

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 2/2009

Seznam příspěvků:

BLATOŇ Martin: LINEÁRNÍ MATEMATICKÝ MODEL MINIMALIZUJÍCÍ NÁKLADY NA OBSLUHU SPOJŮ LINEK MHD	2
BURÁK Ján: POSTPROCESSING DÁT MKP - INDIKÁTOR BIAXIALITY, FAKTOR BEZPEČNOSTI A S-N KIVKY PRE PREDIKCIU ŽIVOTNOSTI	7
DUTKOVÁ Martina, DUTKO Štefan, BIGOŠ Peter: LOGISTICKÉ CENTRÁ NA SLOVENSKU	13
FALTINOVÁ Eva: KVÁZISTATICKÝ PRÍSTUP K VÝPOČTU ŽIVOTNOSTI NOSNÝCH KONŠTRUKCIÍ ZDVIHACÍCH ZARIADENÍ S VYUŽITÍM NORMY STN 27 0103	17
GROSSO Alessandra: HUB AND SPOKE TECHNOLOGY MATHEMATICAL MODELLING	22
HRABOVSKÝ Leopold: NUMERICKÝ VÝPOČET PODÉLNÉ STABILITY PLOVOUCÍHO PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU S PRŮBĚŽNÝMI PLOVÁKY V 1. FÁZI NAKLÁNĚNÍ	30
HRABOVSKÝ Leopold: PODÉLNÁ STABILITA PLOVOUCÍHO PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU S PRŮBĚŽNÝMI PLOVÁKY VE 2. A 3. FÁZI NAKLÁNĚNÍ	36
KOPAS Melichar, PAULIKOVÁ Alena: SPECIFICS OF BELT CONVEYOR AS PART OF CHECKOUT COUNTERS AND THEIR IMPACTS ON OPERATIONAL STAFF	41
LEITNER Bohuš: STOCHASTIC APPROACH TO SOLVING PROBLEMS OF IDENTIFICATION AND MODELLING OF RANDOMLY LOADED MECHANICAL STRUCTURES	46
PUŠKÁR Michal: ZVYŠOVANIE VÝKONOVÝCH PARAMETROV SPAĽOVACÍCH MOTOROV OPTIMALIZÁCIU ZAPAĽOVACEJ KRIVKY	52
TEICHMANN Dušan: MATEMATICKÝ MODEL ÚLOHY O OPTIMÁLNÍM VYUŽÍVÁNÍ VOZIDEL PŘI ŘEŠENÍ SVOZNĚ-ROZVOZNÍCH ÚLOH	56
TEICHMANN Dušan, GROSSO Alessandra, KLICH Miroslav: PŘÍSPĚVEK K ŘEŠENÍ SYSTÉMŮ HROMADNÉ OSLUHY S NEOMEZENOU DÉLKOU FRONTY ..	63
VRANÍK Pavel: SROVNÁNÍ VÝKONNOSTI JEDNODUCHÉHO KLOUBOVÉHO SYSTÉMU A PÁKOVÉHO SYSTÉMU HYDRAULICKÉHO NAKLÁDACÍHO JEŘÁBU ...	66

LINEÁRNÍ MATEMATICKÝ MODEL MINIMALIZUJÍCÍ NÁKLADY NA OBSLUHU SPOJŮ LINEK MHD

Martin BLATOŇ¹

Klíčová slova: matematický model, dopravní síť, optimalizace linek

Abstrakt: Článek se zabývá problémem přidělování vozidel na linky MHD. Popisuje matematický model, který při zohlednění vstupních omezení umožní minimalizovat náklady na provoz vozidel v dopravní síti. Numerický experiment za účelem prokázání funkčnosti navrženého modelu byl prováděn v síti o pěti linkách obsluhujících třináct úseků.

1. Úvod

Jedním ze základních problémů dopravní praxe je tvorba linkové sítě městské hromadné dopravy (MHD). V praxi se nejčastěji linková síť tvoří na základě zkušeností, existují však i jiné přístupy. Jedním z nich je lineární matematický model. V účelové funkci lineárního matematického modelu MHD můžeme optimalizovat různá kritéria – maximalizovat minimální poměrnou rezervu mezi nabídnutým a průměrným požadovaným počtem míst na úsecích dopravní sítě, minimalizovat počet vozidel, minimalizovat dopady hromadné dopravy na životní prostředí a v neposlední řadě také minimalizovat náklady na obsluhu spojů linek, čemuž je věnován tento článek.

2. Formulace problému a současný stav

V současnosti se pro návrh sítě linek pomocí lineárního programování používají matematické modely, které vycházejí z modelu prof. RNDr. Jana Černého, DrSc., Dr.h.c. [1]. Odborná literatura jej označuje jako PRIVOL – přidělování vozidel linkám. Jedná se o model jednokriteriální optimalizace, jehož cílem je maximalizovat minimální poměrnou rezervu mezi počtem nabídnutých míst a průměrným požadavkem cestujících vypočítaný pro úsek dopravní sítě za určitou dobu. I přesto, že literatura [1] uvádí pouze jeden typ modelu, jde o velmi univerzální model a je možné jej modifikovat tak, aby byla optimalizována různá kritéria. V literatuře [2] nebo [3] se uvádějí některé výše zmiňované modifikace původního modelu.

V dalším textu je popsána modifikace základního modelu, jehož cílem je minimalizovat celkové náklady, které vznikají při provozu vozidel na linkách v zadané dopravní síti.

2.1. Definování problému

V zadané dopravní síti reprezentované grafem $G[V, H]$, ve které množina vrcholů V představuje významné uzly sítě (z hlediska obrátů vozidel, resp. větvení sítě) a množina hran H reprezentuje dopravní úseky je definována širší množina linek L_0 (v dalším textu předpokládáme, že se jedná o kyvadlové linky), kde pro každou z linek $l \in L_0$ známe oběžnou dobu t_{ol} . Na každé hraně $h \in H$ dopravní sítě známe intenzitu cestujících q_h v zatíženějším směru za hodinu (zvolenou časovou jednotku), přičemž tato intenzita udává ohodnocení hrany.

Do sítě linek můžeme nasadit různé dopravní prostředky, množinu dopravních prostředků označíme I . Pro každý druh dopravního prostředku $i \in I$ známe množinu typů vozidel J_i , které se od sebe liší svou kapacitou k_{ij} a jejich počty K_{ij} . Druhy dopravních prostředků se dále liší různými náklady na provoz vozidla na jeden oběh na lince $l \in L_0$.

¹ Ing. Martin Blatoň, Fakulta strojní, VŠB-TU Ostrava, Institut dopravy, Ústav pozemní dopravy, 17. listopadu 15, 708 33 Ostrava-Poruba, Česká republika, tel.: +420 59 732 5210, e-mail: blatonm@centrum.cz

Proměnné budou v matematickém modelu modelovat počet vozidel druhu dopravního prostředku $i \in I$, typu vozidla $j \in J_i$ nasazených na linku $l \in L_0$, budou mít označení x_{lij} a budou nezáporné celočíselné. Protože musíme zajistit, že každou linku $l \in L_0$ bude obsluhovat maximálně jeden druh dopravního prostředku $i \in I$ (což je v podmínkách MHD zpravidla uvažováno), bude v modelu zavedena bivalentní proměnná z_{li} . Pokud proměnná $z_{li} = 0$, potom druh dopravního prostředku $i \in I$ nebude na linku $l \in L_0$ nasazen, pokud proměnná $z_{li} = 1$, potom druh dopravního prostředku $i \in I$ bude na linku $l \in L_0$ nasazen. Uvažujme, že linka může být obsluhována libovolným dopravním prostředkem $i \in I$. Symbol C_{lij} označuje provozní náklady vozidla i -tého druhu j - tého typu na lince $l \in L_0$ na jeden oběh.

V matematickém modelu musíme omezujícími podmínkami zajistit, že:

- na každém úseku bude zajištěna nabídka dostatečného počtu míst,
- mezi linky nesmíme rozdělit více vozidel, než máme k dispozici,
- na každou linku můžeme nasadit maximálně jeden druh dopravního prostředku.

2.2. Matematický model

Matematický model, který umožní minimalizovat náklady na provoz vozidel, má tvar:

$$\min f(x) = \sum_{l \in L_0} \sum_{i \in I} \sum_{j \in J_i} N_l \cdot C_{lij} \cdot x_{lij} \quad (1)$$

za podmíněk:

$$\frac{\sum_{l \in L_h} \sum_{i \in I} \sum_{j \in J_i} N_l \cdot x_{lij} \cdot k_{ij}}{q_h} \geq 1 \text{ pro } h \in H \quad (2)$$

$$\sum_{i \in I} z_{li} \leq 1 \text{ pro } l \in L_0, \quad (3)$$

$$\sum_{j \in J_i} x_{lij} \leq z_{li} \cdot T \text{ pro } l \in L_0, i \in I \quad (4)$$

$$\sum_{l \in L_0} x_{lij} \leq K_{ij} \text{ pro } i \in I, j \in J_i \quad (5)$$

$$z_{li} \in \{0,1\} \text{ pro } l \in L_0, i \in I \quad (6)$$

$$x_{lij} \in \mathbb{Z}^+ \cup \{0\}, \text{ pro } l \in L_0, i \in I, j \in J_i$$

kde:

x_{lij} ... proměnná modelující počet vozidel druhu $i \in I$ typu $j \in J_i$ nasazených na linku $l \in L_0$ [vozidlo],

C_{lij} ... náklady na jeden oběh vozidla druhu $i \in I$ typu $j \in J_i$ na lince $l \in L_0$ [Kč.oběh⁻¹],

N_l ... počet oběhů vozidla na lince $l \in L_0$ [h⁻¹] (předpokládáme, že počet oběhů za hodinu je stejný pro všechny druhy dopravních prostředků a typy vozidel),

k_{ij} ... kapacita vozidla druhu $i \in I$ typu $j \in J_i$ [místo],

K_{ij} ... počet vozidel druhu $i \in I$ typu $j \in J_i$ [vozidla],

q_h ... intenzita přepravního proudu na úseku $h \in H$ [cestující.h⁻¹],

T ... prohibitivní konstanta.

Výraz (1) reprezentuje účelovou funkci, podmínka (2) zajišťuje, aby se na každém úseku sítě objevilo v průběhu sledovaného časového období minimálně tolik míst, kolik se na úseku průměrně požaduje, podmínky typu (3) a (4) zajišťují, že bude-li linka v provozu, bude obsluhována právě jedním druhem dopravních prostředků, podmínky (5) zajišťují, že mezi linky nerozdělíme více vozidel, než je kapacita vozidlového parku. Podmínky (6) jsou obligatorní podmínky.

3. Numerický experiment

Nyní použijeme sestavený matematický model pro řešení konkrétního příkladu.

Je dána linková síť (viz. obr. č.1). V síti se nachází 13 úseků, širší množinu linek tvoří 5 linek. Máme dva druhy dopravních prostředků, v rámci každého druhu dopravního prostředku jsou k dispozici dva typy vozidel. Ohodnocení hrany $h \in H$ značí intenzitu cestujících za hodinu q_h v zatíženějším směru. Rovněž tak je u každé hrany uvedeno, které linky danou hranu obsluhují.

Dalšími vstupními údaji jsou údaje o oběžných dobách linek, počtech vozidel jednotlivých druhů a typů a jejich kapacitách a nákladech, které musí být vynaloženy na hodinu jízdy vozidel jednotlivých druhů a typů.

Oběžné časy linek:

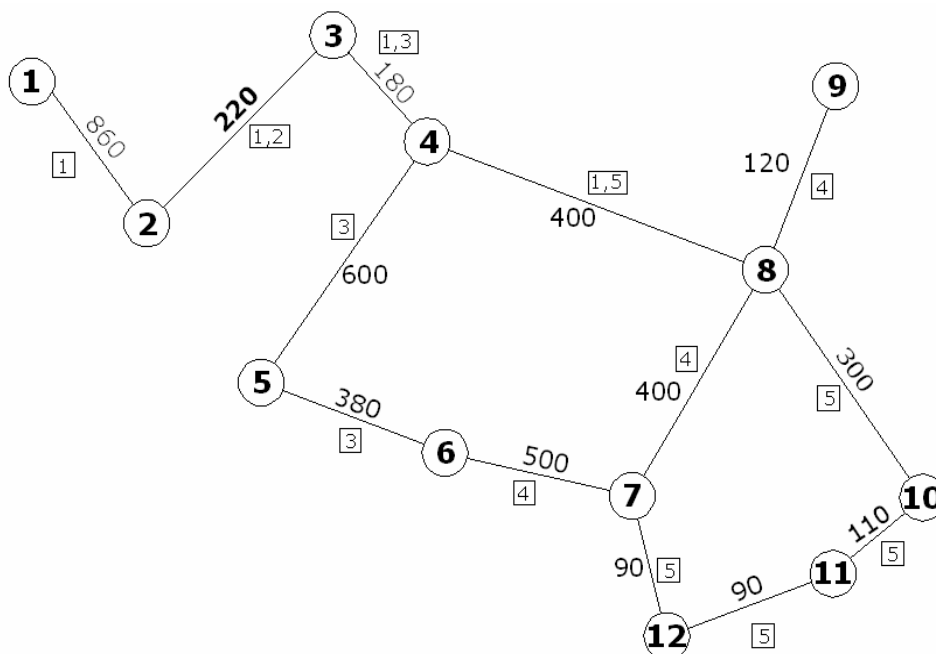
$t_{01} = 70$ min

$t_{02} = 25$ min

$t_{03} = 35$ min

$t_{04} = 40$ min

$t_{05} = 45$ min



Obr.1. Zadaná dopravní síť

Složení vozidlového parku:

Druh dopravního prostředku 1:

$k_{11} = 94$ míst, $K_{11} = 12$ vozidel

$k_{12} = 150$ míst, $K_{12} = 10$ vozidel

Druh dopravního prostředku 2:

$k_{21} = 99$ míst, $K_{21} = 12$ vozidel

$k_{22} = 118$ míst, $K_{22} = 10$ vozidel

Náklady na hodinový provoz jednotlivých druhů vozidel jsou tyto:

Druh dopravního prostředku 1:

Náklady na hodinu jízdy v městském provozu:

1. typu činí: 606 Kč.h⁻¹

2. typu činí: 620 Kč.h⁻¹

Druh dopravního prostředku 2:

Náklady na hodinu jízdy v městském provozu:

1. typu činí: 559 Kč.h⁻¹

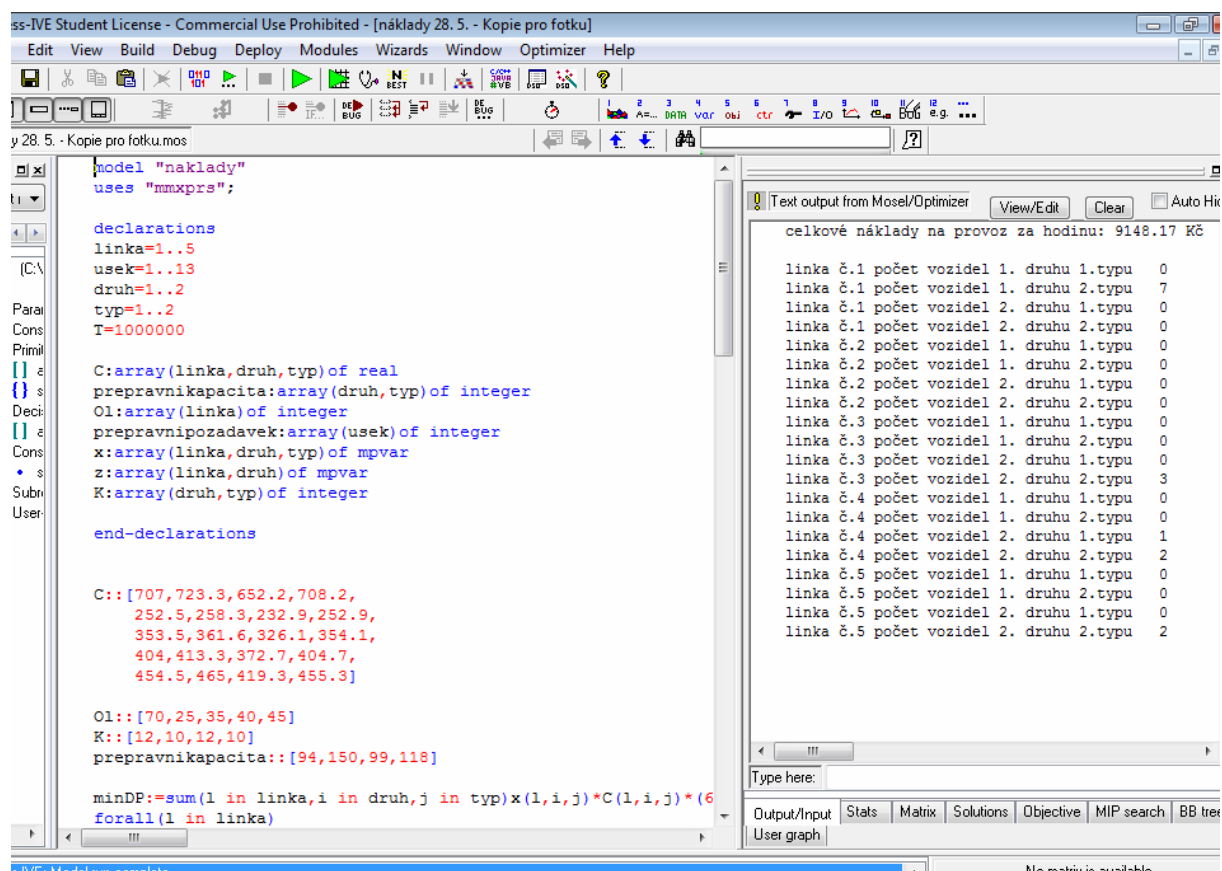
2. typu činí: 607 Kč.h⁻¹

Nejdříve je třeba vypočítat náklady na 1 oběh na jednotlivých linkách. Tyto náklady se určí jako součin oběžné doby vyjádřené v hodinách a hodinových nákladů na jízdu vozidla příslušného druhu a typu.

Náklady na 1 oběh pro jednotlivé linky, druhy dopravních prostředků a typy vozidel jsou uvedeny v tab. č.1.

Tab. 1 Náklady vozidla na jeden oběh

linka	DP 1 [Kč.oběh ⁻¹]		DP 2 [Kč.oběh ⁻¹]	
	typ 1 k ₁₁ = 94	typ 2 k ₁₂ = 150	typ 1 k ₂₁ = 99	typ 2 k ₂₂ = 118
1	707	723,3	652,2	708,2
2	252,5	258,3	232,9	252,9
3	353,5	361,7	326,1	354,1
4	404	413,3	372,7	404,7
5	454,5	465,0	419,3	455,3



Obr. 2. Pracovní prostředí optimalizačního software Xpress - IVE

Náklady je na hodinu provozu je možno zjistit na základě kalkulačních vzorců publikovaných v odborné literatuře [4].

Konkrétní matematický model řešeného příkladu není pro svou rozsáhlost uveden – má 13 podmínek typu (2), 5 podmínek typu (3), 10 podmínek typu (4), 4 podmínky typu (5) a 30 podmínek typu (6). Řešení matematického modelu bylo provedeno v optimalizačním software Xpress – IVE [5], jehož pracovní prostředí je znázorněno na obr. č.2.

Jak je patrné z obr.č.2 byly řešení sestaveného matematického modelu dosaženy následující výsledky - viz. tab. č.2.

Tab.2 Počty nasazených vozidel

linka	DP 1		Solaris	
	typ 1 $k_{11} = 94$	typ 2 $k_{12} = 150$	typ 1 $k_{21} = 99$	typ 2 $k_{22} = 118$
1	0	7	0	0
2	0	0	0	0
3	0	0	0	3
4	0	0	1	2
5	0	0	0	2

Hodnota účelové funkce optimálního řešení činila 9 148,20 Kč.h⁻¹.

Čas výpočtu úlohy na počítači s parametry: procesor Intel (R) Core (TM)2 Duo CPU T7500 2,2GHz a 2GB RAM činil 0,2 s.

4. Závěr

V článku se řeší problematika přidělování vozidel na linky městské hromadné dopravy v závislosti na minimalizaci nákladů na provoz spojů na linkách. V článku je uveden příslušný obecný matematický model, jehož funkčnost je následně testována v dopravní síti složené ze třinácti úseků a obsluhované pěti linkami. Pomocí numerického experimentu byla prokázána funkčnost navrženého modelu.

5. Literatura a zdroje informací

[1] ČERNÝ J., KLUVÁNEK, P.: Základy matematickej teórie dopravy, Veda, Bratislava, 1991, 1. vydání, s.280. ISBN 80-224-0099-8.

[2] TEICHMANN, D.: O několika modifikacích matematického modelu přidělování vozidel linkám v městské hromadné dopravě. Nová železniční technika. 2009, č. 1, s.20-23.

[3] BLATOŇ, M.: The Mathematical Model of Assigning Vehicles to Transport Lines Modification. Sborník vědeckých prací VŠB-TU Ostrava. 2009, č.1.

