lano je zobrazené na Obr. 1.

Tvar grafu na Obr. 1 pre lano X pre drôty s nominálnym priemerom 1,9 mm je dôvodom na zamietnutie hypotézy o zhode strednej hodnoty priemeru drôtov s nominálnou hodnotou. Napriek pomerne malému rozpätiu hodnôt, je počet drôtov s priemerom menším ako nominálna hodnota 14 a iba 3 drôty majú priemer väčší ako nominálna hodnota. Najmenší nameraný priemer bol 1,89 mm a najväčší 1,91 mm. Z tvaru grafu je možné sa domnievať, že rozdelenie môže byť považované za normálne. Zhodu potvrdzuje aj test na základe koeficientov zošikmenia a špicatosti. Vypočítané koeficienty zošikmenia -0,19 a špicatosti -0,14 vypovedajú o dobrej symetrii nameraných hodnôt a ich adekvátnemu rozmiestneniu okolo priemeru. Nulová hypotéza, na základe rozdelenia drôtov podľa skutočného priemeru lano X a lano Y pochádzajú z toho istého základného súboru nemôže byť zamietnutá.

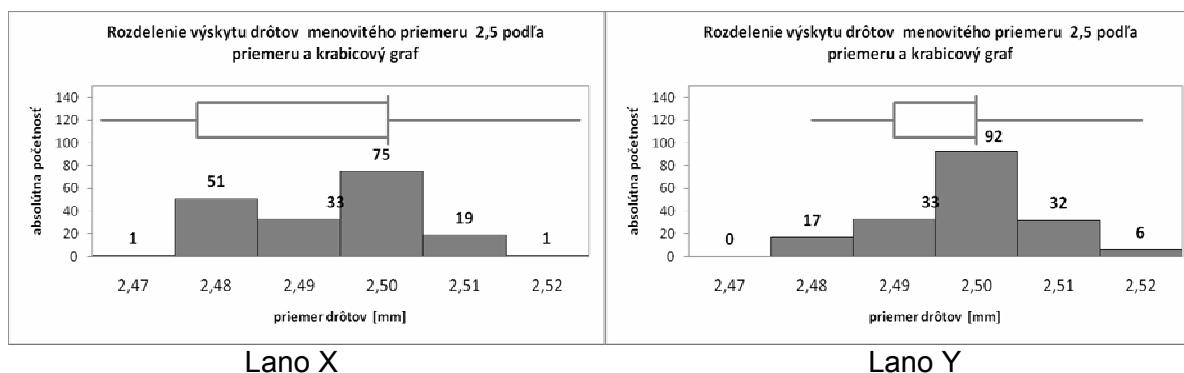
Z tvaru grafu na Obr. 1 pre lano Y je možné usudzovať, že rozdelenie môže byť považované za normálne. Zhodu potvrdzuje aj Kolmogorov test. Nemôže byť zamietnutá

hypotéza o zhode strednej hodnoty priemeru drôtov s menovitou hodnotou. Najmenší nameraný priemer bol 1,88mm a najväčší 1,91mm. Vypočítané koeficienty zošikmenia $-0,32$ a špicatosti $-0,29$ vypovedajú o veľmi miernej asymetrii nameraných hodnôt. V teste normality podľa koeficientov zošikmenia a špicatosti nulová hypotéza o zhode nemôže byť zamietnutá.



Obr. 1 Krabicové grafy a rozdelenie početností výskytu drôtov menovitého priemeru 1,9 mm podľa skutočného priemeru

Na Obr. 2 je zobrazené rozdelenie početností výskytu drôtov menovitého priemeru 2,5 mm podľa skutočného priemeru pre 180 drôtov druhej a tretej vrstvy (6 prameňov po 12 drôtov + 6 prameňov po 18 drôtov).



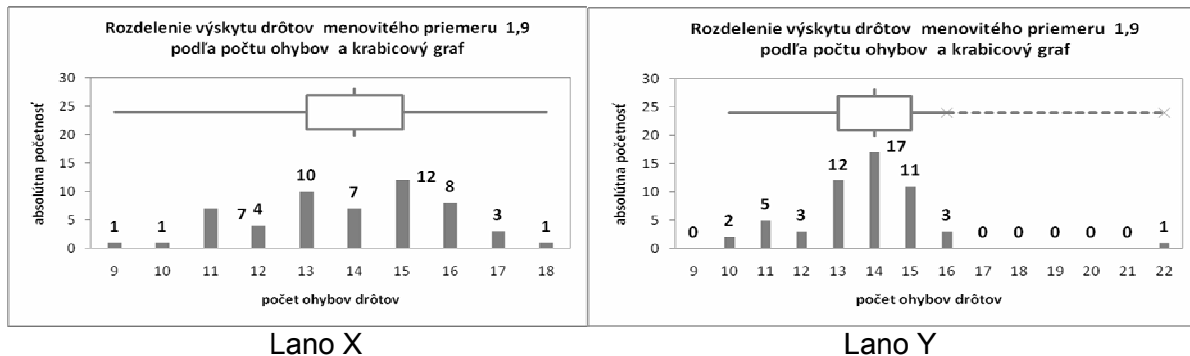
Obr. 2 Krabicové grafy a rozdelenie početností výskytu drôtov menovitého priemeru 2,5 mm podľa skutočného priemeru

Na Obr. 2 pre drôty s nominálnym priemerom 2,5 mm lana X je zamietnutá hypotéza o zhode strednej hodnoty priemeru drôtov s nominálnou hodnotou. Najmenší nameraný priemer bol 2,47 mm a najväčší 2,52 mm. Menší priemer ako 2,5 mm malo 85 drôtov, väčší ako 2,5 mm 20 drôtov. Priemerná hodnota bola 2,49 mm. Rozdelenie nemôže byť považované za normálne. Vypočítané koeficienty zošikmenia a špicatosti zamietajú hypotézu podľa špicatosti. Vypočítané koeficienty zošikmenia $-0,08$ a špicatosti $-1,07$ vypovedajú o symetrii nameraných hodnôt a ich širšom usporiadaní okolo priemeru. Nulová hypotéza, na základe rozdelenia drôtov podľa skutočného priemeru lana X a lana Y pochádzajú z toho istého základného súboru je zamietnutá.

Z tvaru grafu na Obr. 2 pre drôty s nominálnym priemerom 2,5 mm lana Y je možné usudzovať, že rozdelenie môže byť považované za normálne. Nemôže byť zamietnutá hypotéza o zhode strednej hodnoty priemeru drôtov s nominálnou hodnotou. Najmenší nameraný priemer bol 2,48 mm a najväčší 2,52 mm. Zhodu potvrdzuje aj vypočítané koeficienty zošikmenia $-0,21$ a špicatosti $0,02$, ktoré vypovedajú o veľmi miernej asymetrii nameraných hodnôt a ich vhodnom rozptýlení okolo priemeru.