[4] EISLER, J.: Úvod do ekonomiky dopravy, Codex Bohemia, 1998, 1. vydání, s.281. ISBN 80 - 85963 - 54 - X.

[5] www.dashoptimization.com

POSTPROCESSING DÁT MKP - INDIKÁTOR BIAXIALITY, FAKTOR BEZPEČNOSTI A S-N KRIVKY PRE PREDIKCIU ŽIVOTNOSTI

Ján BURÁK

Kľúčové slová: únava materiálu, biaxialita, únavový redukčný faktor, MKP, S-N krivka

Abstract:

This contribution presents FEM data (results) postprocessing for searching critical places in structural elements with application to fatigue analysis. Presented data processing is complex view to stress state.

1. Úvod

Vo všeobecnosti je únava materiálu reálnych konštrukčných elementov ovplyvňovaná dôležitými vplyvmi, ktoré musia byť uvažované pri projektovaní na únavu. Tieto vplyvy sú korózia, teplota, spôsob zaťažovania, štatistické aspekty (spoľahlivosť), frekvencia, vrubové efekty a koncentrácie napätia, zvyškové napätia a povrchové opracovanie, zvary, veľkosť, fretting atď. [4], [5]. Spôsobujú diferencie v únavovej pevnosti a preto je pri predikcii životnosti dôležitý výber vhodnej S-N krivky resp. uvažovanie únavových redukčných faktorov.

Tento príspevok v krátkosti prezentuje vybrané postupy pre postprocessing dát (ďalšie spracovanie) získaných pomocou MKP. Uvedené postupy sprehľadňujú napäťovo-deformačný stav telesa a pomáhajú napr. pri voľbe S-N krivky spracovaním indikátora biaxiality a faktora bezpečnosti únavovej analýzy MKP. Pre praktickú aplikáciu je použitý software SolidWorks simulation [16, 18] a Matlab [17, 19]. Príspevok je úsilím pre komplexnejšie využitie výsledkov simulácií MKP ich ďalšou analýzou.

2. S-N krivky

Testy na tvorbu S-N kriviek sú vykonávané za kontrolovaných podmienok. Bežne je používané osovú zaťaženie. Vo všeobecnosti môžu byť podmienky pre stav telesa multiaxiálne, preto je potrebné uvažovať korekčný faktor. Software používa únavový redukčný faktor (K_f) v menu únavové vlastnosti.

V prípade zostavy zlozenej z častí s odlišnými materiálmi, každá časť zostavy bude mať jej vlastné únavové vlastnosti podľa materiálu (S-N krivky) rovnako ako aj statické vlastnosti podľa materiálu (modul pružnosti) [9].

Štandardné laboratórne testy na tvorbu S-N kriviek aplikujú cyklické zaťaženie ako rotačný ohyb, čistý ohyb, axiálny ťah-tlak, a krútenie [11].

Množstvo skúseností s biaxiálnou napätosťou komponentov poukazuje na to, že je výsledkom kombinovaného ohybu a krútenia. Príkladom sú hriadele na autách a železničných vozňoch [1].

3. Faktor bezpečnosti (factor of safety (FOS))

Graf faktora bezpečnosti [9]: Zobrazuje faktor bezpečnosti pre únavové poškodenie v každom bode telesa. Faktor bezpečnosti 3.5 v určitom bode indikuje, že definovaný únavový prípad (spektrum zaťaženia) bude spôsobovať únavové poškodenie v tomto bode ak vynásobíme všetky zaťaženia definované v statickej analýze 3.5. Mnoho zdrojov odporúča faktor bezpečnosti medzi 1.5 a 3.0 [15].

Pre stanovenie faktora bezpečnosti je pre poddajné materiály odporúčané von Mises kritérium a tresca kritérium. Experimentálne výsledky podporujú von Mises kritérium. Pre krehké materiály je odporúčaná teória maximálnych hlavných napätí [1], [2].

Pre von Mises kritérium: $FOS = \sigma_{limit} / \sigma_{vonMises}$

4. Únavový redukčný faktor (fatigue strength reduction factor)

Únavový redukčný faktor (K_f): Hodnota tohto faktora je medzi 0 a 1, pre zachytenie

rozdielov v podmienkach pri testoch na tvorbu S-N kriviek a skutočnými prevádzkovými podmienkami. Program delí meniace sa napätie týmto faktorom pred čítaním prislúchajúceho počtu cyklov z S-N krivky. Toto je ekvivalentné pre redukovanie počtu cyklov ktoré spôsobujú poškodenie od určitého meniaceho napätia. Manuály pre únavu odporúčajú hodnoty pre únavový redukčný faktor [9].

Celkový efekt všetkých vplyvov je popísaný komplexným únavovým redukčným faktorom K_f [12].

$$K_f = K_c * K_m * K_{\text{freq}} * K_1 * K_t * K_r * K_n * K_{\text{fret}}$$

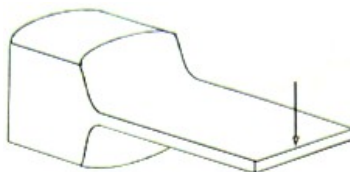
kde je korózia K_c , teplota K_t , spôsob zaťaženia K_m , spoľahlivosť K_r , frekvencia K_{freq} , vrubové efekty K_n , veľkosť K_1 , fretting K_{fret} .

Testy únavových materiálových vlastností (S-N krivky) sú obyčajne realizované za kontrolovaných podmienok (t.j. axiálne zaťaženie, leštené testované vzorky, ...). Ak sa prevádzkové podmienky líšia od testovacích, má byť použitý modifikačný faktor. Meniace sa únavové napätie je obyčajne delené modifikačným faktorom, ktorý nájdeme v manuáloch pre projektovanie (delenie meniaceho sa únavového napätia únavovým redukčným faktorom je ekvivalentné násobeniu únavovej pevnosti únavovým redukčným faktorom) [8].

V S-N prístupe, únavová pevnosť môže byť delená únavovým vrubovým faktorom, K_f . Ak teoretický faktor koncentrácie napätia, K_t , pre multiaxiálne zaťaženie sa príliš odlišuje pre odlišné hlavné smery, každý komponent nominálneho meniaceho napätia môže byť násobený korešpondujúcim vrubovým faktorom, K_f . Toto môže byť urobené, pretože S-N prístup je používaný hlavne pre elastické stavy a preto superpozícia môže byť použitá na odhad vrubových napätí z kombinovaného multiaxiálneho zaťaženia [4].

Faktor K_f je v teórii únavy nazývaný únavový redukčný faktor alebo vrubový faktor [2].

Únavový redukčný faktor je v rozsahu $1 < K_f < K_t$. Kde K_t je faktor koncentrácie napätia [3].

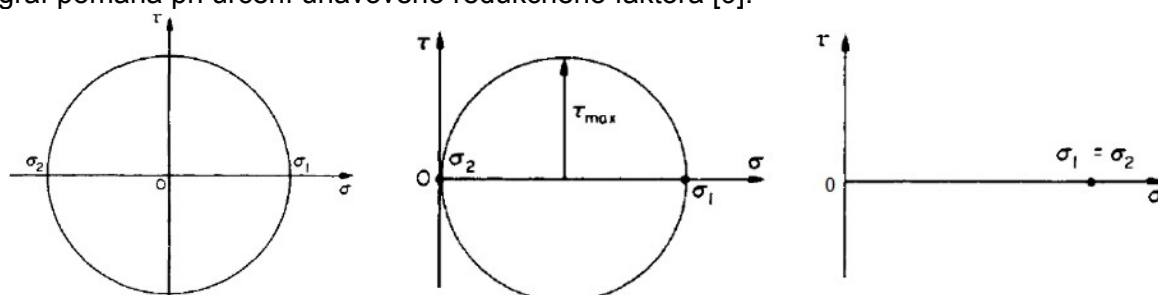


Poznámka: Z uvedeného vidieť odlišnosť pri označovaní faktora K_f v teórii únavy a v Solidworks simulation (K_f a K_n).

Toto je Bannantine a Socie testovacia vzorka kde jednoosové zaťažovanie spôsobuje biaxiálny stav napätosti (v dôsledku vrubu). Pričom výsledok experimentu je 600 cyklov záťažovej histórie, multiaxiálna predikcia životnosti je 770 cyklov a uniaxiálna je 5000 [1].

5. Indikátor biaxiality (biaxiality indicator (BI))

Graf indikátora biaxiality: Zobrazuje pomer menšieho meniaceho sa hlavného napätia (ignoruje meniace sa hlavné napätie blízke nule) a väčšieho meniaceho sa hlavného napätia. Hodnota -1.0 indikuje čistý šmyk, a hodnota 1.0 indikuje čistý biaxiálny stav (obr.1). Tento graf pomáha pri určení únavového redukčného faktora [9].



Obr.1. Mohrove kružnice pre napätosti kde BI=-1 (šmyk), BI=0 (jednoosá napätosť), BI=1 (rovinná napätosť)

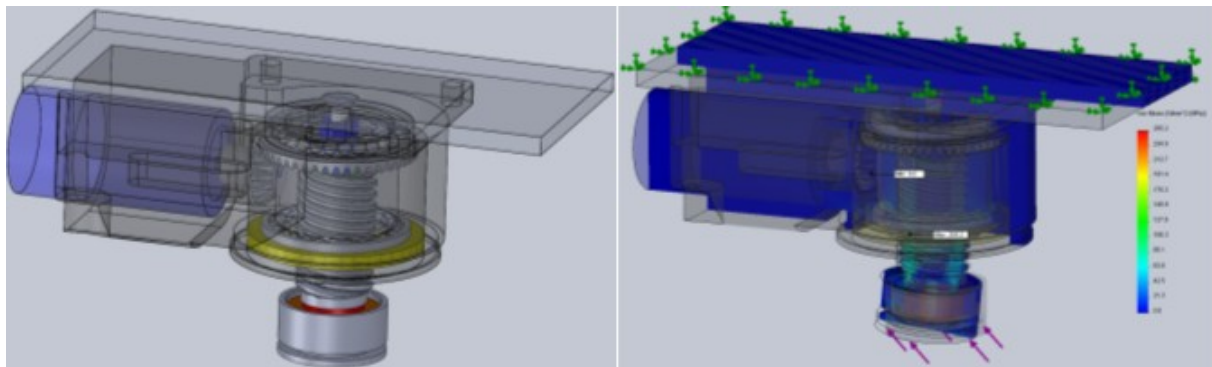
6. Postprocessing dát - indikátor biaxiality a faktor bezpečnosti

Indikátor biaxiality: Pomer menšieho meniaceho sa hlavného napätia (ignoruje

meniace sa hlavné napätie blízke nule) a väčšieho meniaceho sa hlavného napätia (obr.6).

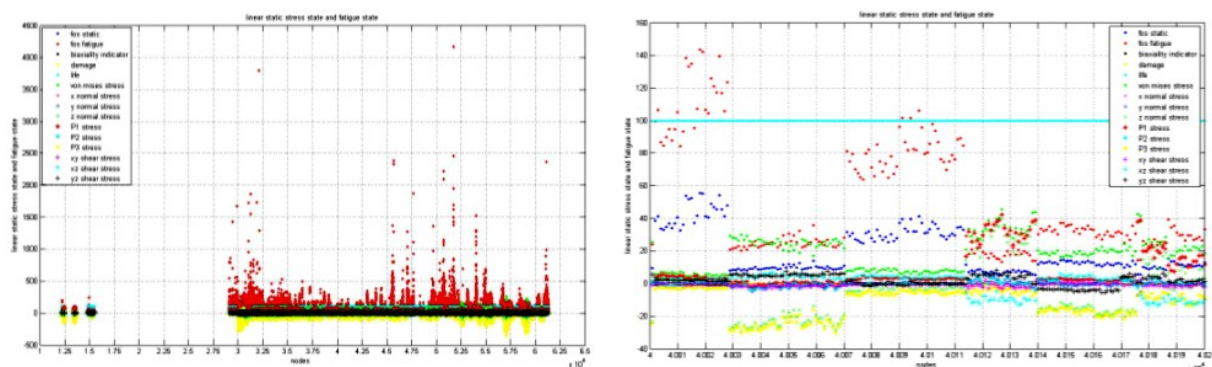
Graf biaxiálnej napätosti: cez celý model. S-N dáta sú jednoosé ale výsledky napätí sú obyčajne multiaxiálne. Táto skutočnosť ponúka používateľovi určitý názor na stav napätosti a ako interpretovať výsledky (6. časť tohto príspevku). Indikátor biaxiality je definovaný ako pomer menšieho hlavného napätia a väčšieho hlavného napätia zanedbajúc hlavné napätia blízke nule. Biaxialita 0 predstavuje jednoosú napätosť, hodnota -1 predstavuje čistý šmyk, a hodnota 1 predstavuje čistý biaxiálny stav. Ak by sme sledovali graf biaxiálnej napätosti súčasne s faktorom bezpečnosti mohli by sme vidieť, že najviac poškodené miesta sa vyskytujú v bodoch s čistým šmykom. Potom by bolo vhodné použiť S-N dáta získané prostredníctvom torzného zaťaženia ak je to možné [8].

Napäťový stav telesa je reakcia telesa na všetky definované vnútorné a vonkajšie vplyvy (geometria, prostredie atď.). Z vyššie uvedených poznatkov vidieť vplyv geometrie (vrubový účinok) a spôsobu zaťažovania na stav napätosti v telese.



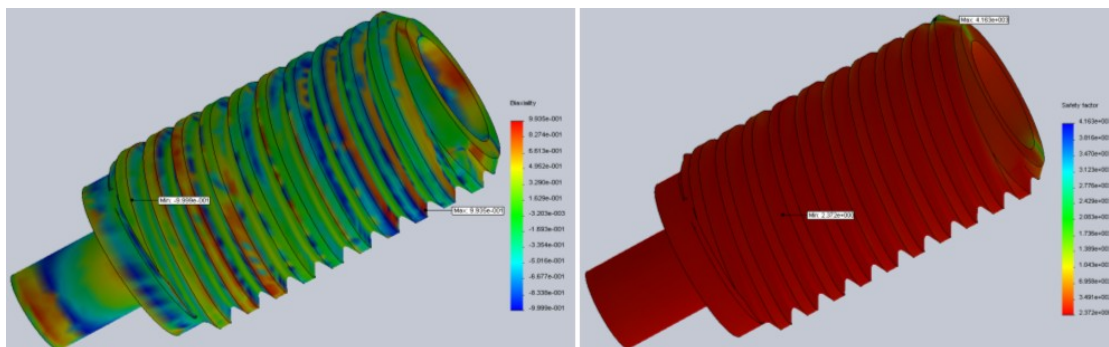
Obr.2. 3D model, štandardná vizualizácia napätí s max. a min. hodnotou

Výsledky simulácií MKP, ako súbory dát, je možné transportovať napr. do softwaru Matlab a pomocou „matlabovských“ alebo vlastných procedúr podľa potreby (aj štatisticky) spracovať. Vieme tak identifikovať nie len maximum a minimum výsledkov simulácií zostavy (alebo jednej časti) (obr.2 a 4) ako to obyčajne ponúkajú programy, ale identifikujeme všetky nódy zostavy (alebo jednej časti) (všetky kritické miesta resp. nódy s hodnotami faktora bezpečnosti pod hranicou akceptovania) a vieme ich analyzovať. Na obr.3 je vidieť vybranú grafickú interpretáciu napäťovo - deformačného stavu pre identifikáciu kritických miest.

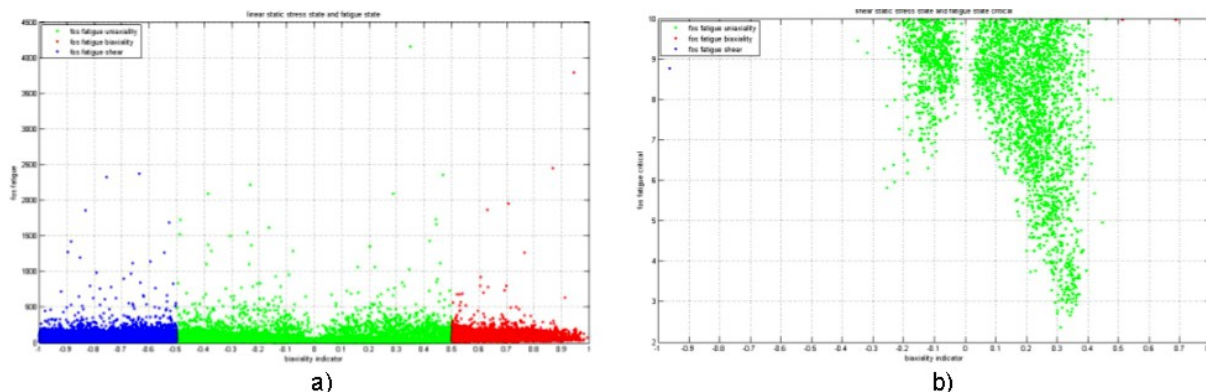


Obr.3. Stav napätosti telesa - nódy (os x) a vybrané komponenty statickej lineárnej a únavovej analýzy (os y)

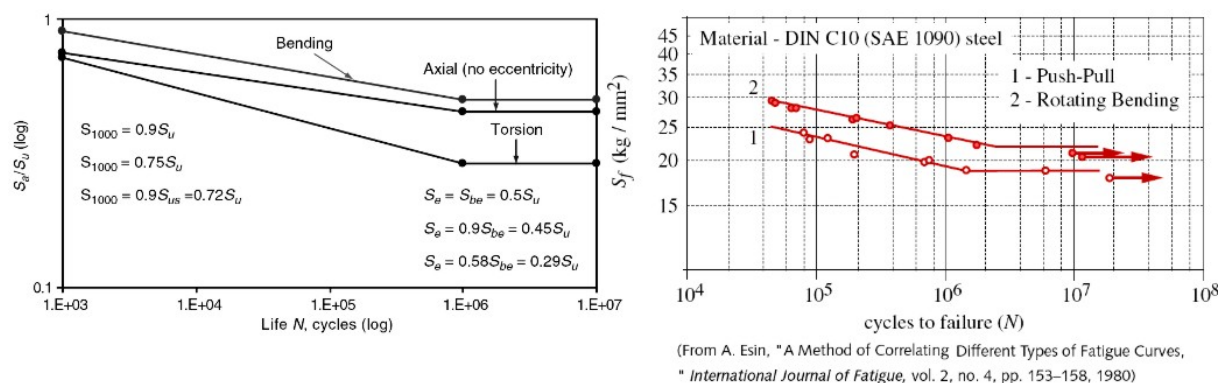
Pre voľbu vhodnej S-N krivky (t.j. za akých podmienok bola zostavená, obr.6, 7), pre náš prípad, je treba spracovať dáta indikátora biaxiality a dáta faktora bezpečnosti. Na obr.5 vidieť spôsob vyhodnotenia kritických nódov podľa ich počtu, hodnoty FOS a indikátora biaxiality. Podľa hodnoty BI kritických nódov vidieť, že v týchto rozhodujúcich miestach telesa, v tomto prípade, jednoznačne prevláda jednoosá napätosť. Podľa hardwarového vybavenia je pri zostavách možné spracovať dáta každej časti zostavy samostatne alebo celej zostavy súčasne.



Obr.4. Indikátor biaxiality a faktor bezpečnosti



Obr.5. Filter nódov s faktorom bezpečnosti (os y) a indikátorom biaxiality (os x), a) FOS 4500, b) FOS 10

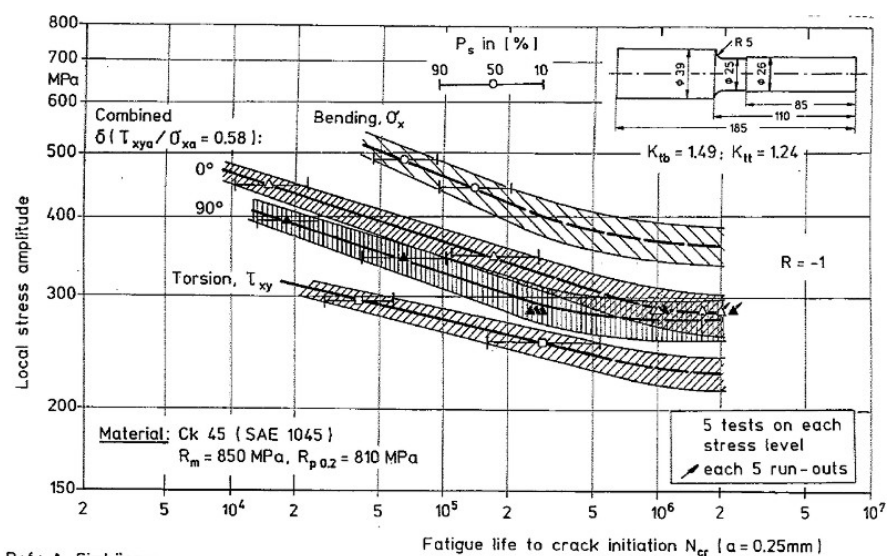


Obr.6. Zovšeobecnené S-N krivky pre rôzne druhy zaťaženia pre ocele [2]

Kritické miesta je kvôli prehľadnosti vhodné analyzovať v tabuľkovej forme (tab.1). V prípade kritických miest s výskytom napätosti (šmyk) inej ako predpokladaná (jednoosá) je potrebné vykonať únavovú analýzu pre krivku životnosti tvorenú zaťažením spôsobujúcim takúto napätosť (šmyk) alebo numericky upraviť únavovú pevnosť koeficientom.

Tab.1. Výpis vybraných napäťovo-deformačných komponentov kritických nódov pre filter FOS 3 únavovej analýzy

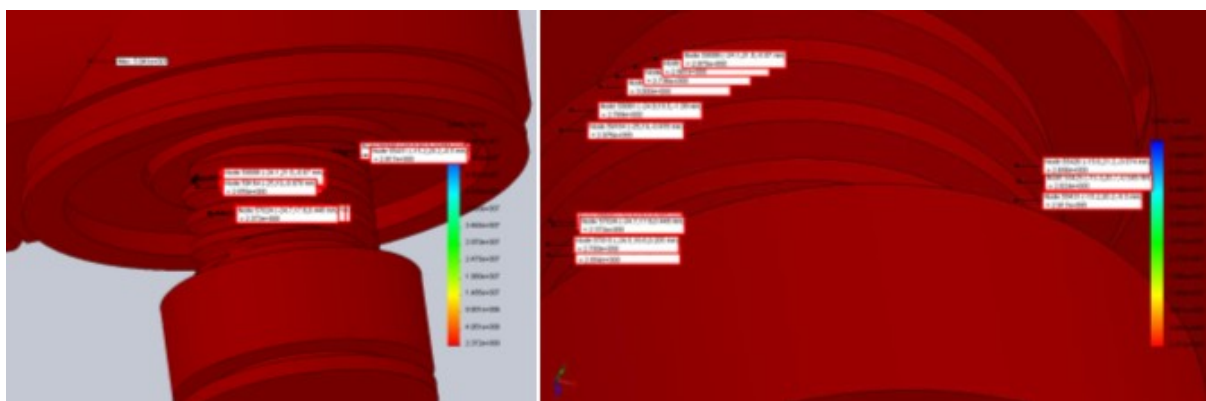
N	FOS F	NODES	BI	VON MISES	FOS S	FOS F	P1	P2	P3	X NORMAL	Y NORMAL	Z NORMAL	XY SHEAR	XZ SHEAR	YZ SHEAR
1	7	55425	0.3485	214.4000	1.1000	2.8240	295.2000	102.9000	64.0000	79.9000	97.5000	284.6000	-12.9000	-47.6000	-3.9000
2	2	55426	0.3418	228.0000	1.0300	2.6560	311.1000	106.3000	65.5000	79.5000	96.9000	306.6000	-17.9000	-31.9000	3.3000
3	9	55431	0.3621	207.6000	1.1300	2.9170	296.0000	107.2000	73.7000	95.4000	105.3000	276.3000	-7.0000	-63.0000	-3.5000
4	8	57008	0.3168	212.2000	1.1100	2.8540	-59.1000	-90.3000	-285.2000	-93.6000	-90.7000	-250.3000	-1.1000	-75.6000	-30.9000
5	6	57015	0.3003	217.8000	1.0800	2.7800	-52.0000	-85.5000	-284.6000	-81.6000	-88.0000	-252.5000	-2.3000	-72.8000	-33.5000
6	3	57022	0.2999	223.4000	1.0500	2.7100	-52.8000	-87.4000	-291.6000	-67.7000	-87.5000	-276.6000	2.6000	-54.5000	-19.1000
7	1	57024	0.3110	255.2000	0.9200	2.3720	-77.3000	-107.7000	-346.4000	-78.3000	-107.5000	-345.5000	3.2000	-12.9000	-7.7000
8	5	59081	0.3334	218.7000	1.0700	2.7690	-62.7000	-99.1000	-297.3000	-94.3000	-98.9000	-266.0000	-2.3000	-79.7000	2.4000
9	13	59089	0.3596	201.8000	1.1600	3.0000	-86.9000	-107.2000	-298.1000	-106.0000	-105.5000	-280.6000	-2.6000	-55.8000	16.1000
10	4	59090	0.3447	221.3000	1.0600	2.7360	-76.0000	-107.3000	-311.3000	-100.3000	-106.2000	-288.1000	-2.8000	-65.3000	25.5000
11	12	59097	0.3468	203.1000	1.1600	2.9810	-74.9000	-100.4000	-289.6000	-102.6000	-95.8000	-266.4000	-3.7000	-60.9000	26.4000
12	10	59098	0.3300	203.5000	1.1500	2.9750	-61.5000	-91.9000	-278.5000	-93.5000	-86.8000	-251.5000	-3.4000	-62.4000	34.9000
13	11	59164	0.2926	203.4000	1.1600	2.9760	-22.9000	-72.1000	-246.4000	-34.9000	-70.6000	-236.0000	9.0000	47.0000	-0.4000



Ref.: A. Simbürger

Obr.7. S-N krivky pre rôzne druhy zaťaženia pre ocele [14]

Po číselnom identifikovaní kritických nódov ich vieme späťne zobrazit' na maticnom modeli MKP pre vizuálnu lokalizáciu v rámci telesa (obr.8).



Obr.8. Spätná vizualizácia kritických miest

7. Záver

Postprocessing výsledkov MKP je nevyhnutnou súčasťou navrhovania konštrukčných prvkov. Umožňuje komplexnejší pohľad na napäťovo - deformačný stav navrhovaných prvkov. Takýmto spôsobom je možné spracovať a zaviesť do procesu navrhovania aj výsledky napr. stabilitej a nelineárnej analýzy. Počet kritických miest a ich rozloženie, napäťovo - deformačný stav v kritických miestach, hodnoty indikátora biaxiality a faktora bezpečnosti v týchto miestach prípadne iné informácie o kritických miestach umožňujú realizovať zásahy pre elimináciu poškodenia únavou materiálu. Ak únavová pevnosť konštrukčného detailu nevyhovuje, možno urobiť napr. tieto opatrenia [6]:

- zmenšiť rozkmit napätí zmenšením zaťaženia alebo zväčšením hrúbky materiálu. Zväčšenie hrúbky je nevhodné riešenie, odporúča sa len v krajnom prípade,
- zvoliť vhodnejší tvar konštrukčného detailu, s vyššou hodnotou únavovej pevnosti (resp. prijateľnejšie rozloženie kritických miest - pri zostavách relokovať kritické miesta pre efektívnu výmenu konštrukčných elementov zostavy, fail - safe),
- zvýšiť únavovú pevnosť zvarových spojov, zmenšením vrubových účinkov spojov obrúsením povrchu zvarov alebo pretavením prechodu zvaru do základného materiálu spôsobom TIG,
- zavedením povrchového tlakového napätia mechanickým spevnením (napr. guličovaním, valčekom) alebo úpravou povrchu chemicko - tepelným spracovaním (napr. difúznym sýtením dusíkom).

Príspevok bol vypracovaný 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.

Literatúra

- [1] Draper J.: Modern metal fatigue analysis, EMAS Publishing, ISBN 0947817794, 2008
- [2] Yung-Li Lee, Jwo Pan, Hathaway R., Barkey M.: Fatigue testing and analysis, theory and practice, Elsevier, ISBN 0-7506-7719-8, 2005.
- [3] Theodore Nicholas: High Cycle Fatigue A Mechanics of Materials Perspective, Elsevier, ISBN 0-08-044691-4, 2006.
- [4] Ralph I. Stephens, Ali Fatemi, Robert R. Stephens, Henry O. Fuchs: Metal fatigue in engineering, Wiley Interscience, ISBN 0-471-51059-9, 2001
- [5] Jaap Schijve: Fatigue of structures and materials, Kluwer Academic Publisher, ISBN 0-7923-7013-9, 2004.
- [6] Trebuňa, F., Buršák, M.: Medzné stavy – lomy, Grafotlač, Prešov, 2002.
- [7] Hearn, E. J.: Mechanics of materials 1, Butterworth Heinemann, ISBN 0 7506 3265 8, third edition, 1997

Odborné príspevky

- [8] D. Alfred Hancq, Ansys Inc. – Fatigue analysis using ANSYS.
- [9] Solid Works 2009 help.
- [10] Cosmos Works 2006 help
- [11] CosmosWorks, White paper, Design to Prevent Fatigue, 2005.
- [12] Solid Works Simulation 2009 training manual.
- [13] Solid Works Simulation Professional 2009 training manual.
- [14] Gaier, C., Dannbauer, H.: Fatigue Analysis of Multiaxially Loaded Components with the FE-Postprocessor FEMFAT-MAX, Engineering Center Steyr, Austria.

Normy

- [15] NASA-STD-5001: Structural design and test factors of safety for spaceflight hardware, 1996

Software

- [16] Solid Works 2009
- [17] Matlab R2008a

Webové stránky

- [18] www.solidworks.com
- [19] www.mathworks.com

Recenzent: Doc. Ing. Oskar Ostertag, PhD., TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, Katedra aplikovanej mechaniky a mechatroniky, Letná 9, Košice, 04001, e-mail: oskar.ostertag@tuke.sk

LOGISTICKÉ CENTRÁ NA SLOVENSKU

Martina DUTKOVÁ², ŠTEFAN DUTKO, PETER BIGOŠ

Kľúčová slova: logistické centrum, logistický park, Just in Time

Abstrakt:

Ekonomický rozvoja Slovenská prilákalo na naše územie množstvo investorov z rôznych sfér obchodu, ale aj priemyslu. Prejavuje sa to zvýšením nielen zamestnanosti, ale aj nárastom hrubého domáceho produktu ako aj rozvojom logistiky na Slovensku. Logistika na Slovensku môže zohrať významnú úlohu a to najmä z dôvodu jej polohy.

1. Úvod

Súčasná doba sa vyvíja veľmi rýchlo a tým aj stúpajú nároky zákazníkov na požiadavky a potreby. V súvislosti s týmito rastúcimi nárokmi začínajú vznikať nové objekty a služby - tým sa začína aj frekventovanejšie používať slovo logistika. Začala sa používať v armáde no dnes už prenikla aj do podnikateľskej sféry - do sveta ekonomiky a obchodu. Je to veda, ktorá zahŕňa v sebe viac vedných odborov. Jedná sa o ucelený systém, komplexný systém. Dôležitými elementmi v národohospodárskej logistike sú systémy: logistické podniky a domácnosti.

Najväčším „módnym“ hitom sa v posledných rokoch na Slovensku stala výstavba logistických centier ako i priemyselných logistických parkov. Slovensko leží v srdci Európy, čo sa môže vhodne využiť na ich výstavbu, z hľadiska polohy. Pri výstavbe logistického centra je potrebné zvážiť infraštruktúru, ktorá sa v poslednom období na Slovensku začala rapídne rozvíjať, ale aj napriek tomu má Slovensko značné rezervy. Určite však k tomu neprispela terajšia situácia. Hospodárska kríza, tak ako aj v iných krajinách tak i na Slovensku sa podpísala pod to, že sa znížila výstavba, ale i dopyt po tovaroch a službách.

Dnešok je v znamení skúmania, analyzovania, výskumu a najmä praktického využívania tejto vednej disciplíny. A tieto trendy sa naplno využívajú pri vytváraní nových a pretváraní doterajších logistických centier. Veď na Slovensku zaujímavom nielen z pohľadu geografickej polohy, ľudských zdrojov i ekonomických stimulov sa v poslednej dobe postavilo mnoho logistických centier, priemyselných parkov i nových výrobných závodov.

2. Postavenie logistického centra v logistickom reťazci

Logistické centrum (ďalej LC) - regionálny dodávateľsko – distribučný uzol (obr.1). Jeho internú infraštruktúru tvoria sklady s príslušným vybavením a priestory určené na prekládku tovaru z jedného druhu dopravy na iný vrátane prekladacích zariadení.

Obvyčajne sa zriaďujú v uzloch - kombinovanej dopravy,
- miestnej a diaľkovej dopravy,
- materiálových a informačných tokov.

Na základe vývoja posledných rokov je možné povedať, že sa vyvinuli tri základné piliere:

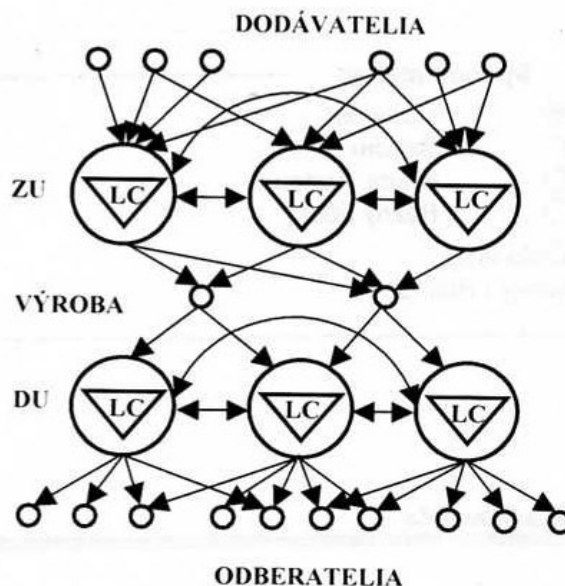
a) logistické centrá maloobchodných reťazcov, ktorých úlohou je dodávkami zabezpečovať plynulý chod rozsiahlej maloobchodnej siete. Tieto centrá vyrastajú v ľahko dostupných lokalitách, najmä pri diaľniciach, resp. diaľničných privádzačoch,

b) Just-in-time, ktorí sú zameraní na dodávky komponentov predovšetkým v automobilovom priemysle v reálnom čase. Sú lokalizovaní v blízkosti významných výrobcov Volkswagen, PSA, KIA apod. Prínosom tohto systému je eliminácia skladových kapacít, keď výrobcovia nenakupujú polotovary „na sklad“, ale zabezpečujú si dodávky od subdodávateľov podľa svojej potreby v reálnom čase. Tento systém eliminuje náklady na

² Prof. Ing. Peter Bigoš, CSc., Ing. Martina Dutková, Ing. Štefan Dutko, Strojnícka fakulta, TUKE, Katedra konštruovania, dopravy a logistiky, Letná 9, 040 01 Košice, Slovenská republika, tel:+421 556 022 367, e-mail: peter.bigos@tuke.sk, martina.dutkova@tuke.sk

výstavbu skladových hál, náklady na dopravu, náklady na výstavbu skladových hál, ako aj náklady na skladové zásoby,

c) logistickí operátori sú subjekty, ktoré uskutočňujú prepravu tovarov pre tretie osoby. Sú špecializovaní podľa spôsobu prepravy, alebo podľa sortimentu, ktorý prepravujú.



Obr. 1 Väzby v modeli s LC
ZU - zásobovacie uzly, DU - distribučné uzly

Logistický park - možno charakterizovať ako komplex navrhnutý a postavený tak, aby podporoval logistické procesy a riešenia. Charakterizujú ho tieto znaky:

- *n vstup* dopravcov, prepravcov, zasielateľov, logistických služieb, logistického priemyslu, obchodných organizácií, orgánov štátnej správy, finančných a poisťovacích spoločností a ďalších podnikateľov;
- *n napojenie najmenej na dva druhy dopravy*, v Slovenskej republike najmä na železničnú a cestnú dopravu;
- *n podpora* synergických efektov presadením kooperačných projektov zúčastnených firiem.

Pre úplnosť treba povedať i to, že pojmy logistické centrum a logistický park sa často zamieňajú, alebo považujú za synonymá (význam je v podstate rovnaký), ale nie je to tak. Rozdiel je ako v organizácii funkcií, tak i v spôsobe financovania. Zjednodušene povedané - logistické centrum - je dodávateľsko - distribučný uzol, tvorí prvok funkčnej siete a čo sa týka financovania je to zabezpečené zo súkromných zdrojov.

Na rozdiel od toho je logistický park zriaďovaný najmä za účelom podpory výroby, funguje väčšinou autonómne, pričom je zameraný na určitú činnosť v logistickom reťazci konkrétneho výrobcu. Z pohľadu financovania vybudovať ho bez podpory štátu je takmer nemožné. Z toho vyplýva i ďalší rozdiel, vzhľadom ku vstupu štátu je logistický park koncipovaný ako verejný t.j. otvorený pre širokú podnikateľskú verejnosť.

V minulosti sa vyrábalo vo veľkom „na sklad“ - boli to veľké sklady, ktorých hlavným účelom bolo mať veľkú kapacitu, aby sa do nich mohol umiestniť veľké množstvo tovarov a tak isto aj veľký počet sortimentu. Ale tak ako sa menil pohľad na extenzívny spôsob výroby, menila sa i stratégia v skladovom hospodárstve. Priestor, rýchlosť, čas a s tým súvisiaca aj ekonomická efektivita - to začalo zaujímať tak výrobnú ako aj odberateľskú sféru. I vďaka tomu slávila a dodnes slávi úspech koncepcia tzv. JIT - Just in Time - dodávka včas.

Túto koncepciu používali Japonci už v 70 - tých rokoch 20 - tého storočia. V Európe sa začala používať začiatkom 80 - rokov. Predstavuje novú výrobnú a logistickú stratégiu a taktiež novú filozofiu myslenia. Účelom je zefektívnenie výroby bez zvyšovania nákladov. Stratégia výroby sa orientuje na zákazníka a začína sa vyrábať podľa ich požiadaviek. Takže

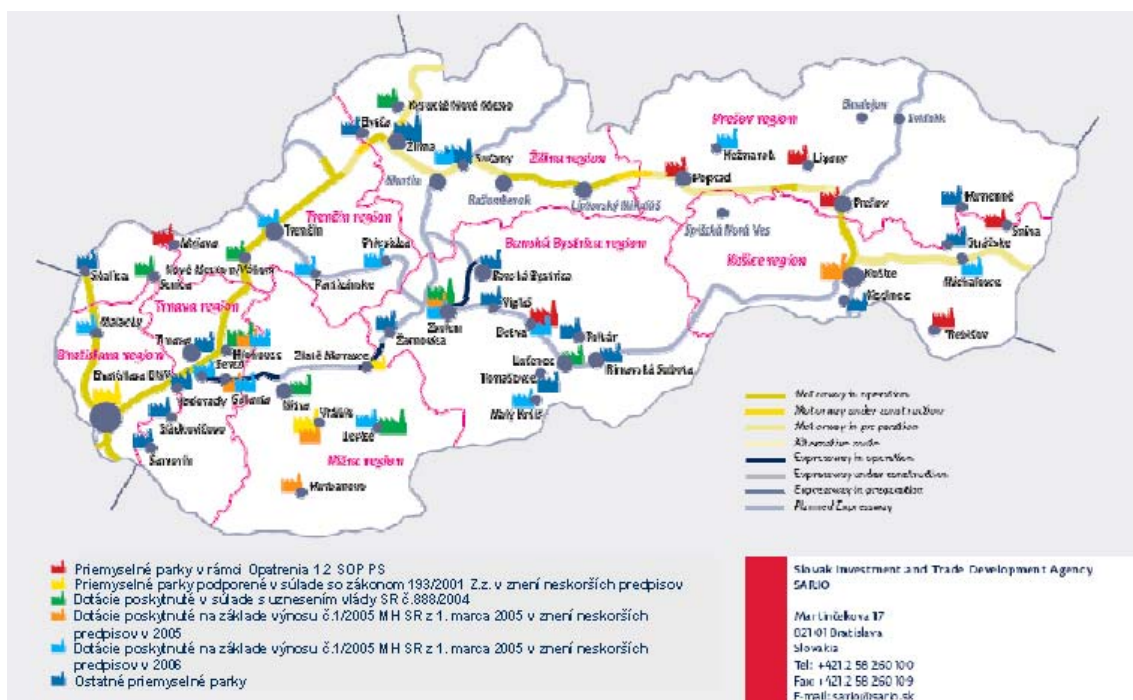
podnikatelia zistili, že vyrábanie tovaru na sklad a ich skladovanie zvyšuje náklady podniku. Zvlášť u podnikov, ktoré vyrábajú tovary potravinového charakteru. Každý tovar, ktorý nie je hneď spotrebovaný zvyšuje podnikateľovi náklady, ktoré musí vynaložiť v súvislosti so skladovaním a samozrejme, že vznikajú aj škody v prípade skaziteľného tovaru. To bolo základnou zmenou a dôvodom, že sa z veľkých centrálnych skladov s veľkou kapacitou vytvárali sklady s novou filozofiou i postavením v celom reťazení výroby a obchodu.

Dnes už nieto pochyb, že LC tvoria dôležitý článok logistického reťazca medzi dodávateľom a konečným spotrebiteľom. Slúžia na preklenutie určitého časového obdobia pri nevyváženom materiálovom toku a materiálovej potrebe t.j. šetria ich čas a peniaze.

K hlavným službám, ktoré LC ponúkajú, patria: nákladná doprava, prekládka tovaru v nákladových jednotkách kombinovanej dopravy, prekládka kusového tovaru na paletách, skladovanie, zhromažďovanie, distribúcia, balenie, komisionálna činnosť (dlhodobé uskladnenie, triedenie, tvorba zásielok a rozvoz pre konečného spotrebiteľa).