4.2. Ohyby

Pre 54 drôtov prvej vrstvy (6 prameňov po 9 drôtov) boli realizované skúšky na ohyb podľa [8]. Minimálny počet ohybov drôtov pri skúškach na ohyb pre drôty s menovitým priemerom 1,9 mm je 9. Pri skúškach na ohyb všetky skúšané drôty mali počet ohybov rovný alebo vyšší, ako je stanovený minimálny počet ohybov. Rozdelenie početností výskytu drôtov menovitého priemeru 1,9 mm podľa počtu ohybov pre obidve laná je zobrazené na Obr. 3.



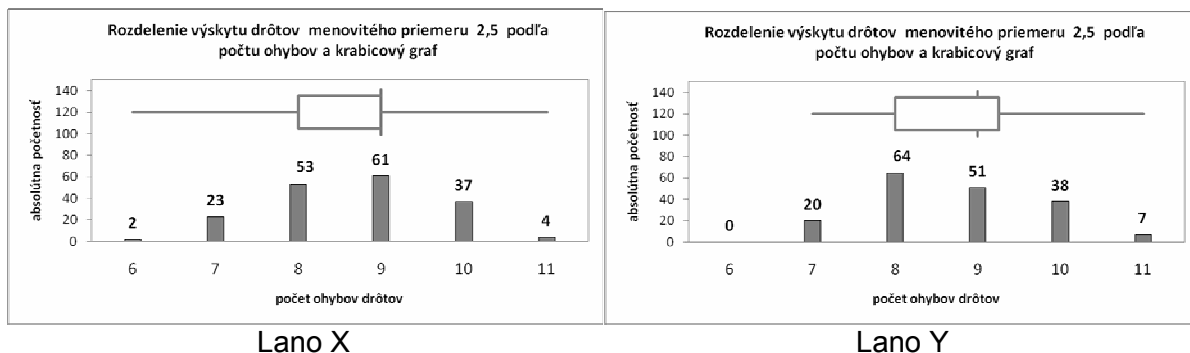
Obr. 3 Krabicové grafy a rozdelenie početností výskytu drôtov menovitého priemeru 1,9 mm podľa počtu ohybov

Pre lano X intervalový odhad strednej hodnoty počtu ohybov drôtov je $\langle 13; 14 \rangle$. Štandardná odchýlka je 2,02. Rozdelenie môže byť považované za normálne. Vypočítané koeficienty zošikmenia -0,26 a špicatosti -0,68 vypovedajú o miernej asymetrii dát oproti strednej hodnote ku nižším hodnotám a širšom type normálneho rozdelenia.

Nulová hypotéza, na základe distribúcie rozdelenia drôtov podľa skúšky na ohyb lano X a lano Y pochádzajú z toho istého základného súboru nemôže byť zamietnutá.

Z Obr. 3 pre lano Y je zrejmé, že výsledok 22 ohybov je extrémna hodnota, čo potvrdil aj Grubbsov test extrémnych hodnôt a preto pri výpočte ďalších charakteristík bola z výberu vylúčená. Potom intervalový odhad strednej hodnoty počtu ohybov drôtov je $\langle 13; 14 \rangle$. Odhadovaná variabilita, štandardná odchýlka je $\langle 1,24; 1,82 \rangle$. Rozdelenie môže byť považované za normálne. Vypočítané koeficienty zošikmenia -0,61 a špicatosti -0,25 vypovedajú o miernej asymetrii dát oproti strednej hodnote k nižším hodnotám.

Pre 180 drôtov druhej a tretej vrstvy (6 prameňov po 12 drôtov + 6 prameňov po 18 drôtov) boli realizované skúšky na ohyb, merané podľa [9]. Minimálny počet ohybov drôtov pri skúškach na ohyb pre drôty s menovitým priemerom 2,5 mm je 5. Pri skúškach na ohyb všetky skúšané drôty mali počet ohybov vyšší, ako je stanovené minimum. Rozdelenie početností výsledku skúšky na ohyb pre obidve laná je zobrazené na Obr. 4.



Obr. 4 Krabicové grafy a rozdelenie početností výskytu drôtov menovitého priemeru 2,5 mm podľa počtu ohybov

Intervalový odhad strednej hodnoty počtu ohybov drôtov pre lano X je $\langle 8; 9 \rangle$. Odhadovaná variabilita, štandardná odchýlka je 1,05. Rozdelenie môže byť považované za normálne. Vypočítané koeficienty zošikmenia -0,09 a špicatosti -0,57 vypovedajú o dobrej

symetrii dát voči strednej hodnote, ale o väčšej vzdialenosti údajov od priemeru.

Nulová hypotéza, na základe rozdelenia drôtov podľa skúšky na ohyb lano X a lano Y pochádzajú z toho istého základného súboru nemôže byť zamietnutá.

Intervalový odhad strednej hodnoty počtu ohybov drôtov menovitého priemeru 2,5 mm pre lano X je $\langle 8; 9 \rangle$. Odhadovaná variabilita, štandardná odchýlka je $\langle 0,95; 1,16 \rangle$. Na základe týchto údajov (pred zaokrúhlením) je pravdepodobnosť výskytu drôtu s výsledkom skúšky na ohyb menej ako 5 0,13 %. Tvar histogramu na Obr. 4 pre lano Y je možné posudzovať ako normálne rozdelenie, avšak Kolmogorov test a test normality podľa koeficientu zošikmenia majú na zvolenej hladine významnosti záver zamietnutie nulovej hypotézy o zhode s normálnym rozdelením. Rozdelenie nemôže byť považované za normálne. Vypočítané koeficienty zošikmenia 0,21 a špicatosti -0,72 vypovedajú o dobrej symetrii dát voči strednej hodnote, ale o väčšej vzdialenosti údajov od priemeru.

5. Záver

Štatistické hodnotenie vlastností lana X a lana Y pre priemery drôtov a počty ohybov drôtov prinieslo tieto zistenia. Pre skutočný priemer všetkých drôtov lana X a lana Y s nominálnym priemerom 2,5 mm je zamietnutá nulová hypotéza, že lano X a lano Y pochádzajú z toho istého základného súboru. To znamená, že pravdepodobnosť výskytu drôtov so skutočným priemerom $\langle 2,47, 2,52 \rangle$ meraným na dve desatinné miesta je rôzna pre lano X a pre lano Y. Pre lano X pre drôty s nominálnym priemerom 1,9 mm je zamietnutá hypotéza o zhode strednej hodnoty priemeru drôtov s nominálnou hodnotou. Skutočná stredná hodnota je menšia, ako požadovaná/nominálna. Rozdelenie počtu ohybov drôtov menovitého priemeru 2,5 mm pre lano Y nemôže byť považované za normálne, to znamená, že je problematické odhadnúť pravdepodobnosť výskytu drôtov podľa ich výsledkov pri skúške na ohyb.