3. Výstavba logistických centier

Vzhľadom k tomu, že Slovensko má veľmi dobrú polohu po vstupe do EU sa začali u nás udomáčňovať zahraničné firmy, čo malo veľký vplyv na výstavbu logistických centier. Avšak veľmi dôležitú úlohu pri výstavbe zohráva infraštruktúra, ktorá u nás ešte stále nie je vo finálnej fáze. Veď LC sa plánujú nielen blízko veľkých výrobných závodov s dobrými prístupom na cestnú a železničnú dopravu z dôvodu plynulého zabezpečenia zásobovania! I na základe týchto objektívnych príčin sa u nás stavajú LC rôznorodého významu:



Obr.2. Priemyselné zóny a parky na Slovensku (zdroj SARIO)

A) miestne LC: operujú zvyčajne v obvode do 20 km a ich hlavnou náplňou je distribúcia tovaru v danom obvode. V praxi to znamená, že centrum preberá z prepravných prúdov veľkokapacitnej cestnej dopravy tovar, ktorý následne v potrebnom objeme a čase distribuuje pre zákazníkov dopravnými prostriedkami s menšou kapacitou,

B) regionálne LC: jeho dosah je zvyčajne okolo 100 km. Jeho náplň i poslanie je zrejmé z obr.č.1 a toto centrum ponúka aj vybrané logistické služby typické alebo potrebné pre región, ktoré svojou činnosťou obsluhuje,

C) medzinárodné LC: svojim dosahom môže pokryť potreby územia veľkého ako je Slovensko (videné našimi očami). Jeho interná infraštruktúra je plne rozvinutá, čo v praxi znamená, že dokáže absorbovať veľkokapacitné dodávky a uspokojovať veľkokapacitné

požiadavky. Využíva k tomu možnosti nielen cestnej a železničnej dopravy, ale i všetky vymoženosti kombinovanej dopravy.

Za najväčšiu logistickú zónu na Slovensku sa považuje oblasť v okolí Senca. Medzi ne patrí Senec Cargo Center, ESA LOGISTIKA DC Senec, UBM Senec, Parkridge Senec. Čo sa týka západoslovenského kraja v okolí Bratislavy známe sú ešte: Logistické centrum Bratislava Rača, LC Devínska Nová Ves, Logistické centrum Svätý Júr, AIG Lincoln Autologistics park Lozorno. Postupne sa začala výstavba, v okolí diaľnice smerom na Žilinu, pri Trnave a Trenčíne - J&T - IIG.

Postupne však prechádza záujem o výstavbu LC aj na východ Slovenska: v Trebišove sa plánuje nové logistické centrum; pri Košiciach sa má postaviť tiež veľké logistické centrum v obci Budimír a aj Košice - Šaca - Globálny logistický industriálny park (GLIP). Ďalšie veľké logistické centrum plánuje aj firma GETRAG Kechnec - známy výrobca súčastí pre automobilový priemysel.

Treba len dúfať, že tieto ale i ďalšie naozaj vzniknú aj keď najmä toto obdobie nevelmi praje ďalšiemu rozvoju.

4. Záver

Slovensko leží v srdci Európy a z tohto srdca sa ako životodárne tepny rozbiehajú diaľnice do okolitého sveta. Je na nás ako to využijeme pre rozmach výstavby LC. Pretože s tým úzko súvisí nielen obchod, ale i výroba. S tým úzko súvisí zamestnanosť a tým pádom i životná úroveň Slovákov. S tým úzko súvisí napredovanie a rozvoj školstva, čo sa následne odrazí vo vzdelanosti a sebavedomí nás všetkých. Vzhľadom k tomu, že Slovensko má veľmi dobrú polohu po vstupe do EU sa začali u nás udomáčňovať.

POUŽITÁ LITERATÚRA

- [1] Bigoš, P., Kiss, I., Ritók, J.: Materiálové toky a logistika I. - Vyd. M. Vaška, Prešov 2002, ISBN 80-7165-362-4.
- [2] Gnap J., Poliaková B.: Logistické centrá v SR, In: Logistický monitor (Internetové noviny pre rozvoj logistiky na Slovensku, ISSN 1336-5851.
- [3] Klapita V., Knižka J.: Distribučné sklady verzus logistické centrá., In: Železničná doprava a logistika 3/2007, ISSN 1336-7943.
- [4] www.dal.hnonline.sk
- [5] www.financnik.sk
- [6] www.stavebne-forum.sk

KVÁZISTATICKÝ PRÍSTUP K VÝPOČTU ŽIVOTNOSTI NOSNÝCH KONŠTRUKCIÍ ZDVÍHACÍCH ZARIADENÍ S VYUŽITÍM NORMY STN 27 0103

Eva FALTINOVÁ³

Kľúčové slová: únava, spektrá napätí, výpočtová pevnosť v únave, normové Wöhlerove krivky

Abstrakt: Únavové poškodenie a únavové lomy sú častou príčinou prevádzkových havárií a strát prevádzkovej spoľahlivosti. V príspevku je popísaný kvázistatický prístup k výpočtu únavovej pevnosti zvarových spojov. Príspevok nadväzuje na článok uverejnený v [7].

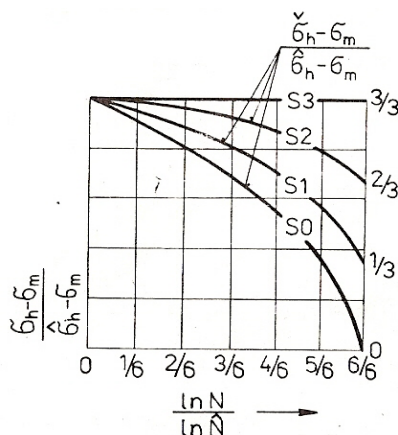
1. Úvod

Problematika hodnotenia únavovej životnosti je aktuálna všade tam, kde namáhanie konštrukcie alebo jej komponentov má premenlivý charakter. Konštrukčné prvky sa často dimenzujú za predpokladu harmonického priebehu kmitavého zaťaženia. Dodatočné zavedenie prevádzkových faktorov predstavuje len nedostatočné zohľadnenie skutočného výskytu špičiek zaťaženia a náhodných prírastkov síl. Výpočtové metódy, ktoré premenlivé zaťaženia berú na zreteľ len nepriamo, sú zahrnuté do predstavy kvázistatických postupov. Kvázistatický prístup k výpočtu únavovej pevnosti zvarových spojov uvádza napr. norma STN 27 0103 Navrhovanie oceľových konštrukcií žeriavov.

2. Potrebné teoretické podklady k stanoveniu životnosti vyplývajúce z normy STN 27 0103

Podľa tejto normy sa výpočet únosnosti pri únave uskutočňuje pri nosných dieloch, spojovacích prvkoch a zvaroch, ktoré sú namáhané počas technického života viac ako $2 \cdot 10^4$ zaťažujúcimi cyklami.

Pre výpočet nosných konštrukcií na únavu sú žeriavy, resp. ich uzly, zaradené podľa náročnosti prevádzky do šiestich prevádzkových skupín - J1 až J6 (tabuľka 2.2).



Obr.1. Idealizované relatívne spektrá napätí

Rozhodujúce pre zaradenie žeriava do prevádzkovej skupiny je:

- počet pracovných cyklov za dobu technického života žeriava,
- využitie nosnosti žeriava v jednotlivých pracovných cykloch, ktoré je charakterizované najbližším idealizovaným spektrom napätia.

Idealizované spektrá napätí S0 až S3 sa určujú podľa obr.1 a tabuľky 2.1, kde znamená:

³ Ing. Eva Faltinová, Strojnícka fakulta, TU v Košiciach, Katedra konštruovania, dopravy a logistiky, Letná 9, 042 00 Košice, Slovenská republika, tel.: +421 55 602 2512, e-mail: eva.faltinova@tuke.sk

$$\sigma_m = \frac{1}{2}(\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) - \text{konštantné stredné napätie,}$$

σ_h - horné napätie, ktoré je obsiahnuté alebo prekročené N-krát,

$\hat{\sigma}_h$ - maximálne horné napätie idealizovaného spektra napätia,

$\check{\sigma}_h$ - minimálne horné napätie idealizovaného spektra napätia.

Tabuľka 1 Relatívne napätia $\frac{\sigma_h - \sigma_m}{\hat{\sigma}_h - \sigma_m}$ idealizovaných spektier napätí

	$\frac{\ln N}{\ln \hat{N}}$	0	1/6	2/6	3/6	4/6	5/6	6/6
Spektrum napätí	S3	1	1	1	1	1	1	1
	S2	1	0,975	0,944	0,906	0,856	0,787	0,666
	S1	1	0,952	0,890	0,814	0,716	0,579	0,333
	S0	1	0,927	0,836	0,723	0,576	0,372	0,000

Tabuľka 2 Prevádzkové skupiny žeriavov

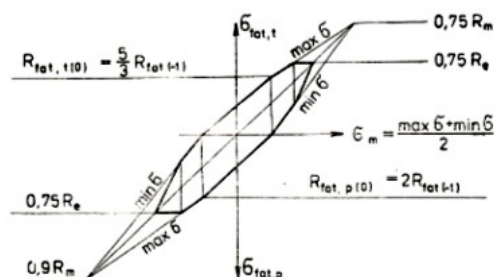
Celkový počet cyklov $\hat{N}$	Počet cyklov N za dobu technického života žeriava			
	N1	N2	N3	N4
	viac ako $2 \cdot 10^4$ do $2 \cdot 10^5$	viac ako $2 \cdot 10^5$ do $6 \cdot 10^5$	viac ako $6 \cdot 10^5$ do $2 \cdot 10^6$	viac ako $2 \cdot 10^6$
	Prevádzka			
	Príležitostná, nepravidelná s dlhými prestávkami	Pravidelná ale prerušovaná	Pravidelná trvalá	Pravidelná trvalá, náročná
Spektrum napätí	PREVÁDZKOVÁ SKUPINA ŽERIAVA			
S0 veľmi ľahké	J1	J2	J3	J4
S1 ľahké	J2	J3	J4	J5
S2 stredné	J3	J4	J5	J6
S3 ťažké	J4	J5	J6	J6

Klesajúca únavová životnosť so vzrastajúcim vrubovým účinkom je reprezentovaná piatimi vrubovými skupinami:

- vrubová skupina K0 - nepatrné vrubové účinky,
- vrubová skupina K1 - mierne vrubové účinky,
- vrubová skupina K2 - stredné vrubové účinky,
- vrubová skupina K3 - silné vrubové účinky,
- vrubová skupina K4 - mimoriadne silné vrubové účinky.

Najpoužívanejšie tvary prvkov a spojov sú podľa tvaru, druhu a kvality zvarov rozčlenené v tabuľkách 22 až 26 normy STN 27 0103.

Výpočtová pevnosť materiálu pri únave pre konštrukčné prvky, zvary a spojovacie diely z materiálu radu 37 a 52 je uvedená v tabuľke 2.3 v závislosti na prevádzkovej skupine žeriava a vrubovej skupine posudzovaného detailu.



Obr.2. Závislosť medzi základnou výpočtovou pevnosťou v únave $R_{fat(-1)}$ a výpočtovou pevnosťou

$$R_{fat(\chi)}$$

Medzi základnou výpočtovou pevnosťou v únave $R_{fat(-1)}$ podľa tabuľky 3 a výpočtovou pevnosťou $R_{fat(\chi)}$ platí závislosť podľa obr.2.

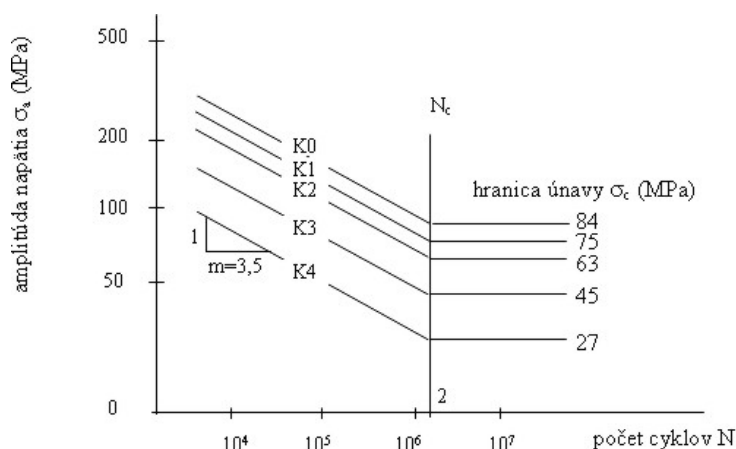
Tabuľka 3 Základná výpočtová pevnosť pri únave $R_{fat(-1)}$ v MPa

Rad ocele	37				
Vrubová skupina	K0	K1	K2	K3	K4
Prevádzková skupina	Základná výpočtová pevnosť v únave $R_{fat(-1)}$				
J1	180	180	180	180	152,7
J2				180	108
J3				127,3	76,4
J4	168	150	126	90	54
J5	118,8	106,1	89,1	63,6	38,2
J6	84	75	63	45	27
Rad ocele	52				
Vrubová skupina	K0	K1	K2	K3	K4
Prevádzková skupina	Základná výpočtová pevnosť v únave $R_{fat(-1)}$				
J1	270	270	270	254	152,7
J2			252	180	108
J3			178,2	127,3	76,4
J4	168	150	126	90	54
J5	118,8	106,1	89,1	63,6	38,2
J6	84	75	63	45	27

Rovnica pre stanovenie výpočtovej pevnosti v únave $R_{fat(\chi)}$ podľa obr.2 v závislosti na $\chi = \sigma_{min} / \sigma_{max}$ a $R_{fat(-1)}$ podľa tabuľky 3 napr. pre striedavé namáhanie v ťahu ($-1 < \chi < 0$) má tvar:

$$R_{fat(\chi)} = \frac{5}{3-2\chi} R_{fat(-1)} \quad (2.1)$$

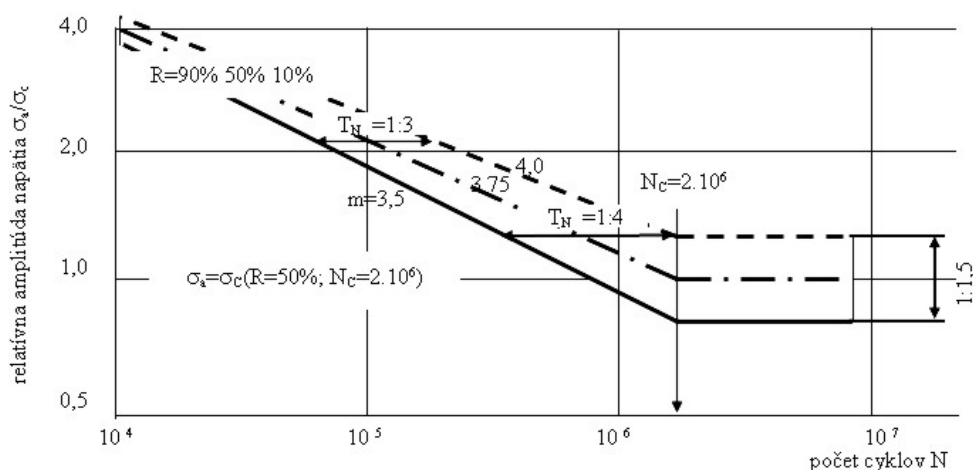
Výpočet únosnosti pri únave podľa normy STN 27 0103 je prevzatý z DIN 15018. Na obr.3 sú zostrojené Wöhlerove krivky pre materiály radu 37 a 52 pre najpoužívanejšie tvary prvkov a spojov podľa tvaru, druhu a kvality zvarov, ktoré ovplyvňujú vrubové vlastnosti. Sú rozčlenené do piatich vrubových skupín K0 až K4 a zodpovedajú pravdepodobnosti prežitia $R=97,5\%$ [1].



Obr.3 Normové Wöhlerove krivky pre päť vrubových prípadov podľa STN 27 0103 [1]

Normové Wöhlerove krivky pre zvarané spoje podľa DIN 15018 resp. STN 27 0103 so schematickými čiarami pre pravdepodobnosti prežitia 10%, 50% a 90% sa môžu

znázorňovať v zmysle obr.4.



Obr.4. Normová Wöhlerova krivka podľa STN 27 0103 s čiarami pravdepodobnosti prežitia [1], [2]

4. Záver

Prevažná väčšina konštrukcií je v prevádzke namáhaná premenlivým alebo opakovaným zaťažovaním, pričom vo väčšine prípadov ide o náhodný priebeh zaťažovania. Ako príklad môže poslúžiť nosný rám alebo náprava automobilu, nosný trup lietadla, ale tiež potrubné systémy na transport rôznych médií, alebo nosné oceľové konštrukcie mostových, portálových a vežových žeriavov, žeriavové dráhy a pod. Pri takomto spôsobe zaťažovania dochádza k únavovému poškodzovaniu materiálu, ktoré je najväčšie v tzv. kritických miestach konštrukcie, ako sú rôzne otvory, osadenia, zmeny prierezu, zvary a pod. Poškodenie materiálu v kritickom mieste konštrukcie s každým cyklom zaťažovania, resp. s narastajúcim časom rastie, kumuluje sa a po dosiahnutí medzného stavu dôjde ku vzniku únavového lomu. Nebezpečenstvo takéhoto spôsobu zaťažovania spočíva v tom, že samotnému lomu najprv predchádza vytvorenie malej únavovej trhliny, ktorá, najmä pri rozmerných konštrukciách, nemusí byť včas spozorovaná a počas ďalšej prevádzky sa môže pomaly (ale i veľmi rýchlo) šíriť až do konečného porušenia celého nosného prierezu. V mnohých prípadoch počas šírenia sa trhliny funkčnosť súčasti resp. konštrukcie ostáva zachovaná a prítomnosť únavovej trhliny sa zistí až po havárii konštrukcie. Za medzný stav sa preto obvykle považuje objavenie sa prvej únavovej trhliny. Pri nesprávne navrhnutej konštrukcii môže teda následkom únavy materiálu dôjsť k dosiahnutiu medzného stavu a vzniku únavového lomu skôr, ako je požadovaná životnosť konštrukcie a následne potom i k havárii celého zariadenia. Ekonomické straty sú veľmi veľké, ako to vyplýva aj z údajov Európskeho spoločenstva, preto únavovým lomom a následným haváriám zariadení je potrebné predchádzať.

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

5. Literatúra

- [1] TREBUŇA, F., BIGOŠ, P.: Intenzifikácia technickej spôsobilosti ťažkých nosných konštrukcií. Vienaľa, Košice, 1998, ISBN 80-967325-3-6.
- [2] HAIBACH, E.: Betriebsfestigkeit. VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf, 1989.
- [3] HAIBACH, E.: Die Schwingfestigkeit von Schweisserbindungen aus der Sicht einer örtlichen Beanspruchungsmessung. LBF-Bericht Nr. FB77 (1968).
- [4] HAIBACH, E., OLIVER, R.: Streuanalyse der Ergebnisse aus systematischen Schwingfestigkeitsuntersuchungen mit Schweissverbindungen aus Feinkornbaustahl. Materialprüfung 17 (1975) Nr. 11.
- [5] BIGOŠ, P.: Dynamická pevnosť a životnosť. Alfa, Bratislava, 1987.

- [6] STN 27 0103 - Navrhování ocelových konstrukcí jeřábů. Výpočet podle mezních stavů. Vydavatelství norem, 1989.
- [7] FALTINOVÁ Eva: Kvázistatický přístup k výpočtu životnosti nosných konstrukcí zdvihačích zařízení s využitím normy STN 73 1401. Zdvihačí zařízení v teorii a praxi. Elektronický odborný časopis o konstrukci a provozu zdvihačích, manipulačních a transportních zařízení a dopravních prostředků. 1/2009, ISSN 1802-2812.

Recenzent: doc.Ing.Jozef Kuřka, PhD.

HUB AND SPOKE TECHNOLOGY MATHEMATICAL MODELLING

Alessandra GROSSO⁴

Key words: technology hub and spoke, optimum solution, the linear programming.

Abstract:

As we study technology hub and spoke after its first definition we analyze an example which is cargo delivery. This model has 7 cities. Between this seven cities we have decided how many hub to build up and how to connect them to the other cities that will be simple called knobs or nodes. Hubs and knobs will be studied thanks to some existed models and all the results will be found and controlled thanks to program Xpress-IVE. After using program Xpress-IVE we will propose some improvements.

1. Introduction

In this section we want to introduce hub and spoke technology which is a logistical technology where every single transport between the costumers will be pursued through a logistic centre. This centre can be analyzed in the following picture (see figure 1) and we can also describe in what consists hub and spoke technology.