Hoci obe lano vyhoveli požiadavkám normy STN 02 4301 [8], štatistické hodnotenie poukazuje na rozdiely lana X a Y (pri vlastnosti priemer drôtov 2,5mm) nominálneho priemeru a výsledkov skúšky na ohyb) a skutočnosť, že pri lane X výrobca nedodrжал stanovenú hodnotu priemeru drôtov 1,9 mm. Všetky výsledky sú relevantné v mieste vykonaných skúšok. Skutočné vlastnosti drôtov lana sa po dĺžke lana menia a na inom mieste lana môžu byť výsledky iné, lepšie alebo aj horšie. Rozmedzie hodnôt vlastností, ich odhad je možné získať s použitím štatistických metód. Pre výrobcu lana na základe tohto čiastkového hodnotenia odporúčame reguláciu procesu výroby lana zahŕňajúce sledovanie parametrov drôtov [5].

Tento článok je časťou riešeného grantového projektu VEGA č. 1/0095/10 - Výskum podmienok ovplyvňujúcich degradáciu a znižovanie životnosti konštrukčných častí hadicových dopravníkov s využitím progresívnych matematických a simulačných metód pre zvýšenie ich spoľahlivosti, grantového projektu VEGA č 1/0864/10- Návrh modelu integrovaného dopravného systému nerastných surovín riadeného informačným systémom s implementáciou zelenej logistiky a APVV projektu č. SK-SRB-0034-09 Návrh logistického modelu ťažobného podniku s aplikáciou princípov dopravnej a reverznej logistiky.

6. Literatúra:

- [1] Boroška, J., Hulín, J., Lesňák, O.: Ocelové laná. Alfa Bratislava, 1982. 480 s.
- [2] Bindzár, P., Boroška, J.: Štatistické hodnotenie mechanických vlastností ocelových lán s rôznymi priermi drôtov vo vrstvách. In: Výskum, výroba a použitie ocelových lán, XII. medzinárodná konferencia, Podbanské 2002.
- [3] Fedorko, Gabriel, Fabian, Michal, Stanová, Eva: Lano v CAD - modelovanie na základe matematických vzťahov. In: IT CAD. vol. 16, no. 3 (2006), p. 40-42. ISSN 1802-0011.
- [4] Hrabovský, L.: Ocelová drátěná lana - Bezpečnost - dle ČSN EN 12385. XIII. medzinárodná konferencia „Výskum, výroba a použitie ocelových lán“. Podbanské - Vysoké Tatry, 24. - 26.5.2004, Transport & Logistika, ISSN 1541-107X, str.147-150.
- [5] Molnár, V., Boroška, J., Kučera, S.: Hodnotenie kvality ocelových lán koeficientom nerovnomernosti pevnosti drôtov. In.: Doprava a logistika, mimoriadne číslo 5/2008, s.

120-124.

[6] NIST/SEMATECH e-Handbook of Statistical Methods,

<http://www.itl.nist.gov/div898/handbook/6.6.2010>.

[7] 02 4362 Ocel'ové laná šest'pramenné s trojbokými prameňmi s 234 drôtni.

[8] STN 02 4301 Ocel'ové laná. Technické dodacie predpisy.

Recenzent: prof. Ing. Daniela Marasová, CSc.

PRÍSPEVOK K PROBLEMATIKE VYSOKÉHO KOMPRESNÉHO POMERU A JEHO VPLYV NA VÝKONOVÚ KRIVKU U PRETEKÁRSKÝCH DVOJTAKTNÝCH MOTOROV

Michal PUŠKÁR¹⁴

Kľúčové slová: spaľovací motor, výkonová krivka, kompresný pomer

Abstrakt:

Kompresný pomer je jedným z najdôležitejších faktorov, ktoré zásadne ovplyvňujú výstupný výkon spaľovacieho motora. Veľa odborných publikácií je venovaných vplyvu kompresného pomeru na výstupný výkon u štvortaktných motorov, ale malá pozornosť je venovaná dvojtaktným motorom. Cieľom tohto príspevku je stanoviť vplyv a optimálnu hodnotu kompresného pomeru pre konkrétne pretekárske dvojtaktné motory, ktorá zabezpečí dosiahnutie maximálneho výstupného výkonu a tým efektívnejšie využitie paliva.

1. Úvod

Veľká časť jednostopových pretekárskych špeciálov používa ako hnacu jednotku dvojtaktné spaľovacie motory. Výhodou oproti štvortaktnému motoru je najmä jednoduchšia konštrukcia a vyšší výkon pri zachovaní zdvihového objemu. Trendy vývoja v tejto oblasti smerujú k zvýšeniu výkonu a krútiaceho momentu a k ich lepšiemu využitiu. Dvojtaktný motor je od štvortaktného značne odlišný v sacom, spaľovacom i výfukovom procese. Kompresný pomer má odlišný vplyv na tepelnú efektívnosť u dvojtaktného motora ako u štvortaktného.

2. Teoretický rozbor, stanovenie metódy a podmienok merania

Teoreticky dokázať vplyv kompresného pomeru na výstupný výkon dvojtaktného spaľovacieho motora a stanoviť jeho optimálnu hodnotu je možné analyticky, ale tento výpočet môže zostať len v teoretickej rovine. Je takmer nemožné presne popísať procesy, ktoré prebiehajú vo vnútri valca a výfukového systému pri spaľovacom procese a preto je ťažko dosiahnuť reálne výsledky. Z tohto dôvodu bol použitý experiment, ktorý bol vykonaný na jednovalcovom, kvapalinou chladenom, dvojtaktnom pretekárskom motore. Parametre motora sú podrobnejšie rozpísané v tab.1.

Tab. 1 Parametre testovaného motora

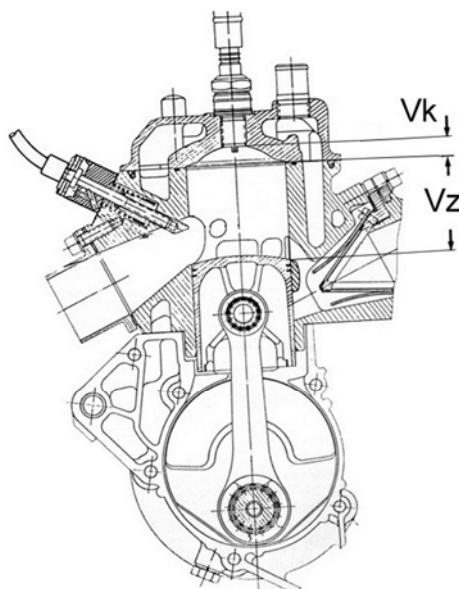
<i>TYP</i>	2-taktný, kvapalinou chladený, jednovalcový
Rozvod nasávania	membránový ventil
Vŕtanie a Zdvih	54 x 54,5 mm
Zdvihový objem	124,8 cm ³
Kompresný pomer ε	13.7, 14.0, 14.3
Spaľovacia komora	pologulovitý typ

Použité kompresné pomery boli v rozsahu 13.7 až 14.3 (tab.1). Rozdielov sa dosiahlo zmenou hĺbky spaľovacieho priestoru. Tieto hodnoty je možné použiť len pre pretekárske dvojtaktné motory, na dosiahnutie maximálneho výkonu. Kompresné pomery používané v tomto príspevku predstavujú efektívny kompresný pomer vypočítaný podľa vzťahu, kde: VK - kompresný objem (obr.1), VZ - zdvihový objem.

¹⁴ **Ing. Michal Puškár, PhD.**, Strojnícka fakulta, TU Košice, Katedra konštruovania, dopravy a logistiky, Letná 9, 040 01 Košice, Slovenská republika, tel.: +421 55 602 2360, e-mail: michal.puskar@tuke.sk

Závodné motory pracujú väčšinou pri plnej záťaži. Rozsah testovacích otáčok motora bol stanovený v rozmedzí 8000 - 14000 ot.min⁻¹ pre vyšetrenie výstupných charakteristík. Tvar spaľovacieho priestoru a dna piesta použitý v tomto experimente je štandardne dodávaný pre rýchlostné motocykle, napr. firmou Honda HRC pre typ RS 125 R.

Keďže sa jedná o výskum v oblasti pretekárskych špeciálov, bol použitý bezolovnatý benzín ELF 104. Jedná sa o špeciálne palivo s inou destilačnou krivkou a lepšími antidetonačnými vlastnosťami.



Obr.1. Experimentálny motor

Na snímanie a spracovanie výstupných charakteristík bola použitá výkonová motorová brzda. Toto zariadenie sníma výstupné charakteristiky a po skončení merania zobrazí funkčnú závislosť výstupného výkonu na otáčkach motora (obr.2).

3. Monitorovanie vplyvu jednotlivých hodnôt kompresného pomeru na výstupnú charakteristiku

V pretekárskych spaľovacích motoroch je možné zvýšiť výstupný výkon pomocou zmeny kompresného pomeru len po hranicu detonačného horenia. Na obr.2 je zobrazený výstupný výkon pre kompresné pomery 13,7, 14,0, a 14,3. Hodnoty výkonu rastú so zvyšujúcimi sa otáčkami motora až po maximálnu hodnotu, potom nastáva pokles tesne pred hornou hranicou rozsahu pracovných otáčok.

Maximálny výstupný výkon bol 32,6 kW (44,3k) pri 11843 ot.min⁻¹. Túto hodnotu dosahuje motor pri kompresnom pomere 14,3. Pri použití $\varepsilon = 14$, bolo nameraných 30,9 kW (42k) a pri kompresnom pomere 13,7 predstavoval výstupný výkon približne 29,4 kW (40k).

Výkonová (motorová) brzda pracuje len s motorárskymi jednotkami [k] a [kpm], preto poznámky k obr. 2 udávajú prepočítavacie koeficienty na jednotky sústavy SI.

Poznámky k obr.2 :

x - os otáčky motora za minútu,

y - os (ľavá) výstupný výkon motora [k], t.j. $P[\text{kW}] = P[\text{k}] = 0,7355$,

z - os (pravá) výstupný krútiaci moment [kpm], t.j. $M_{\text{k}}[\text{Nm}] = M_{\text{k}}[\text{kpm}] = 9,81$,

$P_{\text{max}} = 32,6 \text{ kW (44,3 k)} / 11843 \text{ ot.min}^{-1}$,

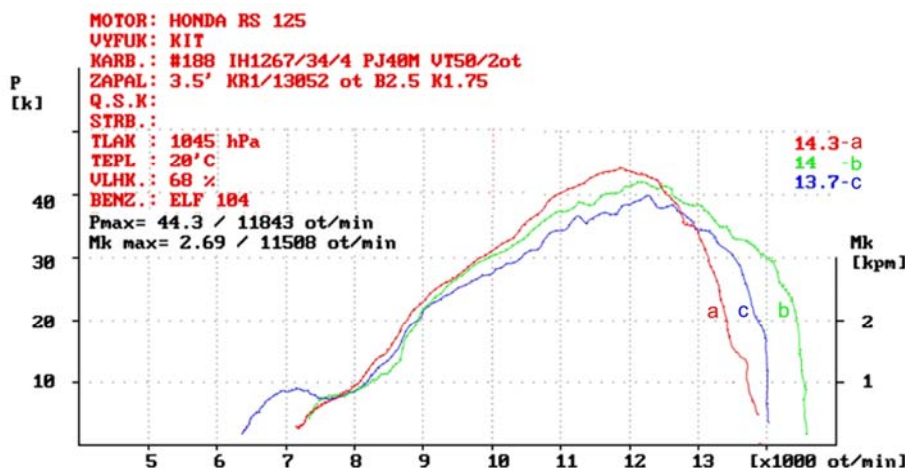
$M_{\text{kmax}} = 26,39 \text{ Nm (2,69 kpm)} / 11508 \text{ ot.min}^{-1}$.

Merania boli vykonané pri relatívne krátkych pulzačných kmitoch a vyššej teplote výfukového systému. Výstupný výkon je možné doladiť teplotou výfukového systému a rozmermi jednotlivých sekcií výfukového potrubia.

Zvyšovaním kompresného pomeru u dvojtaktných spaľovacích motorov sa zvyšuje

výstupný výkon, ale vznikajú vážne problémy ako detonačné horenie a zvýšené tepelné zaťaženie. Detonačné horenie je najväčšie v momente, keď motor produkuje maximálny výkon (približne pri 12000 ot.min⁻¹).

Tieto problémy je možné riešiť zmenou zapalovacej krivky alebo použitím kvalitnejšieho paliva. Keďže v týchto meraniach bol použitý najkvalitnejší benzín, aký je k dispozícii, kompresný pomer 14,3 predstavuje optimum pre tento motor a pracovné podmienky. Ďalšie zvyšovanie kompresného pomeru by mohlo spôsobiť deštrukciu motora. Ak toto palivo nebude použité, optimálna hodnota kompresného pomeru je nižšia.



Obr.2. Porovnanie priebehov výkonov pri všetkých troch hodnotách kompresného pomeru

4. Záver

Cieľom meraní bolo stanoviť optimálnu hodnotu kompresného pomeru pre výrobu pretekárskych dvojtaktných motorov, ktorá zabezpečí dosiahnutie maximálneho výstupného výkonu. Výsledky meraní je možné zhrnúť do nasledujúcich záverov:

- vyšší kompresný pomer zvyšuje výstupný výkon, ale znižuje rozsah využiteľných otáčok. Zvyšovanie kompresného pomeru je limitované detonačným horením,
- kompresný pomer 14.3 je optimálny, ktorý zabezpečuje maximálny výkon a nespôsobuje deštrukciu výkonových častí motora. Táto hodnota platí s najväčšou pravdepodobnosťou len pre tento konkrétny typ motora (definovanom parametrami v tabuľke 1) a jeho pracovné podmienky (palivo, tvar spaľovacieho priestoru, tvar dna piesta). Pre iné typy motorov by bolo potrebné namerané údaje overiť.