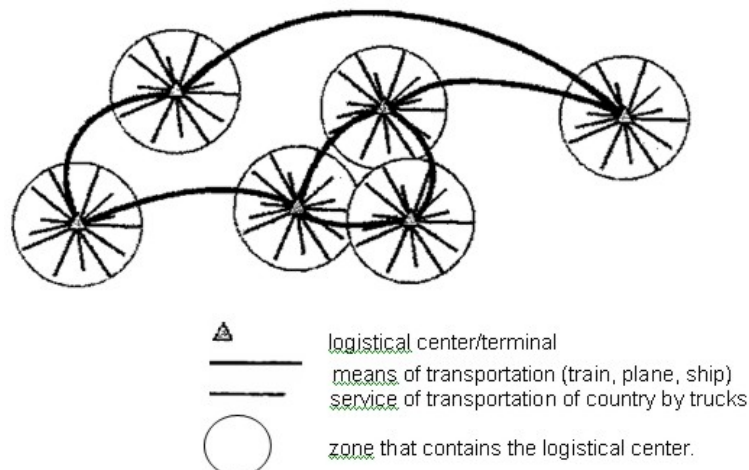


Fig.1 Hub and spoke principles

The main principles of hub and spoke technology are:

1. The consolidation of goods in large shipment.
2. The help in the capability of transportation, in the regularity, in the speed and in the economy of the systems of transportation that will go to the assigned centers
3. The deconsolidation in simple concrete goods.
4. The operation of deconsolidation and consolidation will be done in the logistical centers, in the nodes, in the transship ports.

In the technology hub and spoke we want to improve two factors:

1. The maximum time of transportation that we want to minimize.
2. The cost of transportation that we want to minimize as well.

2. Main Problem: cargo delivery

In the cargo delivery problem every node is served by a hub. The hub and spoke strategy has two ways to proceed: we can arrange the shipping from one hub to the next one

⁴ Ing. Alessandra Grosso, Fakulta of mechanical engineering, VŠB-TU Ostrava, Institut of Transport, Department of Surface Transport, 17. listopadu 15, 708 33 Ostrava-Poruba, Czech republic, tel.: +420 59 732 5754, fax: +420 59 691 6490, e-mail: alessandra.grosso@vsb.cz

or we can deliver our goods from hub and no-hub locations.

As we said before we have hub and no-hub places and the transportation between them is slower than the hub to hub delivery and generally in this case we adopt truck delivery.

The lorry transport is analyzed in the following table and we can see the driving time (hours) between our cities.

Tab. 1: Driving time (hours)

	City 1	City 2	City 3	City 4	City 5	City 6	City 7
City 1	-	17	30	32	43	41	18
City 2	17	-	29	20	41	39	4
City 3	30	29	-	14	13	11	25
City 4	32	20	14	-	23	20	19
City 5	43	41	13	23	-	4	38
City 6	41	39	11	20	4	-	36
City 7	18	4	25	19	38	36	-

In the following table we can see the time of shipments from every cities we consider.

Tab. 2: Ready time for the shipment

	City 1	City 2	City 3	City 4	City 5	City 6	City 7
Ready time	12 PM	11 AM	9 AM	7 AM	7 AM	9 AM	10 AM

As soon as possible we will describe two possible solutions.

3. Solution

3.1 Solution 1 with hub allocated to city 3.

The city that will considered as hub in the following model is the city 3, and whether we sent goods on Monday at midnight they would take 72 hours trips which mean they will arrive to the final destination on Thursday at midnight.

Let's now analyze how it was possible to count the total amount of hours we needed for our trip:

Tab. 3: Calculation on the amount of hours.

	City 3	Total sum of hours to arrive in City 3	Outgoing traffic	Total sum of hours for our trip
City 1	12+30	42	42+30	72
City 2	11+29	40	42+29	71
City 4	7+14	21	42+14	56
City 5	7+13	20	42+13	55
City 6	9+11	20	42+11	53
City 7	10+25	35	42+25	67

In the table 3 we can see clearly the process of consolidation of goods in large shipment, because we add in the second column the time in which the ready time for the shipment and the driving time in hours. This process is called consolidation and we consider for the decomposition the maximum hour of the previous sum; after the composition will be the decomposition. The second process will start after 42 hours because all the goods have to be already arrived in our hub and then they have to leave for the final destination so will calculate the same sum in the forth column and we will consider the maximum amount of

hours. After all we said we will show in the following picture the hub and spoke with one hub allocated.

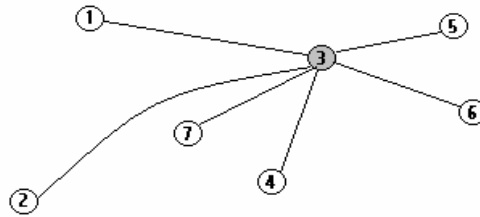


Fig.2. Hub allocated to hub 3.

3.2 Solution 2 with hub allocated to city 7

The hub we choose this time is the city 7 and we can see it in the bold line with the number 7, and if we sent goods on Monday at midnight they would take 83 hours trips which mean they will arrive to the final destination on Thursday at 9 o' clock in the morning. So we can see the displacement of the hub and spoke allocate with main hub in city 7.

Tab.4: Calculation on the amount of hours.

	City 7	Total sum of hours to arrive in City 7	Outgoing traffic	Total sum of hours for our trip
City 1	12+18	30	45+18	63
City 2	11+4	15	45+4	49
City 3	9+25	36	45+25	70
City 4	7+19	26	45+19	64
City 5	7+38	45	45+38	83
City 6	9+36	45	45+36	81

In the previous table we wanted to repeat the same calculation we did in the solution 1 and we consider the process of consolidation in one hub: waiting till the last goods arrived in it, and then we consider the opposite process. The reverse is deconsolidation process in which we are going to consider the maximum hours amount for the second sum and the driving time again.

After that we can have a look about the main structure of our system in the Figure n.3.

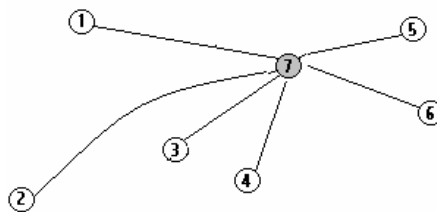


Fig.3. Hub allocated to node 7

The best solution is found with the linear programming.

4 Mathematical model

In the mathematical model we have to introduce the parameter X_{jk} and if:

$X_{jk} = 1$ the node j is connected with the hub k

$\min Z$

(1)

subject to:

$$Z \geq DT_k + t_{jk} X_{jk} \quad \forall j, k \quad (2)$$

$$DT_k \geq \overline{DT}_r + t_{rk} X_{rk} \quad \forall r, k \quad (3)$$

$$\overline{DT}_k \geq (r_j + t_{jk}) X_{jk} \quad \forall j, k \quad (4)$$

$$\sum_k X_{jk} = 1 \quad \forall j \quad (5)$$

$$X_{jk} \leq X_{kk} \quad \forall j, k \quad (6)$$

$$\sum_k X_{kk} = p \quad (7)$$

$$X_{jk} = \{0,1\} \quad \forall j, k \quad (8)$$

We are going to declare the meaning of our symbols:

DT_k is the departure time from node k

t_{jk} is the time it takes to travel from node j to node k

X_{jk} is a binary variable which value is 1 if node j is assigned to hub k and this is the maximum value, a similar definition can have the other symbols that are represented with the capitol letter X.

Z Is the latest arrival time of any unit of traveling from the node k to the node j,

$\overline{DT}_k$ is the maximum departure time from node k to any non-hub node,

r_j Is the ready time of the outgoing cargo from node j,

p Is the number of nodes to be served by hubs.

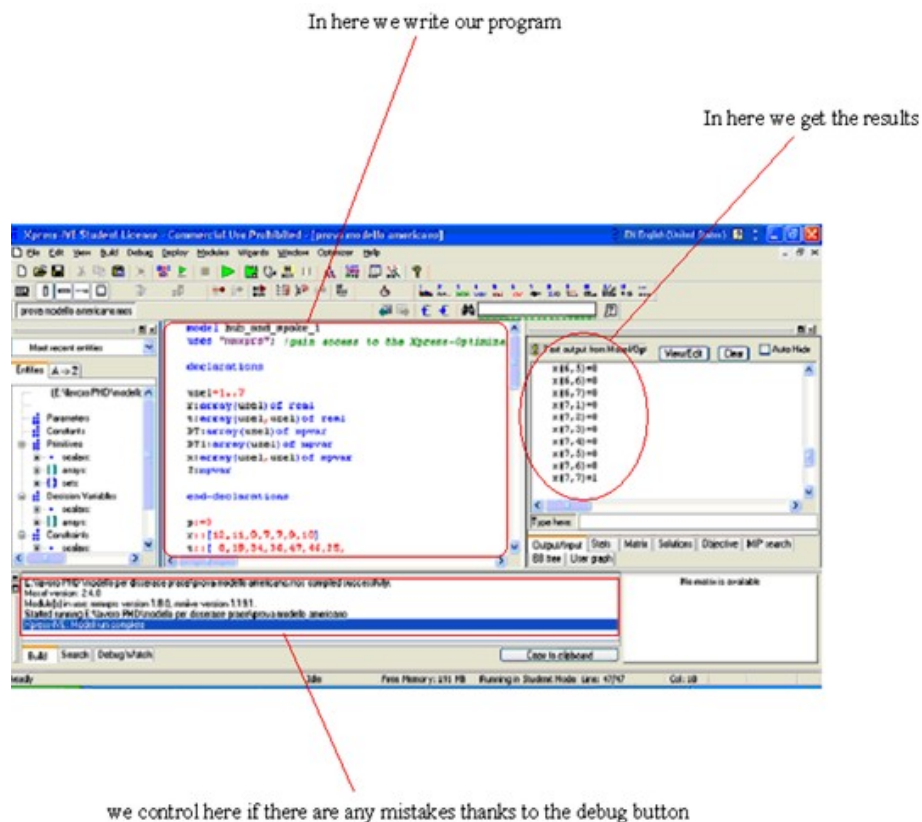


Fig. 4. Program Xpress-IVE

Let's see what every equations mean:

(1) This equation is the final equation in which Z is a variable that is calculate in order

to find the maximum (latest) arrival time of all stocks to their final places.

(2) This expression is used to get the latest arrival time of any goods from node k to node j .

(3) This is an inequality we use to determine the maximum departure time from node k to any other node.

This equation ensures that one hub is assigned only to another hub for its incoming and outgoing traffic or, as a second condition, is a hub itself.

(4) This equation is used in order to know the maximum departure time from node k to any hub.

(5) This mathematical condition ensures that each node is linked to exactly one hub for its

(6) This strict assignment only allows a node j to be linked to a hub node k only if k is a hub

(7) This sum let us know that exactly p nodes are created to be hubs.

(8) This statement describes a bivalent parameter.

After we deep focus on the description of the main equations we are going to describe our program: Xpress-IVE. We need in fact to translate every equations and verify them thanks to Xpress -IVE.

5 Solution 3 with hubs allocated to city 1, 3, 7

Whether we sent goods on Monday at midnight they would take 56 hours trips which mean they will arrive to the final destination on Thursday at 8 o'clock in the morning.

Tab. 5: Calculation of the amount of hours

	City 1, City 3, City 7	Total sum of hours to arrive in City 1, City 3, City 7	Latest arrival time between different hubs.	Latest arrival time between different hubs.	Coming back time to cities	Latest coming back time between different cities
City 2	11+4	15	From City 1 to City 3	12+30=42	City 2	42+4=46
City 4	7+14	21	From City 1 to City 7	12+18=30	City 4	42+14=56
City 5	7+13	20	City 7 to City 3	15+25=40	City 5	42+13=55
City 6	9+11	20			City 6	42+11=53

For the last system we are going to consider again the main sum between the time we are ready to start the shipment and the driving time from one no-hub location to the nearest hub location.

For example from city 2 to the nearest hub city 7 and the other no hub locations will transport their good to the city 3 because it is the nearest city we can transport goods to.

As the previous modes we will consider the two main processes consolidation and deconsolidation which will have the maximum time of 41 hours.

We can see now the main structure of our system in the Figure n. 5.

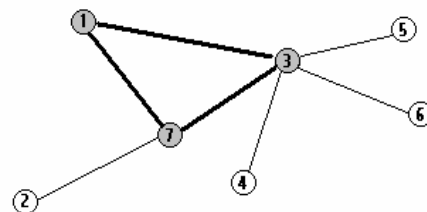


Fig.5. 3 Hubs allocated to nodes 1, 3, 7

In the following table 6 we underline the connection between the hub city 1, 3, 7 and

the other cities, that can be investigated using an improvement method which is the linear programming.

The linear programming analyze the parameter X_{jk} as we will see in the mathematical model, it can have two values and in the following table if we see the number one it means that a city is hub or that city is connected with a hub.will

Tab.6: Connection between cities and hubs

Cities Hub	City 1	City 2	City 3	City 4	City 5	City 6	City 7
City 1	1	0	0	0	0	0	0
City 3	0	0	1	1	1	1	0
City 7	0	1	0	0	0	0	1

6 Numerical experiment

We have analyzed the total amount of cities that can be connected to hubs using the student version of the software Xpress-IVE.

In the following table we will see the timing of driving all that goods between the hubs and the others cities.

Tab. 7 Driving time (hours)

	City 1	City 2	City 3	City 4	City 5	City 6	City 7	City 8	City 9
City 1	-	17	30	32	43	41	18	42	27
City 2	17	-	29	20	41	39	5	40	23
City 3	30	29	-	14	13	11	25	12	8
City 4	32	20	14	-	23	20	19	23	8
City 5	43	41	13	23	-	4	38	2	19
City 6	41	39	11	20	4	-	36	3	17
City 7	18	5	25	19	38	36	-	37	18
City 8	42	40	12	23	2	3	37	-	18
City 9	27	23	8	8	19	17	18	18	-

In the following table 8 we can see the time of shipments from every cities we consider.

Tab. 8: Ready time for the shipment

	City 1	City 2	City 3	City 4	City 5	City 6	City 7	City 8	City 9
Ready time	12 PM	11 AM	9 AM	7 AM	7 AM	9 AM	10 AM	2 AM	6 AM

As we can see from the previous table the maximum number of cities that can be served is 9.

6.1 Optimum solution

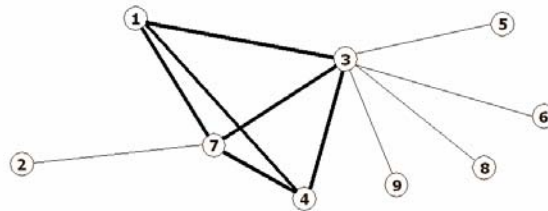
The hubs we choose this time are the cities 1,3,4,7 and if we sent goods on Monday at midnight they would take 55 hours trips which mean they will arrive to the final destination on Wednesday at 7 o'clock in the morning.

So we can see the displacement of the hub and spoke allocate with main hub in city 7.

Tab. 9: Calculation on the amount of hours

	City 1, City 3, City 4, City 7	Total sum of hours to arrive in City 1, City 3, City 4, City 7	Latest arrival time between different hubs.	Latest arrival time between different hubs.	Coming back time to cities	Latest coming back time between different cities
City 2	11+4	15	From City 7 to City 3	15+25=40	City 2	42+4=46
City 5	7+13	20	From City 1 to City 3	12+30=42	City 5	42+13=55
City 6	9+11	20	From City 4 to City 3	7+14=21	City 6	42+11=53
City 8	2+12	14			City 8	42+12=54
City 9	6+12	18			City 9	42+12=54

As a further study we can say that with our program we can describe the movement of goods between nine cities and in the following picture we can observe how the disposition of the city looks like:

**Fig.6.** 4 Hubs allocated in and 9 nodes-model.

In the following table 10 we can see the main connection between the three hub and the other 6 cities.

Tab. 10: Connection between cities and hubs.

cities Hub	City 1	City 2	City 3	City 4	City 5	City 6	City 7	City 8	City 9
City 1	1	0	0	0	0	0	0	0	0
City 3	0	0	1	1	1	1	0	1	1
City 4	0	0	0	1	0	0	0	0	0
City 7	0	1	0	0	0	0	1	0	0

It is always possible to enlarge the amount of hub but it is not an economic advantage, although what we said we are going to list the time of transportation if we consider in this model from 1 to 9 hubs.

There may be some possibilities for further investigations in the future because it is still possible to find a model that can serve and manage more than 9 nodes which means more than 9 cities.

The total timing of transportation, according to the number of hub, is showed in the following table:

Tab. 11: Time of transportation between cities and hubs

Hubs allocated	Optimal solution [h]
1	66
2	62
3	56
4	55
5	55
6	55
7	55
8	55
9	55

7. Conclusion

In our study we have considered transportations between cities and every movement was done by plane and this is very interesting for the plane industry transportation.

Our results seem to be very interested because we analyzed the best solution is decided to have 3 nodes, but this result takes in consideration only the timing of transportation.

As a conclusion, we want to underline the main improvements that are possible to add to this model, which means not only consider the timing of transportation:

- Becoming expert about the operations of consolidation and deconsolidation in the hub it will possible to save money and time
- Improving the transportation inside the hub
- Improving in this model the possibility of money saving during the transportations
- Taking care of the maintenance of the trucks and planes used in the transportation we can improve our service.

REFERENCES

- [1] DANĚK, J.. *Logistické systémy*. Ostrava: VŠB- Technická univerzita Ostrava, 2006. ISBN 80-248-1017-4.
- [2] METZLET, D.. *Latest Arrival Hub Location Problems*, USA Research, winter 2002.
- [3] *Xpress - MP Getting started*, [online]. Download from <http://www.dashoptimization.com/home/products/evaluation/student_request.html> June 2008.
- [4] *Xpress - MP Reference*, [online]. Download from <http://www.dashoptimization.com/home/products/evaluation/student_request.html> June 2008.

NUMERICKÝ VÝPOČET PODÉLNÉ STABILITY PLOVOUCÍHO PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU S PRŮBĚŽNÝMI PLOVÁKY V 1. FÁZI NAKLÁNĚNÍ

Leopold HRABOVSKÝ⁵

Klíčová slova: plovoucí pásový dopravník, stabilita plavidla, plovatelnost, těžiště výtlačku

Abstrakt:

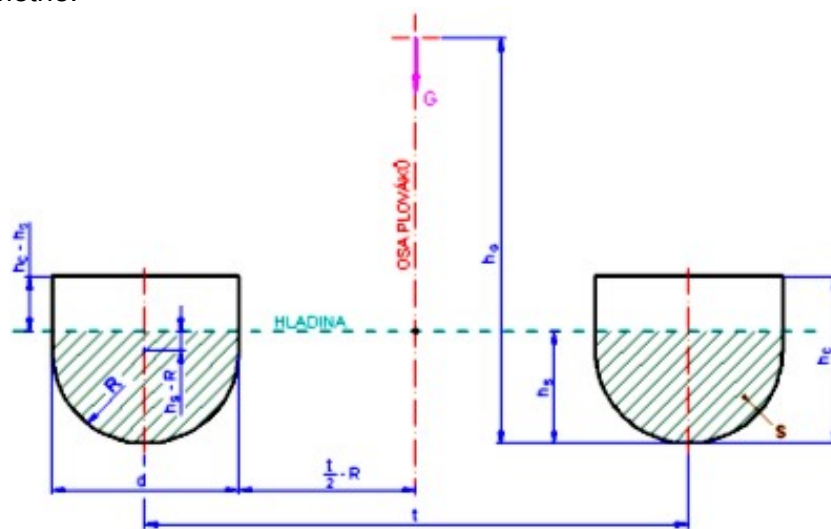
Plovatelnost je definována jako schopnost libovolného tělesa plout na klidné hladině kapaliny působením hydrostatického vzlaku. Plovatelnost je jednou ze základních vlastností plovoucího tělesa vyznačující se schopností plovoucího tělesa setrvat v rovnovážném stavu při jeho umístění na hladině kapaliny.

Zásoba plovatelnosti je definována jako hmotnostní množství zátěže (které je plovoucí těleso schopno pojmout), které způsobí celkové zanoření plovoucího tělesa do kapaliny.

Plováním těles je tedy obecně nazýván fyzikální jev, kdy vztlačová síla, působící na zcela ponořené těleso do kapaliny, nabývá větší hodnoty než síla gravitační (tzv. tíha tělesa) přitahující těleso k Zemi. Ve své podstatě se jedná o fyzikálně nerovnovážný stav, kdy objemová hmotnost tělesa, zanořeného do kapaliny, je menší než hustota kapaliny.

1. Podélné naklánění plovoucího pásového dopravníku

Podélné vychylování plovoucího pásového dopravníku s průběžnými plováky z rovnovážné polohy (tzv. kolébání) je stav, při kterém dochází k rotačnímu pohybu plovákového tělesa kolem bodu (těžiště hmotnosti G) ležícího na ose plování, neboli na svislé ose symetrie.



Obr.1. Rozměrové schéma plovákového tělesa

Úkolem výpočtu je stanovit stabilitu plovákového tělesa při podélném naklánění plovoucího pásového dopravníku s průběžnými plováky. Vstupní hodnotou pro výpočet je plocha zanoření plováků S [m^2], jejíž velikost byla odvozena na základě vztahů z mechaniky tekutin a konstrukční rozměry plovákového tělesa, uvedené výše na obr.1 a obr.2.93.

Základním předpokladem pro výpočet je, že plocha S [m^2] musí být zachována v každé poloze naklonění plovoucího dopravníku (plovoucího tělesa).