Táto problematika je v súčasnosti riešená v rámci 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] BLAIR, G. P.: Further Developments in Scavenging Analysis for Two-Cycle Engines, SAE Paper 800038, 1980.
- [2] Ferenc, B.: Spaľovací motory - karburátory a vstříkování paliva, Computer Press, Brno, 2006.
- [3] HUSÁK, P.: Motocykly s dvoudobým motorem, SNTL, Praha, 1978
- [4] Ikrinský, A., Patek, P., Tichý, J.: Teória dopravných prostriedkov, SjF STU Bratislava, 2007.
- [5] Trnka, J., Urban, J.: Spaľovacie motory. Bratislava: Alfa, 1992.
- [6] Vlček, F.: Vozidlové spaľovací motory, Vlk, Brno, 2003.

Recenzent: doc. Ing. Jozef Kuľka, PhD.

MOŽNOSTI ZVÄČŠOVANIA ROZSAHU VÝKONOVEJ CHARAKTERISTIKY DVOJTAKTNÝCH MOTOROV POMOCOU SACÍCH MEMBRÁNOVÝCH VENTILOV

Michal PUŠKÁR, Roman KUX¹⁵

Kľúčové slová: spaľovací motor, výkonová charakteristika, membránový ventil

Abstrakt:

Rozsah výkonovej charakteristiky je jedným z najdôležitejších faktorov, ktoré zásadne ovplyvňujú jazdné vlastnosti jednostopových dopravných prostriedkov. Cieľom tohto príspevku je analyzovať problematiku prínosu membránových ventilov na výkon motora a stanoviť vplyv jednotlivých typov na výstupnú charakteristiku. V analýze boli použité dva typy membránových ventilov a to bežný typ a typ VForce3.

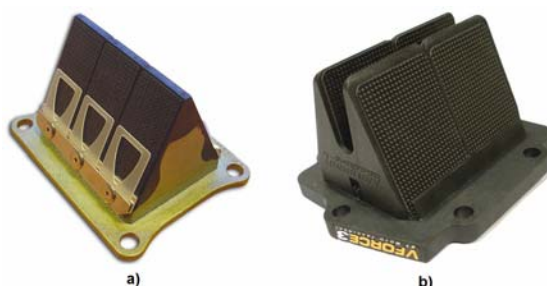
1. Úvod

V dnešnej dobe sa u veľkej časti jednostopových dopravných prostriedkov využíva dvojtaktný benzínový spaľovací motor ako pohonná jednotka pretože má viaceré výhody. Medzi najväčšie patria jednoduchosť, nižšia hmotnosť a taktiež jednoduchšia údržba. Dvojtaktný motor má taktiež predpoklady k vyššiemu mernému výkonu, tj. výkonu z jedného litra objemu valca, ktorý by mal byť teoreticky dvojnásobný v porovnaní so štvortaktným motorom.

2. Princíp membránového ventilu

U spaľovacích motorov je veľmi dôležitý moment kedy sa do valca nasáva čerstvá zmes, pretože po jej spálení získava motor energiu na chod. Membránový ventil nám slúži na to aby v momente keď piest začne stláčať čerstvú zmes, táto nezačala prúdiť späť do karburátora. To znamená, že ventil musí byť umiestnený (zasunutý) v sacom potrubí motora a prepúšťať zmes len jedným smerom. Usmernenie toku čerstvej zmesi je riešené pomocou tenkých plátok z plechu alebo sklo-textilu, ktoré otvárajú a zatvárajú dýzy na membránovom ventile. Je to obdobný princíp fungovania aký je možné vidieť napr. u ľudského srdca.

Tento článok sa zaoberá porovnaním dvoch typov membránových ventilov a to klasický membránový ventil a nový typ ventilov označovaných ako VForce3. Rozdiely medzi „starým a novým“ typom ventilov je zjavný už pri letmom pohľade. Klasický ventil je znázornený na (obr.1a) a má tvar trojstenného hranola. Ventil typu VForce3 je na (obr.1b) a pripomína dva bežné ventily spojených do jedného kompaktného celku.



Obr.1. Membránové ventily a) bežný typ b) typ VForce3

Čo sa týka sacej membrány, u ventilu typu VForce3 je dvojnásobne množstvo prieduchov než u bežného membránového ventilu. Veľkou výhodou dvojnásobného počtu prieduchov je, že stačí aby každý jednotlivý prieduch bol otvorený len na polovicu času ktorý

¹⁵ Ing. Michal Puškár PhD, Ing. Roman Kux Strojnícka fakulta, TU Košice, Katedra konštruovania, dopravy a logistiky, Ústav konštrukcie strojov a zariadení, Letná 9, 040 01 Košice, Slovenská republika, tel.: +421 55 602 2355, e-mail: michal.puskar@tuke.sk, kux.roman@gmail.com

potrebuje bežný ventil na nasatie dávky čerstvej zmesi. Vzhľadom k tomu, že prieduchy sa otvárajú a zatvárajú 133 krát za sekundu treba uviesť, že menší počet pohybov znamená menšie opotrebenie membránového ventilu. Okrem toho u VForce3 sú sacie membránové bloky riešené stavebnicovou konštrukciou (dizajn), ktorá umožňuje každému bloku aby vykonával prácu nezávisle na ostatných častiach.

VForce3 využíva symetrické usmerňovacie plátky, čo znamená, že jeden plátok je pre všetky miesta na jednej strane kľetky a preto nie je potrebné sa obávať dlhých a krátkych pohybov usmerňovacích plátok. Okrem toho VForce3 je zložený bez použitia skrutiek.

Membránová kľetka je u ventilov VForce3 vytvarovaná z kompozitnej živice. Pri výrobe je vytvorený zakrivený tvar profilu pre dýzy, ktorý zvyšuje rýchlosť paliva pri nasávaní zmesi. Kľetka bežného membránového ventilu je vyrábaná z ľahkej zliatiny.

Pri použití ventilu VForce3 by malo podľa výrobcu dôjsť k zvýšeniu výkonu pri nižších až stredných otáčkach, čo umožňuje jazdcovi dosiahnuť skôr vrchol každého prevodového stupňa. Taktiež to znamená vyšší celkový výkon motora. Chod motora je čistejší, zrýchlenie motora je silnejšie a ostáva viac sily pre stredný úsek akcelerácie.

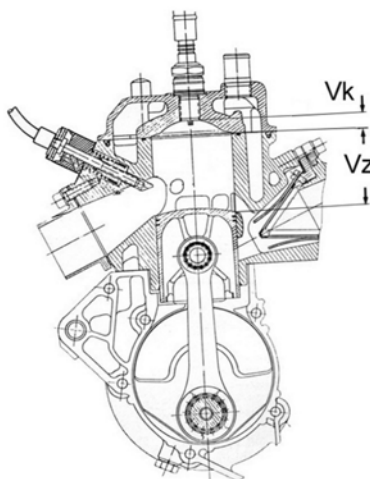
3. Určenie vplyvu membránového ventilu na výkonovú charakteristiku

Teoreticky dokázať prínos membránového ventilu na výkonovú charakteristiku u dvojtaktného benzínového motora je náročné. Aj keď existujú software na modelovanie procesov, ktoré prebiehajú vo vnútri valca a výfukového systému pri spaľovacom procese, je ťažko dosiahnuť reálne výsledky. Preto bol použitý experiment, ktorý bol vykonaný na jednovalcovom, kvapalinou chladenom, dvojtaktnom pretekárskom motore.

Ako experimentálny model bol využitý dvojtaktný motor firmy ROTAX, ktorý je na obr.2. a jeho parametre sú podrobnejšie rozpísané v tab.1.

Tab. 1 Parametre testovaného motora

TYP MOTORA	2-taktný, kvapalinou chladený, jednovalcový
Rozvod nasávania	membránový ventil
Vrtanie a Zdvih	54 x 54,5 mm
Zdvihový objem	124,8 cm ³
Kompresný pomer ε	13.7, 14.0, 14.3
Spaľovacia komora	pologulovitý typ



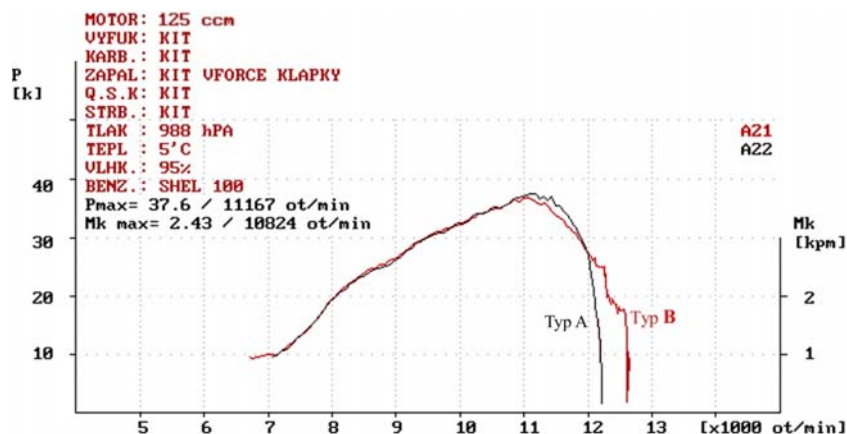
Obr.2. Experimentálny motor ROTAX

Meranie bolo vykonané na dvoch typoch ventilov. Typ A je bežný membránový ventil obr.1a, a typ B je membránový ventil VForce3. Cieľom merania bolo stanoviť, ktorý ventil umožní lepšie využitie výkonového potenciálu tohto dvojtaktného spaľovacieho motora. Teda, aký bude rozdiel vo výstupných parametroch motora pri použití jednotlivých ventilov pri konkrétnych otáčkach motora.

Závodné motory pracujú väčšinou pri plnej záťaži. Rozsah testovacích otáčok motora bol stanovený v rozmedzí 8000 - 14000 ot.min⁻¹ pre vyšetrenie výstupných charakteristík.

Na snímanie a spracovanie výstupných charakteristík bola použitá výkonová motorová brzda. Toto zariadenie sníma výstupné charakteristiky a po skončení merania zobrazí funkčnú závislosť výstupného výkonu na otáčkach motora (obr.3).

Maximálny výstupný výkon bol 28,2 kW (37,6 k) pri 11167 ot.min⁻¹. Výkonová (motorová) brzda pracuje len s motorkárskymi jednotkami [k] a [kpm], preto poznámky k obr.3 udávajú prepočítavacie koeficienty na jednotky sústavy SI.



Obr.3. Porovnanie priebehov výkonov pri použití jednotlivých typov ventilov A21 - bežný typ, A22 - typ VForce3

Poznámky k obr.3:

x - os otáčky motora za minútu,

y - os (ľavá) výstupný výkon motora [k], t.j. $P \text{ [kW]} = P[k] = 0,7355$,

z - os (pravá) výstupný krútiaci moment [kpm], t.j. $M_k \text{ [Nm]} = M_k \text{ [kpm]} = 9,81$,

$P_{\max} = 28,2 \text{ kW (37,6 k) / 11167 ot.min}^{-1}$,

$M_{k\max} = 23,84 \text{ Nm (2,43 kpm) / 10 824 ot.min}^{-1}$.

4. Záver

Analýzou výsledkov meraní bolo možné dospieť k záveru, že membránový ventil typu VForce3 nám výkon motora rapídne nezvyší, avšak má zásadný vplyv na výstupné otáčky motora. Ako je viditeľné na obr.3 otáčky motora stúpili z cca. 12200 ot/min na hodnotu 12700 ot/min, t.j. že pri rovnakom výkone motor dodáva o 500 otáčok viac.

Problematika zvyšovania výkonových parametrov jednostopových dopravných prostriedkov pri zachovaní ich spoľahlivosti a životnosti je v súčasnosti riešená v rámci projektu VEGA 1/0146/08 Materiálové toky a logistika, inovačné procesy v konštrukciách manipulačných a dopravných zariadení ako aktívnych logistických prvkov s cieľom zvyšovania ich spoľahlivosti

5. LITERATÚRA

- [1] BLAIR, G. P.: Further Developments in Scavenging Analysis for Two-Cycle Engines, SAE Paper 800038, 1980.
- [2] Ferenc, B.: Spalovací motory - karburátory a vstřikování paliva, Computer Press, Brno, 2006.
- [3] HUSÁK, P.: Motocykly s dvoudobým motorem, SNTL, Praha, 1978.
- [4] Ikrinský, A., Patek, P., Tichý, J.: Teória dopravných prostriedkov, Sjf STU Bratislava, 2007.
- [5] Trnka, J., Urban, J.: Spaľovacie motory. Bratislava: Alfa, 1992.
- [6] Vlček, F.: Vozidlové spalovací motory, VLK, Brno, 2003.

Recenzent: doc. Ing. Karol Kubín, PhD.