Z obr.1 je zřejmé, že v rovnovážné poloze je plocha S [m^2] zachována, zatímco při kolébání plovoucího tělesa dochází k její změně. Aby tedy byl splněn základní předpoklad

⁵ **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

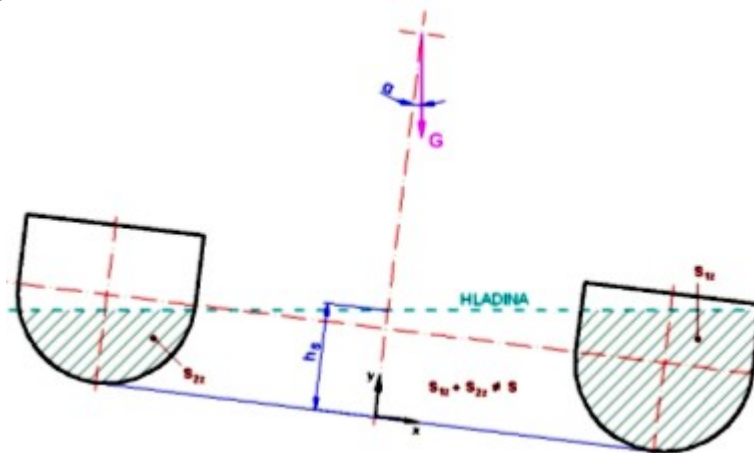
pro výpočet, tj. konstantní hodnota plochy S [m²], je nezbytné nalézt pro každou polohu plovoucího tělesa, tj. pro různou hodnotu úhlu naklonění α [deg], odpovídající hodnotu výšky h_s [m].

S ohledem na výpočet je výhodné umístit souřadný systém v místě průsečíku spojnice nejnižší úrovně dna plováků s osou symetrie a to z důvodů, které budou vysvětleny dále (viz obr.2).

Jak již bylo uvedeno, pro dosažení konstantní hodnoty velikosti plochy zanoření je určit výšku zanoření h_s [m], ta je dle obr.2 dána průsečíkem osy plováků s hladinou nad nejnižší úrovní dna plováků. Tento průsečík je rovněž z tohoto důvodu vhodným pro umístění souřadného systému.

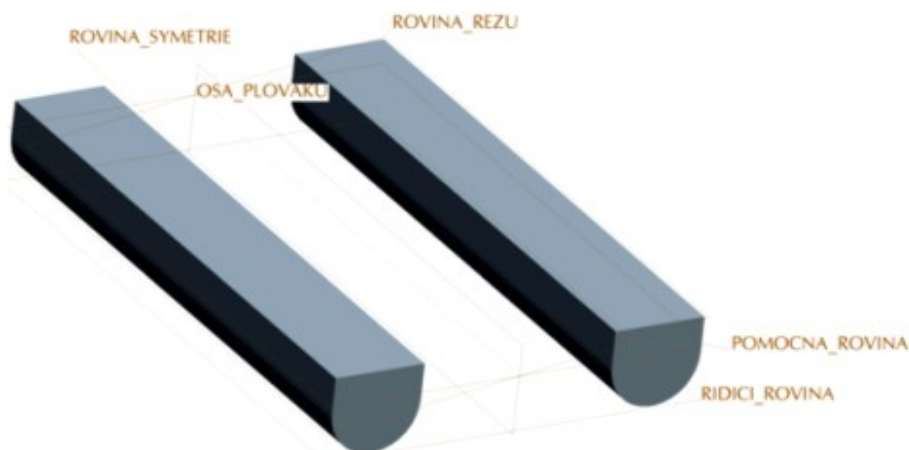
Určení této výšky je však poměrně složité, analyticky téměř nemožné. Přesnější a nepoměrně jednodušší je určení výšky zanoření h_s [m] pro jednotlivé hodnoty úhlu α [deg] pomocí geometrického modelování.

Příklad určení výšky h_s [m] pomocí geometrického modelování ve 3D CAD systému Pro/ENGINEER je uveden níže na obrázcích obr.3 až obr.5.



Obr.2. Velikost plochy S [m²] při naklonění při stejné výšce h_s [m] a volba souřadného systému

V první fázi je nezbytné vytvořit 3D model plovoucího tělesa tak, aby tento model, resp. v počátku náčrt, byl plně parametrický (tzn. vhodně používat reference). K tomu je nezbytné zvolit vhodnou soustavu rovin a os, viz obr.3.



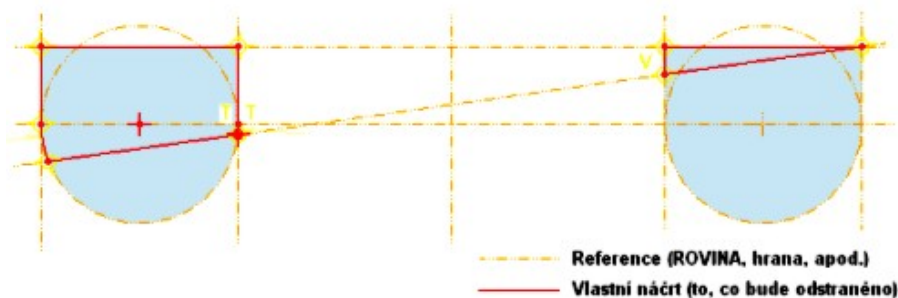
Obr.3. 3D model plovákového tělesa v prostředí programu Pro/ENGINEER

V případě, že je 3D model hotov a plně parametrizován, provedeme náčrt (viz obr.4), tím definujeme odříznutou plochu, resp. objem. Velikost vyříznutého objemu určuje rovina řezu, která rotuje okolo osy plováků v místě průsečíku s pomocnou rovinou, přičemž pomocná rovina je od roviny řídící vzdálena o hledanou výšku h_s [m].

V poslední fázi hledáme výšku h_s [m] tak, že sledujeme pomocí příkazu *Analysis* →

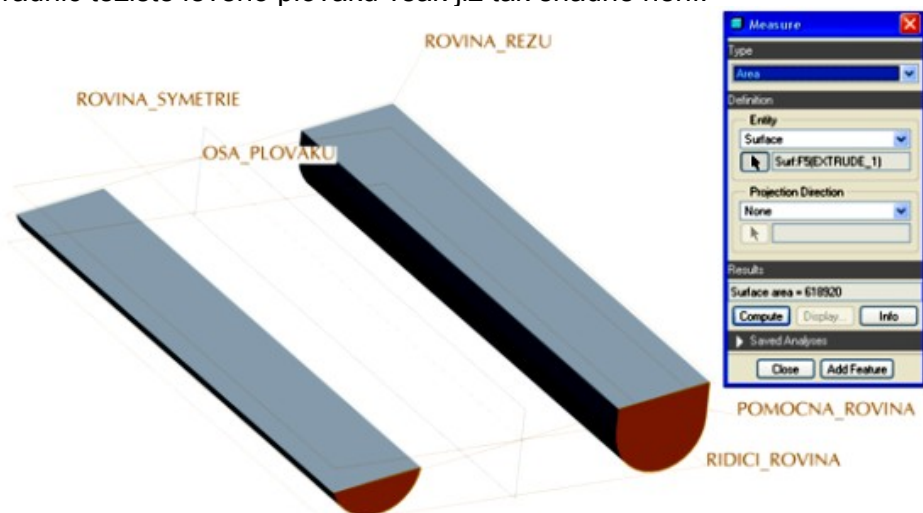
Measure → *Area* velikost zanořené plochy S [m²] a výšku h_s [m] upravujeme, dokud plocha S [m²] nedosáhne požadované hodnoty. Při každé změně výšky h_s [m], resp. úhlu α [deg], dojde samočinně k odečtení, resp. přičtení objemu (viz obr.5).

Geometrickým modelováním lze určit výšku zanoření h_s [m] s přesností na 1 [mm²], což je pro účely tohoto výpočtu hodnota zcela vyhovující a to s vysokou rezervou.

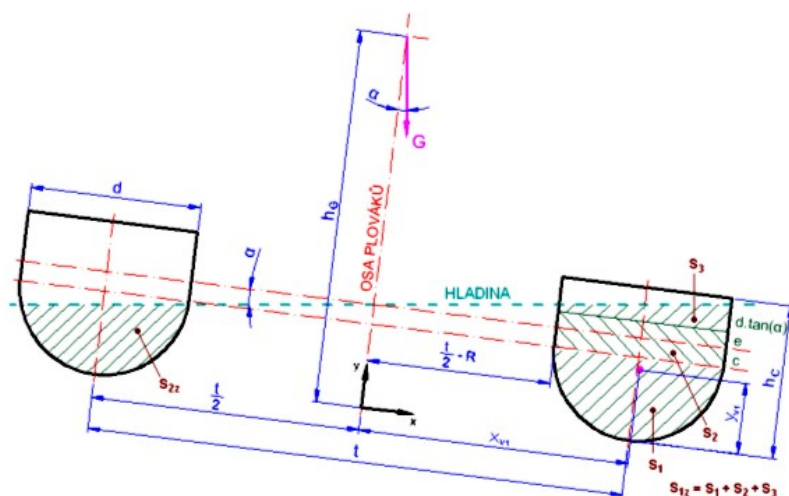


Obr.4. Náčrt ve skicáři programu Pro/ENGINEER

Analytické řešení souřadnic těžiště pravého plováku je za předpokladu známé výšky zanoření h_s [m] poměrně snadné a lze je stanovit bez nutnosti použití vyšší matematiky. Určení souřadnic těžiště levého plováku však již tak snadné není.



Obr.5. Určení plochy S [m²] a následně výšky h_s [m] v prostředí programu Pro/ENGINEER



Obr.6. Analytické určení souřadnic těžiště pravého plováku pro případ B₁

Komplikace nastává v případě, kdy je úhel $\alpha > 5$ [deg], poněvadž tehdy již plochu S_{2z} [m²] netvoří pouze kruhová úseč, nýbrž přibývá další plocha ve tvaru klínu. Souřadnice takové to plochy již však nelze stanovit bez použití integrálního počtu a výpočet se tak

výrazně komplikuje. Z tohoto důvodu budou souřadnice těžiště plochy S_{2z} [m²] určeny numericky v programu Pro/ENGINEER pomocí příkazu *Analysis* → *Model Analysis*. Aby byly vypočtené hodnoty odpovídající, je důležité respektovat volbu souřadného systému do výše (obr.2) zvoleného průřezu.

Následující výpočet souřadnic těžiště a ramene výtlaku bude rozdělen na tři části, resp. tři intervaly velikostí úhlu α [deg], a to případ B_1 pro interval $\alpha \in \langle 1, 8 \rangle$ [deg], obr.6, případ B_2 pro interval $\alpha \in \langle 9; 12,606 \rangle$ [deg], obr.2.89 a pro B_3 platí $\alpha \in \langle 13; 30 \rangle$ [deg].

2. I. fáze naklánění plovoucího pásového dopravníku

Případ B_1 je popsán jako I. fáze naklánění, výpočty dílčích rozměrů pravého plováku dle obr.6 jsou uvedeny ve vztazích (1) a (2).

$$\text{Vzdálenost středu oblouku od hladiny } c = h_s - R \text{ [m]} \quad (1)$$

$$\text{Velikost části strany obdélníku plochy } S_2 \text{ [m}^2\text{]} e = \left(\frac{t}{2} - R \right) \cdot \text{tg} \alpha \text{ [m]} \quad (2)$$

Velikosti jednotlivých ploch S_1 [m²], S_2 [m²] a S_3 [m²] jsou popsány vztahy (3) až (5).

$$\text{Plocha půlkruhu } S_1 = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot R^2 \text{ [m}^2\text{]} \quad (3)$$

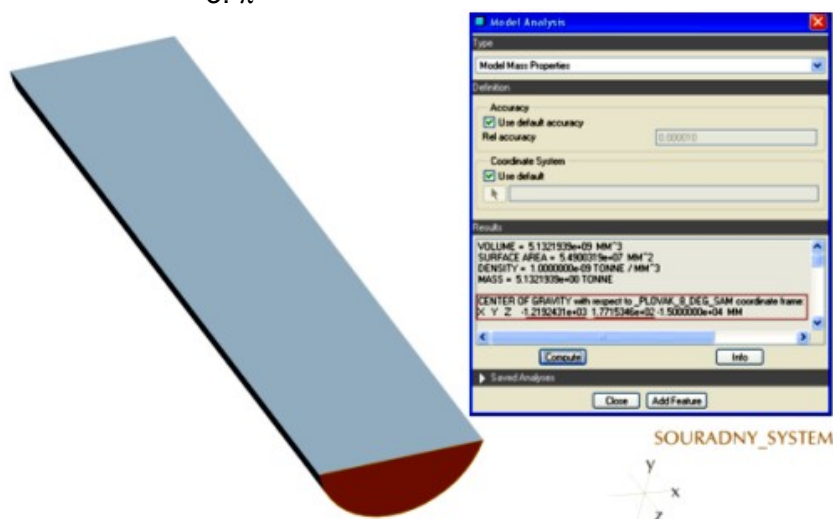
$$\text{Plocha obdélníku } S_2 = d \cdot (c + e) \text{ [m}^2\text{]} \quad (4)$$

$$\text{Plocha pravoúhlého trojúhelníku } S_3 = \frac{1}{2} \cdot d^2 \cdot \text{tg} \alpha \text{ [m}^2\text{]} \quad (5)$$

$$\text{Celková zanořená plocha pravého plováku } S_{1z} = \sum_{i=1}^3 S_i \text{ [m}^2\text{]} \quad (6)$$

Souřadnice těžiště plochy S_1 [m²] určené analyticky, jsou uvedeny ve vztahu (7).

$$x_1 = \frac{t}{2} \text{ [m]}, y_1 = R + \frac{4 \cdot R}{3 \cdot \pi} \text{ [m]} \quad (7)$$



Obr.7 Určení souřadnic těžiště plochy S_{2z} [m²] v prostředí programu Pro/ENGINEER (bez měřítka)

Souřadnice těžiště plochy S_2 [m²] určené analyticky, jsou uvedeny ve vztahu (8).

$$x_2 = \frac{t}{2} \text{ [m]}, y_2 = R + \frac{c + e}{2} \text{ [m]} \quad (8)$$

Souřadnice těžiště plochy S_3 [m²] určené analyticky, jsou uvedeny ve vztahu (9).

$$x_3 = \frac{t}{2} + \frac{2}{3} \cdot d - R \text{ [m]}, y_3 = \frac{1}{3} \cdot d \cdot \text{tg} \alpha + c + e + R \text{ [m]} \quad (9)$$

Výpočty dílčích rozměrů levého plováku dle obr.6 jsou uvedeny ve vztazích (10) a (11).

$$\text{Vzdálenost středu oblouku od hladiny } c = h_s - R \text{ [m]} \quad (10)$$

$$\text{Velikost části strany obdélníku plochy } e = \left(\frac{t}{2} - R \right) \cdot \operatorname{tg} \alpha \text{ [m]} \quad (11)$$

Velikosti jednotlivých ploch S_1 [m²], S_2 [m²] a S_3 [m²] jsou popsány vztahy (12) až (14).

$$\text{Plocha půlkruhu } S_1 = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot R^2 \text{ [m}^2\text{]} \quad (12)$$

$$\text{Plocha obdélníku } S_2 = d \cdot (c + e) \text{ [m}^2\text{]} \quad (13)$$

$$\text{Plocha pravoúhlého trojúhelníku } S_3 = \frac{1}{2} \cdot d^2 \cdot \operatorname{tg} \alpha \text{ [m}^2\text{]} \quad (14)$$

$$\text{Celková zanořená plocha levého plováku } S_{2z} = \sum_{i=1}^3 S_i \text{ [m}^2\text{]} \quad (15)$$

Souřadnice těžiště plochy S_1 [m²] určené analyticky, jsou uvedeny ve vztahu (16).

$$x_1 = \frac{t}{2} \text{ [m]}, \quad y_1 = R + \frac{4 \cdot R}{3 \cdot \pi} \text{ [m]} \quad (16)$$

Souřadnice těžiště plochy S_2 [m²] určené analyticky, jsou uvedeny ve vztahu (17).

$$x_2 = \frac{t}{2} \text{ [m]}, \quad y_2 = R + \frac{c + e}{2} \text{ [m]} \quad (17)$$

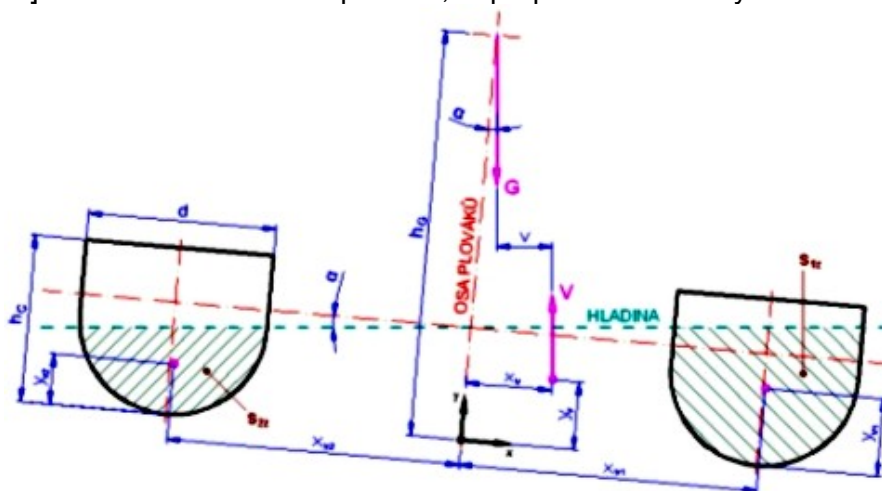
Souřadnice těžiště plochy S_3 [m²] určené analyticky, jsou uvedeny ve vztahu (18).

$$x_3 = \frac{t}{2} + \frac{2}{3} \cdot d - R \text{ [m]}, \quad y_3 = \frac{1}{3} \cdot d \cdot \operatorname{tg} \alpha + c + e + R \text{ [m]} \quad (18)$$

Celková plocha zanoření S_{2z} [m²] levého plováku je určena numericky dle obr.7. Musí přitom platit obecný předpoklad o zachování velikosti plochy S [m²] viz vztah (19).

$$S_{1z} + S_{2z} = S \text{ [m}^2\text{]} \quad (19)$$

Ze vztahu (19) vyplývá, že vypočteme-li podle vztahu (6) velikost plochy S_{1z} [m²] zanořené části pravého plováku, následně můžeme tento vztah upravit a dopočítat velikost plochy S_{2z} [m²] zanořené části levého plováku, např. pro účel kontroly.



Obr.8. Určení ramene výtlaku pro případ B₁

Souřadnice těžiště výtlaku jednotlivých plováků je možno určit dle obecných vztahů, x-ovou souřadnici těžiště výtlaku dle vztahu (20) a y-ovou souřadnici těžiště výtlaku dle vztahu (21).

$$x_{1V} = \frac{x_1 \cdot S_1 + x_2 \cdot S_2 + x_3 \cdot S_3}{S_{1z}} \text{ [m]} \quad (20)$$

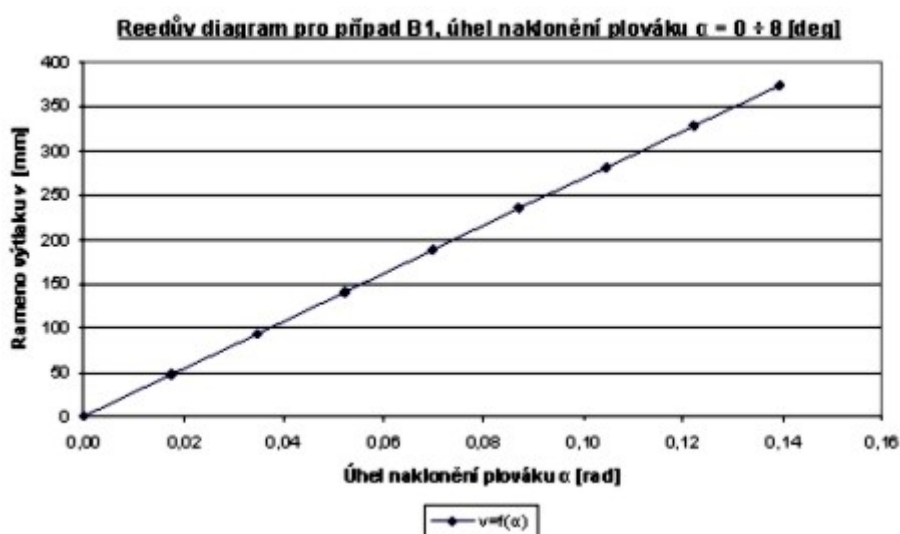
$$y_{1V} = \frac{y_1 \cdot S_1 + y_2 \cdot S_2 + y_3 \cdot S_3}{S_{1z}} \text{ [m]} \quad (21)$$

Jelikož byly souřadnice těžiště $\{x_{v1}, y_{v1}\}$ plochy S_{2z} [m²] zanoření levého plováku stanoveny numericky, je možno nyní stanovit souřadnice těžiště výtlačku V [N] dle vztahů (22) a (23) a rameno stability v [mm] dle vztahu (24) s využitím obr.8.

$$x_V = \frac{x_{1V} \cdot S_{1z} + x_{2V} \cdot S_{2z}}{S} \text{ [m]} \quad (22)$$

$$y_V = \frac{y_{1V} \cdot S_{1z} + y_{2V} \cdot S_{2z}}{S} \text{ [m]} \quad (23)$$

$$v = \frac{x_V}{\cos \alpha} - (h_G - y_V + x_V \cdot \tan \alpha) \cdot \sin \alpha \text{ [m]} \quad (24)$$



Obr.9. Reedův diagram pro případ B₁

3. Závěr

Při podélném vychylování plovoucího pásového dopravníku s průběžnými plováky z rovnovážné polohy dochází k rotačnímu pohybu plovákového tělesa kolem bodu, které je definováno jako těžiště hmotnosti, ležícího na ose plování, neboli na svislé ose symetrie.