VLASTNOSTI PROFILŮ TELESKOPICKÝCH VÝLOŽNÍKŮ HYDRAULICKÝCH NAKLÁDACÍCH JEŘÁBŮ

Pavel VRANÍK¹⁶

Klíčová slova: Hydraulický nakládací jeřáb, teleskopický výložník, šestiboký profil, čtyřboký profil, kluzné vedení

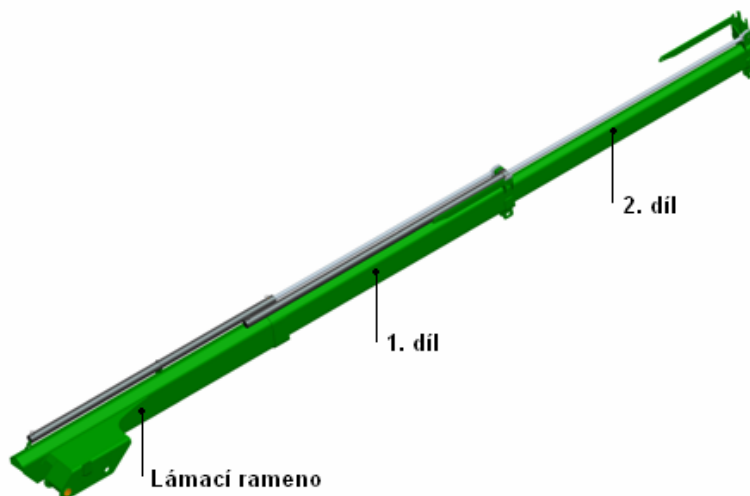
Abstrakt:

Příspěvek popisuje přehled profilů (resp. tvarů jejich příčných řezů) a jejich srovnání používaných na hydraulických nakládacích jeřábech určených jak pro spediční účely, tak na jeřábech určených pro recykling a lesnictví.

1. Úvod

Teleskopický výložník, resp. jeho soustava je složitý mechanismus zajišťující nakládacímu jeřábu potřebnou operativnost. Dá se říci, že jde o nejsložitější a nejrozsáhlejší hlavní část nakládacího jeřábu s nejvíce stupni volnosti.

Teleskopický výložník je tvořen lámacím ramenem a minimálně jedním dalším dílem (sekcí), přičemž maximálně je na trhu k dispozici jeřáb s osminásobným teleskopem, tj. lámacím ramenem a osmi díly. Technickou lahůdkou je pak výložník v tzv. *fly-jib* provedení, což jsou dva teleskopické výložníky, umožňující práci např. přes střechu domu. Z hlediska používaných profilů jsou však totožné s klasickými teleskopickými výložníky a proto zde nebude blíže uváděn.



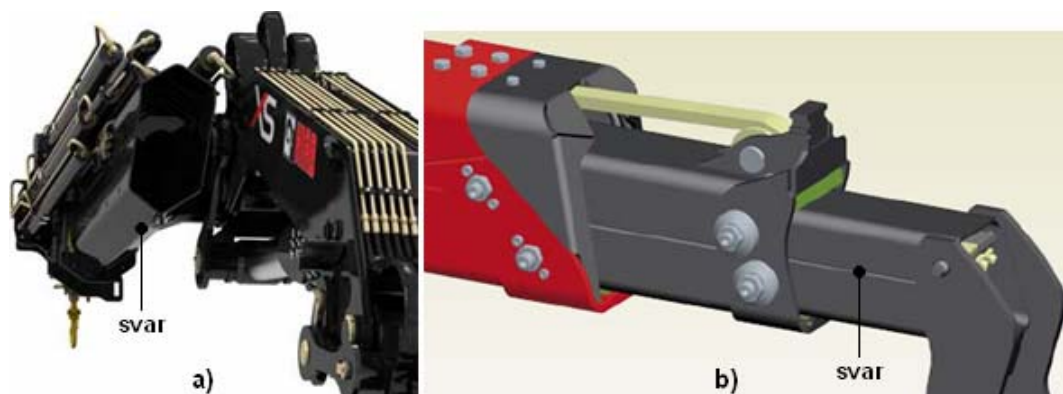
Obr.1. 3D model dvojitého teleskopického výložníku

2. Používané profily

V současné době se v oboru hydraulických nakládacích jeřábů používají v podstatě dva typy profilů: *šestihranný* (šestiboký) profil a *obdélníkový*, resp. *čtvercový* (čtyřboký) profil. Oba profily jsou vyráběny z ohýbaného plechu (nejčastěji WELDOX), přičemž šestibokého profilu (obr. 2.a) dosáhneme ohýbáním plechu na požadovaný tvar a následným svařením ve spodní části profilu. Obdélníkového profilu (obr. 2.b) dosáhneme svařením dvou částí předem ohnutých do tvaru písmene U.

¹⁶ Ing. Pavel Vraník, Fakulta strojní, VŠB-TU Ostrava, Institut dopravy, Ústav dopravních a procesních zařízení, 17. listopadu 15, 708 33 Ostrava-Poruba, Česká republika, tel.: +420 59 732 1719, e-mail: pavel.vranik.st1@vsb.cz

Jak bylo uvedeno výše, šestiboký profil je vyráběn pouze z jednoho kusu plechu ohýbáním do požadovaného tvaru, zatímco čtyřboký profil je složen z částí dvou. Navíc je zde přítomnost dalšího svaru, což může negativně ovlivnit únavovou pevnost profilu.

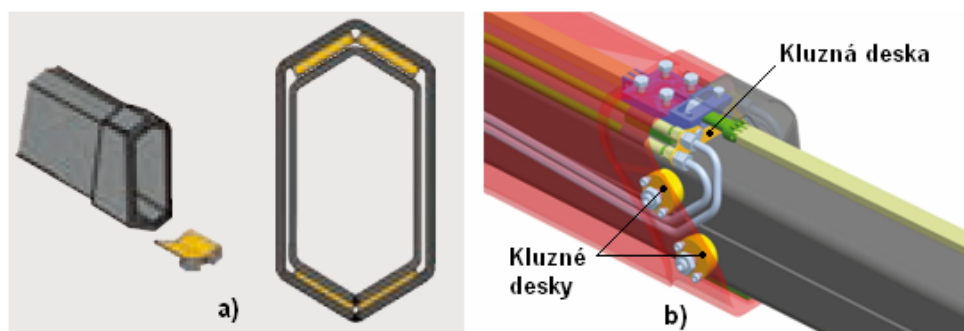


Obr.2. Šestiboký profil výložníku [1] a čtyřboký profil výložníku [2] s vyznačenými svary

2.1. Vlastnosti jednotlivých profilů s ohledem na vedení profilu

Co se týče vedení profilu, je šestiboký profil jednoznačně lepší a výhodnější. K vedení šestibokého profilu je zapotřebí nižší počet kluzných desek (zpravidla polyamidových, popř. s přídavkem PTFE), navíc o mnohem nižší potřebné ploše, a tudíž i nižší ceně, zejména při následné výměně v rámci servisních prohlídek. Nespornou výhodou šestibokého profilu je jeho schopnost samostředění, vyplývající z geometrického uspořádání několika šestibokých profilů uložených jeden ve druhém (viz obr. 3.a). Vlastnost samostředění zvláště vyniká v případě dlouhého vyložení, kdy je touto vlastností výrazně omezen nekontrolovatelný výkyv do stran. Tento fakt, pro provoz jeřábu velice důležitý, předurčuje použití šestibokého profilu pro všechny jeřáby používané spedičním účelům, tj. v oboru nakládacích jeřábů pro nakládku a vykládku materiálu, jeho umístění (např. na stavbě) apod., kde je obzvláště zapotřebí vysokých hodnot hydraulického vyložení.