První fáze (případ B₁) podélného naklání plovoucího tělesa je popsána počátečním stavem, kdy se plovákové těleso nachází v rovnovážném stavu, viz obr.1, a končí okamžikem zanoření pravé horní hrany pravého plováku. Závislost ramene stability na podélném úhlu naklonění plovoucího pásového dopravníku s průběžnými plováky, tzv. Reedův diagram, je znázorněna na obr.10.

V příspěvku pod názvem „Podélná stabilita plovoucího pásového dopravníku s průběžnými plováky ve 2. a 3. fázi naklání“ tohoto čísla „Elektronického odborného časopisu o konstrukci a provozu zdvihacích, manipulačních a transportních zařízení a dopravních prostředků“ je popsán postup numerického výpočtu podélné stability plovoucího pásového dopravníku s průběžnými plováky ve 2. a 3. fázi naklání a uveden graf závislosti ramene stability na úhlu naklonění tohoto konstrukčního provedení plovoucího pásového dopravníku.

Recenzent: prof. Ing. Jaromír Polák, CSc.

PODÉLNÁ STABILITA PLOVUCÍHO PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU S PRŮBĚŽNÝMI PLOVÁKY VE 2. A 3. FÁZI NAKLÁNĚNÍ

Leopold HRABOVSKÝ⁶

Klíčová slova: plovoucí pásový dopravník, stabilita plavidla, plovatelnost, těžiště výtlačku

Abstrakt:

Tento příspěvek navazuje na předchozí příspěvek v tom čísle „Elektronického odborného časopisu o konstrukci a provozu zdvihacích, manipulačních a transportních zařízení a dopravních prostředků“ časopisu pod názvem Numerický výpočet podélné stability plovoucího pásového dopravníku s průběžnými plováky v 1. fázi naklánění.

Plováním těles je obecně nazýván fyzikální jev, kdy vztlačová síla, působící na zcela ponořené těleso do kapaliny, nabývá větší hodnoty než síla gravitační (tzv. tíha tělesa) přitahující těleso k Zemi. Ve své podstatě se jedná o fyzikálně nerovnovážný stav, kdy objemová hmotnost tělesa, zanořeného do kapaliny, je menší než hustota kapaliny.

1. II. fáze naklánění plovoucího pásového dopravníku

Případ B₂ je popsán jako II. fáze naklánění, výpočty dílčích rozměrů pravého plováku dle obr.1 jsou uvedeny ve vztazích (1) a (2).

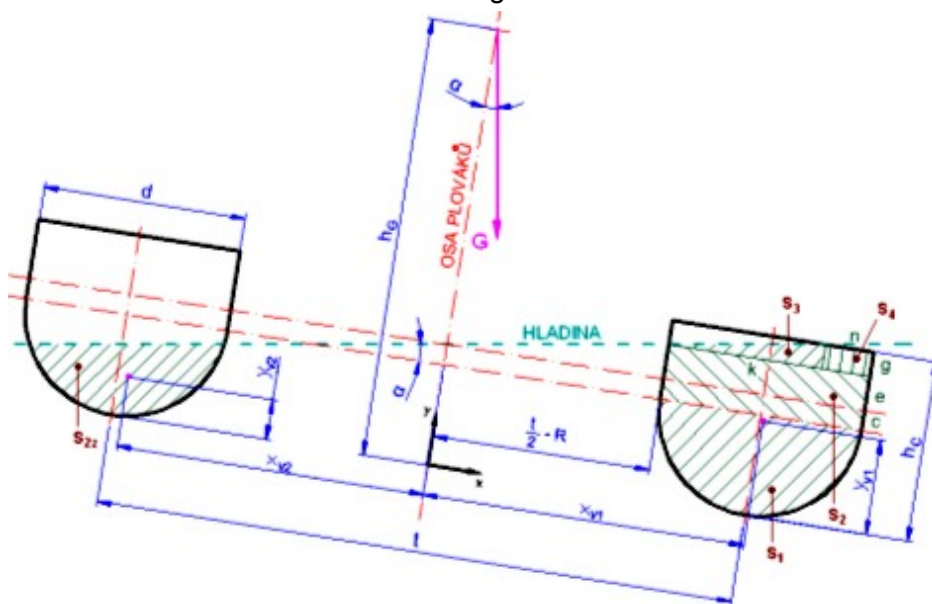
$$\text{Vzdálenost středu oblouku od hladiny } c = h_s - R \text{ [m]} \quad (1)$$

$$\text{Velikost části strany obdélníku plochy } e = \left(\frac{t}{2} - R \right) \cdot \text{tg} \alpha \text{ [m]} \quad (2)$$

$$\text{Velikost strany obdélníku plochy } g = h_c - R - e - c \text{ [m]} \quad (3)$$

$$n = d - k \text{ [m]} \quad (4)$$

$$\text{Délka odvěsny trojúhelníku plochy } k = \frac{g}{\text{tg} \alpha} \text{ [m]} \quad (5)$$



Obr.1. Analytické určení souřadnic těžiště pravého plováku pro případ B2

Velikosti jednotlivých ploch S₁ [m²] až S₄ [m²] jsou popsány vztahy (6) až (9).

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

$$\text{Plocha půlkruhu } S_1 = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot R^2 \text{ [m}^2\text{]} \quad (6)$$

$$\text{Plocha obdélníku } S_2 = d \cdot (c + e) \text{ [m}^2\text{]} \quad (7)$$

$$\text{Plocha pravoúhlého trojúhelníku } S_3 = \frac{1}{2} \cdot k \cdot g \text{ [m}^2\text{]} \quad (8)$$

$$\text{Plocha obdélníku } S_4 = n \cdot g \text{ [m}^2\text{]} \quad (9)$$

$$\text{Celková zanořená plocha pravého plováku } S_{1z} = \sum_{i=1}^4 S_i \text{ [m}^2\text{]} \quad (10)$$

Souřadnice těžiště plochy S_1 [m²] jsou uvedeny ve vztahu (11).

$$x_1 = \frac{t}{2} \text{ [m]}, y_1 = R + \frac{4 \cdot R}{3 \cdot \pi} \text{ [m]} \quad (11)$$

Souřadnice těžiště plochy S_2 [m²] jsou uvedeny ve vztahu (12).

$$x_2 = \frac{t}{2} \text{ [m]}, y_2 = R + \frac{c + e}{2} \text{ [m]} \quad (12)$$

Souřadnice těžiště plochy S_3 [m²] jsou uvedeny ve vztahu (13).

$$x_3 = \frac{t}{2} + \frac{2}{3} \cdot k - R \text{ [m]}, y_3 = \frac{1}{3} \cdot g + e + c + R \text{ [m]} \quad (13)$$

Souřadnice těžiště plochy S_4 [m²] jsou uvedeny ve vztahu (14).

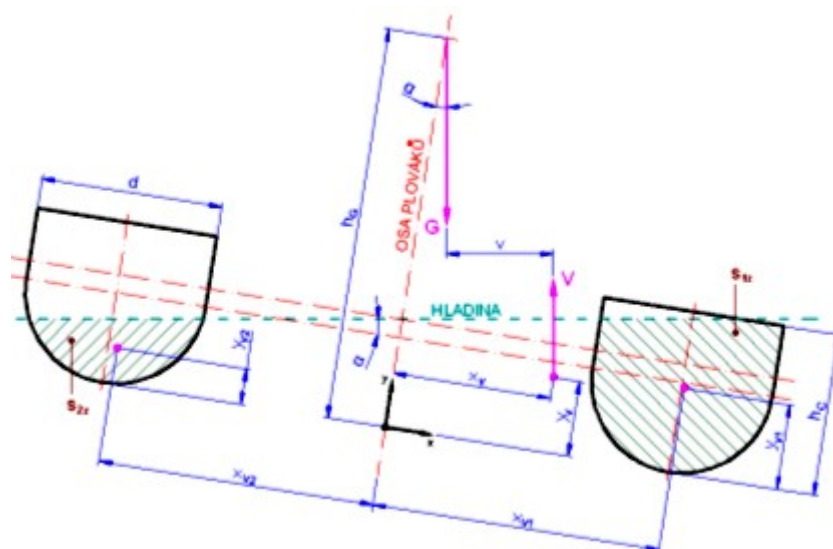
$$x_4 = \frac{t}{2} + R - \frac{n}{2} \text{ [m]}, y_4 = c + e + \frac{g}{2} + R \text{ [m]} \quad (14)$$

Pozn.: Plocha S_{2z} [m²] resp. souřadnice jejího těžiště, byly stejné jako v případě B_1 řešeny numericky v programu Pro/ENGINEER.

Souřadnice těžiště výtlaču jednotlivých plováků je možno určit dle obecných vztahů. x-ovou souřadnici těžiště výtlaču dle vztahu (15) a y-ovou souřadnici těžiště výtlaču dle vztahu (16).

$$x_{1V} = \frac{x_1 \cdot S_1 + x_2 \cdot S_2 + x_3 \cdot S_3 + x_4 \cdot S_4}{S_{1z}} \text{ [m]} \quad (15)$$

$$y_{1V} = \frac{y_1 \cdot S_1 + y_2 \cdot S_2 + y_3 \cdot S_3 + y_4 \cdot S_4}{S_{1z}} \text{ [m]} \quad (16)$$



Obr.2. Určení ramene výtlaču pro případ B_2

Jelikož byly souřadnice těžiště $\{x_{v1}, y_{v1}\}$ plochy S_{2z} [m²] zanoření levého plováku

stanoveny numericky, je možno nyní stanovit souřadnice těžiště výtlaku V [N] dle vztahů (17) a (18) a rameno v [mm] dle vztahu (19) s využitím obr.2.

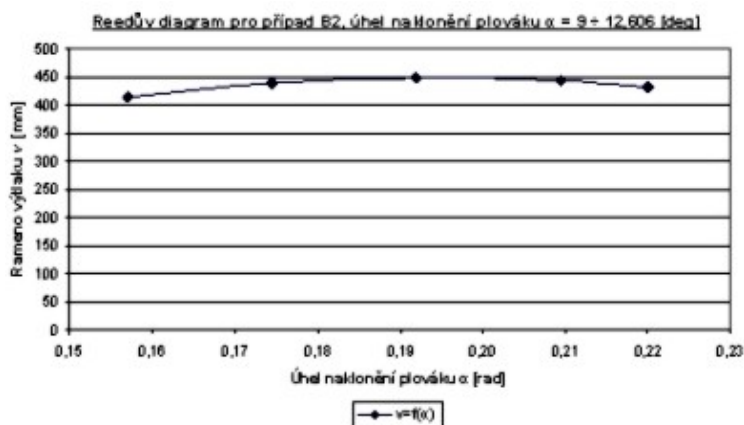
$$x_V = \frac{x_{1V} \cdot S_{1z} + x_{2V} \cdot S_{2z}}{S} \text{ [m]} \quad (17)$$

$$y_V = \frac{y_{1V} \cdot S_{1z} + y_{2V} \cdot S_{2z}}{S} \text{ [m]} \quad (18)$$

$$v = \frac{x_V}{\cos \alpha} - (h_G - y_V + x_V \cdot \tan \alpha) \cdot \sin \alpha \text{ [m]} \quad (19)$$

Tabulka č.1 Hodnoty souřadnic těžiště výtlaku a rameno stability

α	h_s	x_{v1}	y_{v1}	x_{v2}	y_{v2}	S_{1z}	S_{2z}	x_v	y_v	v
deg	mm					mm ²		mm		
0	475,7	1250	270,4	-1250	270,4	309 460,0	309 460,0	0	270,4	0
1	475,7	1252,2	281,8	-1247,5	258,9	326 740,4	292 179,6	72,1	271,0	46,85
2	475,7	1254,2	293,3	-1244,7	247,4	344 031,4	274 888,6	144,3	272,9	93,76
3	475,7	1256,0	304,7	-1241,6	235,8	361 343,6	257 576,4	216,6	276,0	140,77
4	475,7	1257,7	316,2	-1238,0	224,2	378 678,3	240 241,7	288,9	280,5	187,88
5	475,6	1259,2	327,6	-1234,0	212,5	396 017,8	222 902,2	361,3	286,2	235,01
6	475,5	1260,5	339,0	-1229,5	200,8	413 342,8	205 577,2	433,5	293,1	282,04
7	475,2	1261,8	350,4	-1224,6	189,0	430 628,1	188 291,9	505,4	301,3	328,84
8	474,8	1263,0	361,7	-1219,2	177,2	447 846,5	171 073,5	576,9	310,7	375,28
9	475,9	1262,2	371,9	-1213,6	166,2	463 626,8	155 293,2	641,0	320,3	414,26
10	480,7	1258,6	379,8	-1207,9	157,4	476 387,2	142 532,8	690,6	328,5	438,66
11	489,9	1254,3	385,5	-1202,4	151,0	485 888,5	133 031,5	726,2	335,2	448,85
12	504,1	1250,8	389,0	-1197,2	147,6	491 558,3	127 361,7	747,1	339,3	443,88
12,606	516,0	1250	389,7	-1194,4	147,3	492 638,0	126 282,0	751,3	340,3	432,24
13	524,8	1250	389,7	-1192,7	147,7	492 638,0	126 282,0	751,6	340,3	422,21
14	547,2	1250	389,7	-1188,4	148,7	492 638,0	126 282,0	752,5	340,5	396,66
15	569,8	1250	389,7	-1184,0	149,8	492 638,0	126 282,0	753,4	340,8	370,99
16	592,5	1250	389,7	-1179,8	151,0	492 638,0	126 282,0	754,2	341,0	345,20
17	615,4	1250	389,7	-1175,5	152,3	492 638,0	126 282,0	755,1	341,3	319,31
18	638,5	1250	389,7	-1171,3	153,6	492 638,0	126 282,0	756,0	341,5	293,32
19	661,8	1250	389,7	-1167,0	155,0	492 638,0	126 282,0	756,8	341,8	267,24
20	685,3	1250	389,7	-1162,8	156,5	492 638,0	126 282,0	757,7	342,1	241,08
21	709,1	1250	389,7	-1158,7	158,8	492 638,0	126 282,0	758,5	342,5	214,85
22	733,1	1250	389,7	-1154,5	159,8	492 638,0	126 282,0	759,4	342,8	188,55
23	757,5	1250	389,7	-1150,4	161,4	492 638,0	126 282,0	760,2	343,1	162,20
24	782,1	1250	389,7	-1146,3	163,2	492 638,0	126 282,0	761,1	343,5	135,79
25	807,1	1250	389,7	-1142,3	165,0	492 638,0	126 282,0	761,9	343,9	109,35
26	832,5	1250	389,7	-1138,3	167,0	492 638,0	126 282,0	762,7	344,3	82,87
27	858,2	1250	389,7	-1134,3	168,9	492 638,0	126 282,0	763,5	344,7	56,37
28	884,3	1250	389,7	-1130,3	171,0	492 638,0	126 282,0	764,3	345,1	29,85
29	910,8	1250	389,7	-1126,4	173,1	492 638,0	126 282,0	765,1	345,5	3,33
30	937,9	1250	389,7	-1122,5	175,4	492 638,0	126 282,0	765,9	346,0	-23,20



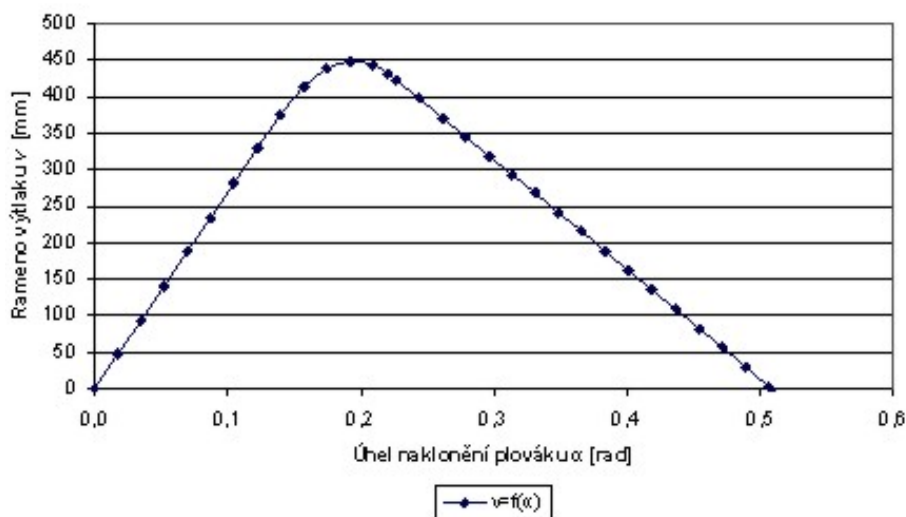
Obr.3. Reedův diagram pro případ B₂

2. III. fáze naklání plovacího pásového dopravníku

Případ B₃ je popsán jako III. fáze naklání.

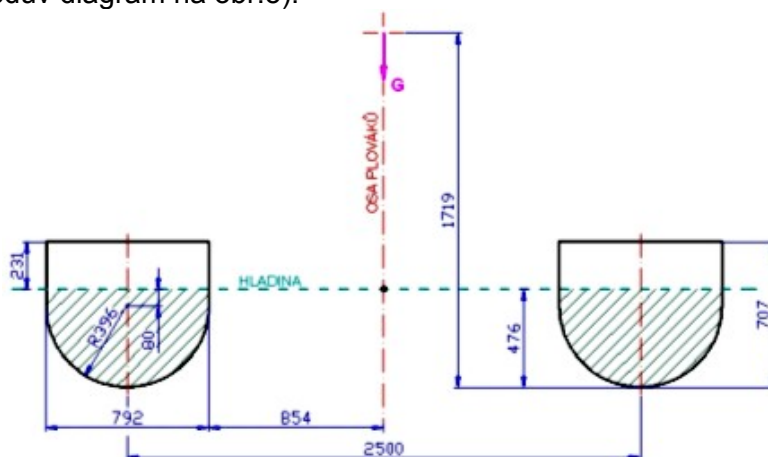
Úhel $\alpha \cong 12,606$ [deg] je úhlem, při kterém je pravý plovák právě zcela ponořen. Nad touto hodnotu úhlu α [deg] se již souřadnice těžiště nemění (zanořený objem, resp. zanořená plocha se nemění). Mění se pouze rameno výtlačku v [m] dle výše uvedeného vztahu (19). Z tohoto důvodu zde nebude výpočet uveden.

Reedův diagram pro úhel naklonění plováku $\alpha = 0 \div 30$ [deg]



Obr.4 Reedův diagram

Při velikosti úhlu $\alpha \cong 29,155$ [deg] je velikost ramene stability $v = 0$ [mm] a dojde tak ke ztrátě stability, a tudíž k převrnutí plovacího pásového dopravníku s průběžnými plováky (viz Reedův diagram na obr.5).



Obr.5 Rozměrové schéma plovákového tělesa

3. Závěr

Při podélném vychylování plovacího pásového dopravníku s průběžnými plováky z rovnovážné polohy dochází k rotačnímu pohybu plovákového tělesa kolem bodu, které je definováno jako těžiště hmotnosti, ležícího na ose plování, neboli na svislé ose symetrie.

Druhá fáze (případ B₂) podélného naklání plovacího tělesa je popsána počátečním stavem, kdy nastane okamžik zanoření pravé horní hrany pravého plováku a končí zanořením celého pravého plováku. Závislost ramene stability na podélném úhlu naklonění plovacího pásového dopravníku s průběžnými plováky, tzv. Reedův diagram, je znázorněna na obr.3.

Třetí fáze (případ B₃) podélného naklání plovacího tělesa je popsána počátečním stavem, kdy nastane zanoření celého pravého plováku a končí ztrátou stability.

Závislost ramene stability na podélném úhlu naklonění plovacího pásového dopravníku s průběžnými plováky, tzv. Reedův diagram, je znázorněna na obr.5.

Recenzent: prof. Ing. Jaromír Polák, CSc.

SPECIFICS OF BELT CONVEYOR AS PART OF CHECKOUT COUNTERS AND THEIR IMPACTS ON OPERATIONAL STAFF

Melichar KOPAS⁷, Alena PAULIKOVÁ⁸

Key words: belt conveyors, checkout counters, operational staff, human comfort impacts.