Vedení čtyřbokého profilu je složitější, je zapotřebí většího počtu kluzných desek (z důvodu dvou podélných svarů umístěných na bocích profilu) a rovněž je zde vyšší požadavek na ustavení kluzných desek, neboť čtyřboký profil nemá schopnost samostředění (viz obr. 3.b). Proto je u těchto profilů možnost seřízení kluzných desek utahováním či povolováním šroubů. (Pozn.: Kluzné vedení je znázorněno žlutou barvou).



Obr.3. Kluzné vedení šestibokého [1] a čtyřbokého profilu [2]

2.2. Průřezové vlastnosti profilů

Šestiboký profil má kromě již zmíněné schopnosti samostředění vysokou pevnost a tuhost v krutu (torzní stabilitu), [3]. Nicméně jeho výroba, byť v dnešní době probíhá na automatizovaných linkách (obr. 4.), není jednoduchá s ohledem na požadované cílené rozměry, neboť při svařování dochází k výrazným tvarovým deformacím vlivem nadměrného tepelného zatížení. Výroba čtyřbokého profilu je ještě složitější, na druhou stranu, jak bude dále uvedeno, nabízí ještě vyšší statické hodnoty pro osu ohybu a torzní stabilitu při nižší

vlastní hmotnosti (viz obr. 5. a tab. 1.).



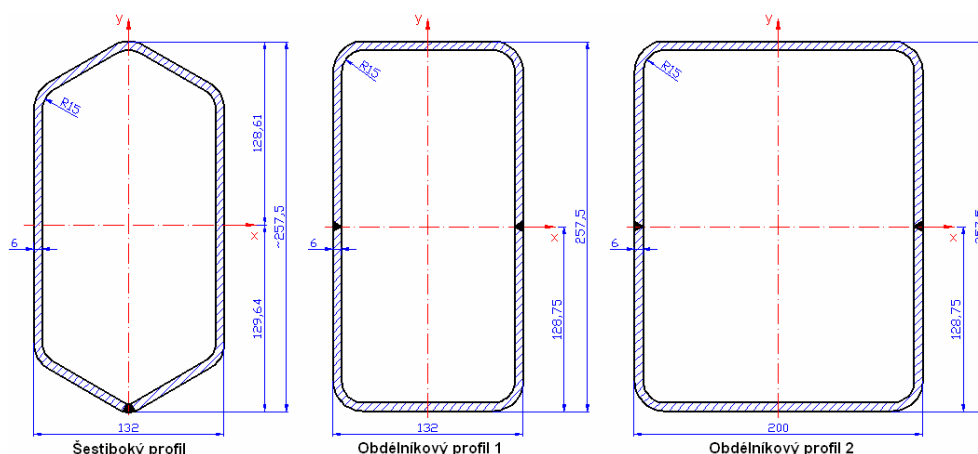
Ohýbání plechu na požadovaný tvar

Svařování

Doprava do kataforetické lázně

Obr.4. Automatizovaná výroba šestibokého profilu [5]

Vzhledem k náročnosti výroby a zároveň vzhledem k tomu, že nárůst momentu setrvačnosti není zase až tak výrazný, používá se tento profil výhradně na jeřábech pro lesnické účely a recykling, kde dochází k rázovému zatížení a naopak není zapotřebí vysokých hodnot hydraulického vyložení.



Obr.5. Průřez konkrétními profilem pro účel srovnání průřezových charakteristik

Tab. 1 Průřezové charakteristiky profilů

	Plocha průřezu	Moment setrvačnosti k ose ohybu x	Moment setrvačnosti k ose ohybu y
	[mm ²]	[cm ⁴]	[cm ⁴]
Šestiboký profil	3 885,25	2 679	1 085,3
Obdélníkový profil 1	4 344,58	3 677	1 319,4
Obdélníkový profil 2	5 160,58	4 967	3 387
Pozn.: Průřezové charakteristiky byly stanoveny pomocí programu AutoCAD Mechanical.			

Z výše uvedené tabulky je zřejmé, že obdélníkový průřez dosahuje nejlepších průřezových charakteristik - proto je v oboru nakládacích jeřábů pro lesnictví a recykling nejpoužívanějším profilem. Zde se však již ryze obdélníkový tvar blíží tvaru čtvercovému - a to z důvodu vysoké hodnoty plošného momentu setrvačnosti nejen k ose x, nýbrž i k ose y. To zaručuje vynikající tuhost, tolik potřebnou zejména při manipulaci např. s kusovým dřevem (kládami), při které dochází kromě zvedání a spouštění rovněž ke smýkání. Z těchto důvodů jsou tyto nakládací jeřáby zařazeny dle [6] do skupiny namáhání B4, zatímco nakládací jeřáby pro spediční účely patří do skupiny namáhání B3.

Pozn.: Použití tenkostěnných uzavřených profilů - a to jak čtvercových, tak

obdélníkových průřezů, není v oboru hydraulických nakládacích jeřábů vhodné z důvodu nízké meze kluzu použitého materiálu. V oboru nakládacích jeřábů je všeobecně známý požadavek na minimální mez kluzu $R_e = 700$ [MPa] z důvodu požadované co nejnižší vlastní hmotnosti jeřábu. Tomuto požadavku nevyhovuje žádný ze sériově vyráběných ocelových profilů, tudíž je nutno k přistoupit k malosériové výrobě.

3. Závěr

Je zřejmé, že použití jak šestibokého, tak čtyřbokého profilu v jednotlivých oborech hydraulických nakládacích jeřábů má svůj význam. Jsou to především specifické vlastnosti jednotlivých průřezů profilů, které jednoznačně přiřazují nakládacím jeřábům pro spediční účely šestiboký tvar, zatímco pro jeřáby pracující v odvětví recyklingu a lesnictví jsou čtyřboké profily „šité na míru“ a to se všemi svými klady a zápory.

4. Literatura a zdroje informací

- [1] *Webové stránky výrobce hydraulických nakládacích jeřábů HIAB*, URL: <<http://www.hiab.com>> [citováno 22. března 2010].
- [2] *Webové stránky výrobce hydraulických nakládacích jeřábů EPSILON*, URL: <<http://www.epsilonkran.com>> [citováno 22. března 2010].
- [3] PALFINGER: *Die Krantechnik, Kapitel D*.
- [4] VRANÍK, P.: *Nakládací jeřáb pro nákladní automobil*. Diplomová práce. VŠB-TU Ostrava 2009.
- [5] *Crane passion* [online]. #1 [citováno 25. listopadu 2008], URL: <http://www.palfinger.com>.
- [6] ČSN EN 12999. *Jeřáby - Nakládací jeřáby*.

Recenzent: doc. Ing. Leopold Hrabovský, Ph.D.