Abstract:

There is described in this article a special application of belt conveyors, namely service belt conveyors applied in shopping centres as an integrated part of checkout counters. Such kind of belt conveyors represents an “unconventional” application of continuously operating transport and handling equipment. In correlation between the service belt conveyor installed in the framework of checkout counters and service personnel originates a mutual interaction and psycho-physical influences, which are described in this article, too.

1. Introduction

Belt conveyors are the basic examples of continuously working transport-handling equipment. The belt conveyors are ones with an enclosed tensional element, which is running around the end drums. One of them is the driving drum and the second is the driven.

The common characteristic feature of all types of conveyors with tensional running element is a fact that their basic constructional-functional component is just the enclosed tensional element, which fulfils a tensional function or a tensional and a carrying function together. In the case of the belt conveyors the transport belt (with its various internal arrangement) is acting as the tensional and simultaneously carrying transport mean as well.

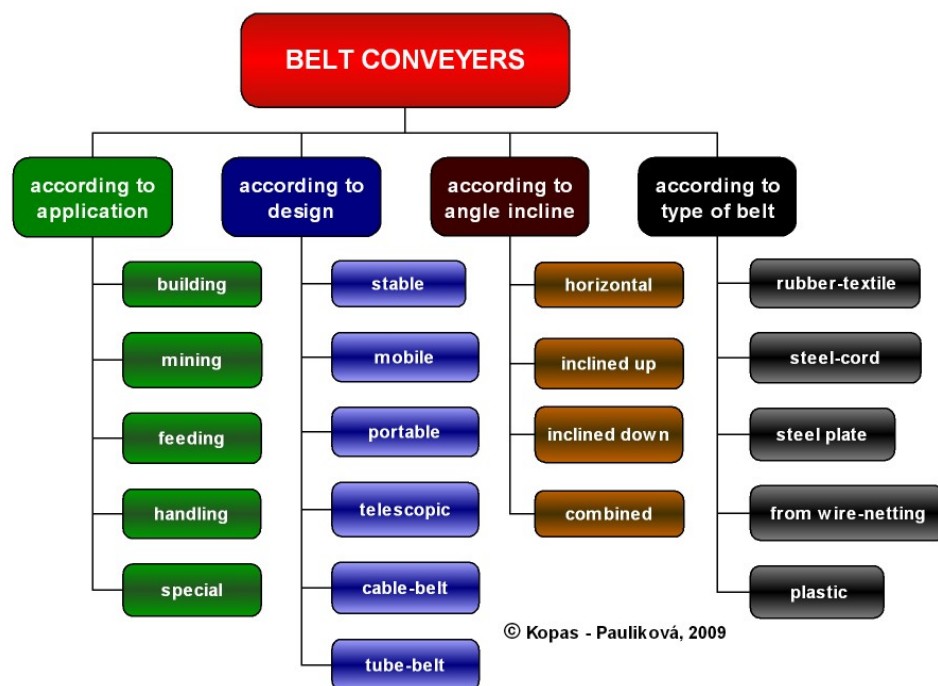


Fig.1 Classification of belt conveyors according to the most important criteria

⁷ **M.Sc. Melichar Kopas**, Mechanical Engineering Faculty, TU in Košice, Department of 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

⁸ **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

There is a well-known fact that the belt conveyor represents an optimal solution of material flow projection in the area of bulk solids transport, in comparison to other transport-handling possibilities of bulk materials, taking into consideration various transport distances and different circumstances.

However, there are also other, “unconventional” applications of belt conveyors, for example in the production-assembling plants of several industrial branches (engineering industry, electrical industry, food industry), on the airports (luggage transport), in the self-service shops (checkout counters) and others.

2. Classification of belt conveyors

The belt conveyors can be classified according to varied viewpoints. Overview of the belt conveyors is presented on the Fig.1.

The next figures Fig.2, Fig.3, and Fig.4 illustrate three types of belt conveyors, which are on principle different.



Fig.2 Typical belt conveyor for transport of bulk solids, [3]



Fig.3 Short horizontal conveyor with the PVC belt, [4]



Fig.4 Inclined up conveyor with the ribbed PVC belt, [4]

3. Belt conveyors in checkout counters

The checkout counters represent a practical and unified solution of service-payment contact between clients and cash desk in the modern self-service shops. The checkout counters can be divided according to their construction into the next categories:

- a) basic checkout counters - without a moveable belt, Fig.5,
- b) checkout counters with a moveable belt:
 - simple checkout counters, with one or two moveable belts, Fig.6,
 - double checkout counters, shaped as the letter "U", with one or two moveable belts,
 - simple and double checkout counters with special accessories.



Fig.5 Checkout counter without belt, [6]



Fig.6 Checkout counter with belt, [5]

The mechanical checkout counters with the transport belt are applied predominately in the middle-sized and large-sized self-service shops (malls, supermarkets and

hypermarkets), considering that they enable to handle also a markedly intensive flow of shoppers.

The standard design-operational arrangement of such kind of checkout counters can be described as follows:

a) supporting shell of the checkout counter consists of a supporting frame sheathed with varnished steel metal plates or metal plates with coloured surface treatment, bridging between the moving belt and the fixed part of the checkout counter is designed by means of a metal or a plastic bridging slat,

b) upper part of the checkout counter is lined with shaped profiles from stainless metal plates with possibility to insert also an aesthetical component - coloured strip, according to the client's requirement,

c) transport belt is multi-layered, with antistatic surface treatment and it is running around two end-drums, whereas one of them is the driving drum and the second is the driven, i.e. tensioning drum,

d) driving drum is designed as a compact arrangement of the drive unit, so-called drum motor, which integrates three parts into the one driving aggregate: namely driving electromotor, mechanical gearbox (planetary type mostly) and the drum itself.

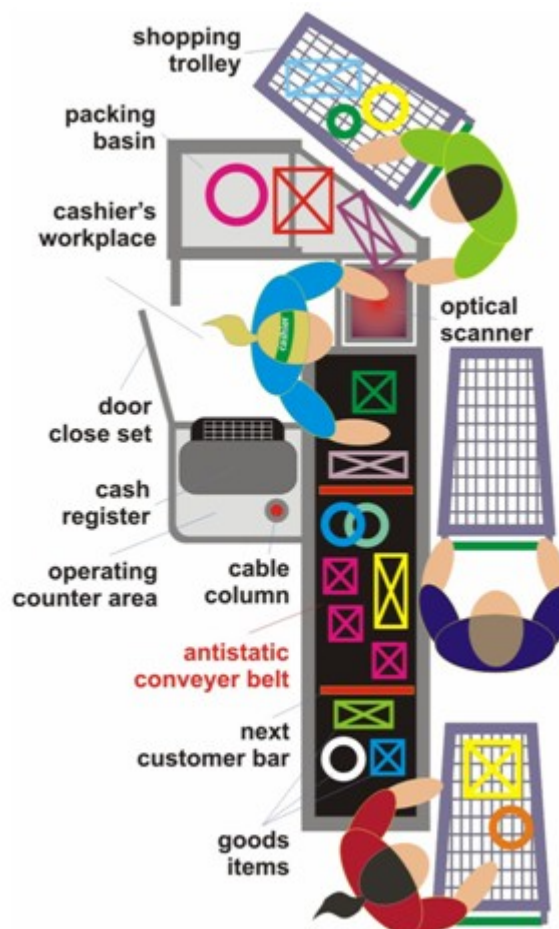


Fig.7. Arrangement and functional components of the checkout counter

The dispositional arrangement of the whole checkout counter unit is visible from the Fig.7. There is illustrated the most frequently used type of the checkout counter, together with configuration of other components in relation to participating persons (customers and cashier) - it is the simple checkout counter with one moveable belt, [2].

Material of belt, as well as material of other fixed parts of box unit, has to fulfil hygienic requirements as well, because of its contact with food.

The moving speed of the belt is 0.15 m/s approx. and it is a foot pedal for manual

control in common or along with “magic eye” system for automated movement of items on the counter.

Thus, an integrated part of the standard checkout one is the belt conveyor. It can be categorized, according to above-mentioned classification of belt-conveyors (see Fig.1), as:

- a) handling conveyor (according to application),
- b) stable conveyor (according to design),
- c) horizontal conveyor (according to angle of incline),
- d) conveyor with rubber-textile or plastic belt (according to type of belt).

Furthermore, it belongs also into a special category of conveyors specified for transport of piece goods with intermittent moving of belt - i.e. with sequential movement.

4. Motion of items by means of belt conveyors in self-service shops

There is an important difference between conveyors applied in transport of bulk materials and conveyors specified for transport of piece goods. This difference consists in arrangement of guiding (supporting) of the upper belt strand. In the case of piece goods transport there are not installed carrying (upper) idlers (they are well known from the transport of bulk solids), but there is applied only a simple flat guiding support of upper belt strand, which is able to withstand also a dynamical impact of individual pieces of material, which can fall from a small high direct on the belt.

The belt conveyors are sensitive to a possible increase of motional resistance in the points of mutual rolling contact of moving masses, as well as in the points of sliding contact between the moving and the static parts of conveyor.

In the case of the checkout counter there is a possibility of motional resistance increasing in the contact-point between the belt and the bridging slat. There is a quite narrow gap between these two parts, which has to fulfil also a sealing function. However this gap can be polluted (this is very often situation) with bulk and liquid materials (sometimes they are also gluey), which are spilled on the belt. Result of such situation is a growth of motional resistance of the belt, i.e. growth of required circumferential force on the driving drum up to the maximum level with a consequence of operational failure of the belt conveyor.

5. The impacts of belt conveyor on the operating staff in the checkout counter

The service personnel working inside of the checkout counter are exposed to a physical loading. Individual service motions require rotation of upper part of human body or are oriented out of handy reach. The cashier's workplace is equipped with a rotary seat or rotary and mobile seat in the case of seating working position.

The working person in the checkout counter is handling with bought items which are incoming by means of the belt conveyor to the scanning point (optical scanner) in order to scan the bar-code of material and the next step is shifting of goods towards a packing basin.

There are problems with large and heavy packing of some goods, for example packing of drinks, with the mass up to 12 kg. For this purpose there are used handy scanners, however if they are not at disposal, so in this case the manual operation performed by muscles of hands and upper body is unavoidable, what represents 44%-exploitation of total muscle amount of human body.

The majority of service personnel in self-service shops create women. There is a limit for physically working woman concerning her energy output during physical work. This limit value is between 5.1 and 3.7 MJ.

The second negative factor of working process in the checkout counter is monotony. More than one half of working shift consists of the same, repeating operations. Motional monotony is very stereotypical; it is manually work with a lot of the same working operations (shifting of goods, sensing of bar codes, etc.) Such kind of monotone work is an unfavourable combination of physical and psychical load.

The third loading factor is a psychosocial stress of service personnel. The organism is exposed not only to a physical loading, but also to a psychical stress as a consequence of working place arrangement or working environment (working area of checkout counter, area of the whole shop), as well as consequence of tiring social relations (interactions) between

the cashier and customers. The final impact of these psychosocial influences is an emotional and mental loading.

The fourth, very important factor is a level of responsibility of operational staff during the working process. This kind of work is monotone, but it requires a serious personal responsibility of a cashier because of relevant financial flows. This fact is connected also with a certain level of risk, together with a necessity to take responsible decisions and with a personal care. The responsibility and faithfulness during a long working time creates another kind of loading, i.e. mental loading, [1].

6. Conclusion

The belt conveyors applied in the checkout counters are making the work of operational staff and customers easier.

They represent a special group of belt conveyors: namely the horizontal, stable, handling conveyors with rubber-textile or plastic belts.

From the application point of view they represent an interesting illustration of utilization of continuously working transport-handling equipment for transport of piece goods.

In this paper there are described interactions between this specific belt conveyor and the service personnel. All the above-mentioned psycho-physical influences, arising in the interface "man – belt conveyor", are untypical in the case of "common" belt conveyors, however they are very typical just during operation of handling or special conveyors.

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

7. Literature

- [1] 542/2007: Vyhláška Ministerstva zdravotníctva Slovenskej republiky o podrobnostiach o ochrane zdravia pred fyzickou záťažou pri práci, psychickou pracovnou záťažou a senzorickou záťažou pri práci.
- [2] Prospekty firmy OZT - obchodní zařízení Toužim a.s; Pokladničné boxy typu B20-Checkout/130A.
- [3] www.prosand.cz
- [4] www.ttr.cz
- [5] http://www.ozap.cz/pokladni_boxy.html
- [6] www.intaz.cz

STOCHASTIC APPROACH TO SOLVING PROBLEMS OF IDENTIFICATION AND MODELLING OF RANDOMLY LOADED MECHANICAL STRUCTURES

Bohuš LEITNER⁹

Key words: Modelling of stochastic systems, time series, autoregressive models, random excited structures, stochastic vibrations, natural frequencies

Abstrakt:

Paper is dealing with a newly developed method of identification of mechanical dynamic structures. This method is based on building statistically significant Vector Autoregressive Moving Average (ARMAV) models of random excited structures that define statistically significant modes of structure vibration. The relationship between continuous and discrete models developed in former work is mentioned also. Once having ARMAV models of a structure it is very easy to simulate its behaviour by both stochastic and deterministic excitation in form of time series. The application is demonstrated on an example of Finite Element Model of simple structure using adaptive method of identification that can deal with non-stationary behaviour of structure also.

1. Introduction

Currently are preferred two basic approaches for the mechanical dynamic systems identification. The first of them, based on the drawing of structure, is the dynamic version of Finite Element Method (FEM). The second one is an experimental method based on determination of receptances and mode shapes of structure using digital Fourier analyser. The determination of modes and mode shapes of structures by means of FEM leads to the problem of eigenvalues (natural frequencies and damping ratios). Usually same number of modes as the number of degrees of freedom is obtained. An effective method was developed [2], [7] to determine just such modes with statistical significant influence to the behaviour of mechanical structure. By the experimental identification by means of digital Fourier analyser there are two essential steps involved in the determination of the modal parameters and mode shapes. The starting point of the analysis technique relies on the estimation of spectra and subsequent determination of corresponding transfer functions. In the next step the measured transfer functions are used to extract the necessary modal information. A number of averaging, smoothing and estimation procedures are used in each step depending on the subjective judgement of analysis. Anticipating mostly the stochastic nature of mechanical dynamic system's excitation and response, time series methods and Data Dependent Systems (DDS) [9] approach seems to be very suitable and effective in the area of dynamic modelling too.

2. Mathematical Formulation and Its Background

There are two theoretical areas concerning the above mentioned problems. The first is a classic approach to the vibrations of mechanical dynamic systems. It is well known, that in case of n -degree of freedom systems they are represented by system of ordinary differential equations of second order in matrix form as:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{B}\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{f}(t) \quad (1)$$

where $\mathbf{M}$, $\mathbf{B}$ and $\mathbf{K}$ are $n \times n$ mass, damping and stiffness matrices, $\ddot{\mathbf{x}}, \dot{\mathbf{x}}, \mathbf{x}, \mathbf{f}(t)$ are n -dimensional column vectors of accelerations, velocities, displacements and force respectively. For the type of solution of this system are essential the eigenvalues of left-side of matrix equation, which are usually, obtained as complex numbers. The real parts of them

⁹ **Assoc. Prof. Bohuš Leitner, PhD**, Faculty of Special Engineering, University of Žilina, Department of Technical Sciences and Informatics, 1.mája 32, 010 26 Žilina, Slovakia, phone: +421 41 5136863, fax: +421 41 513 6620, e-mail: bohus.Leitner@fsi.uniza.sk

have physical meaning as damping ratios and imaginary parts are natural frequencies.

The second theoretical area of theme is theory of stochastic processes. It was shown in [8, 9], that any continuous system could be represented (in a scalar case) as differential equation in form:

$$\begin{aligned} (D^n + \alpha_{n-1}D^{n-1} + \alpha_{n-2}D^{n-2} + \dots + \alpha_1D^1 + \alpha_0) \cdot X(t) = \\ = (\beta_m D^m + \beta_{m-1}D^{m-1} + \dots + \beta_1D^1) \cdot Z(t) \end{aligned} \quad (2)$$

for which holds $E[Z(t)] = 0$ and $E[Z(t) \cdot Z(t-n)] = \delta(n) \cdot \sigma_z$, where n and m indicate the order of the model, $D = d/dt$ is the differential operator, $Z(t)$ is white noise, E denotes the expectation operator, $\delta(n)$ is the Diracs delta function and α 's and β 's are model parameters.

When such system is sampled at uniform interval Δt , differential equation (2) becomes a difference equation

$$X_t - a_1 \cdot X_{t-1} - a_2 \cdot X_{t-2} - \dots - a_n \cdot X_{t-n} = \varepsilon_t - b_1 \cdot \varepsilon_{t-1} - \dots - b_{n-1} \cdot \varepsilon_{t-n+1}, \quad (3)$$

for which holds $E(\varepsilon_t) = 0$ and $E(\varepsilon_t \cdot \varepsilon_{t-n}) = \delta_k \cdot \sigma_\varepsilon^2$, and where $X_t, X_{t-1}, X_{t-2}, \dots$ are values of process, a 's and b 's are parameters of the model, $\varepsilon_t, \varepsilon_{t-1}, \varepsilon_{t-2}, \dots, \varepsilon_{t-n+1}$ are residuals, E denotes the expectation operator and δ_k is the Kronecker delta function. Such a model is called **Autoregressive Moving Average** of order $(n, n-1)$ – ARMA $(n, n-1)$.

It is obvious that parameters of continuous and discrete model of the same process must be functionally related. The simplest way to express this relationship is by using roots μ_i and λ_i of characteristic equations of formula (2) and (3) respectively. The relationships then takes form as follows:

$$\lambda_i = e^{\mu_i \Delta t} \text{ or } \mu_i = \frac{1}{\Delta t} \ln \lambda_i \quad (4)$$

In case of multivariate systems (eg. mechanical dynamic systems) the **Vector Autoregressive Moving Average** model (ARMAV) is obtained in form [6]:

$$\mathbf{A}_0 \cdot \mathbf{X}_t - \mathbf{A}_1 \cdot \mathbf{X}_{t-1} - \dots - \mathbf{A}_n \cdot \mathbf{X}_{t-n} = \boldsymbol{\varepsilon}_t - \mathbf{D}_1 \cdot \boldsymbol{\varepsilon}_{t-1} - \dots - \mathbf{D}_{n-1} \cdot \boldsymbol{\varepsilon}_{t-1} \quad (5)$$

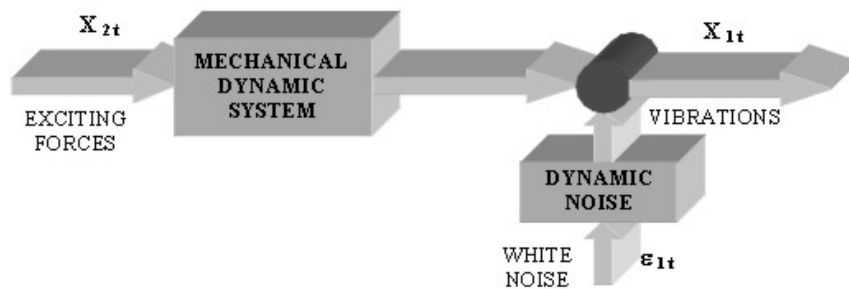
resp. in form

$$(\mathbf{A}_0 - \mathbf{A}_1 \cdot \mathbf{B}^1 - \mathbf{A}_2 \cdot \mathbf{B}^2 - \dots - \mathbf{A}_n \cdot \mathbf{B}^n) \cdot \mathbf{X}_t = (\mathbf{I} - \mathbf{D}_1 \cdot \mathbf{B}^1 - \mathbf{D}_2 \cdot \mathbf{B}^2 - \dots - \mathbf{D}_{n-1} \cdot \mathbf{B}^{n-1}) \cdot \boldsymbol{\varepsilon}_t$$

which can fully express the relationships in structure during its vibrations and where $\mathbf{X}_t$ and $\boldsymbol{\varepsilon}_t$ are vectors of measurements and white noise series, $\mathbf{A}_i$ and $\mathbf{D}_i$ are matrices of system parameters, $\mathbf{B}$ is vector of back shift operators, σ_ε^2 is matrix of dispersion and reciprocal correlation's and δ_k is Kronecker delta function.

3. Identification and Modelling of Real Dynamic Systems

If one analyses a mechanical dynamic system with a numerical technique and its vibrations and exciting forces measure in uniform sampling intervals Δt , it is possible to develop discrete models to describe the relationship between output (vibration) and input (exciting forces) after Fig. 1.



Pic.1: Block scheme of mechanical system dynamics

Dynamics of the mechanical system and dynamics of noise is represented by a

discrete transfer function. Supposing non-existence of feed back between vibrations of structure can be expressed in its excitation (which hold for structures tests) one gets a resulting model of structure dynamics in form [7]

$$\begin{aligned} & \left(1 - a_{111} \cdot B - a_{112} \cdot B^2 - \dots - a_{11n} \cdot B^n \right) \cdot X_{1t} = \left(a_{120} + a_{121} \cdot B + \dots + a_{12n} \cdot B^n \right) \cdot X_{2t} + \\ & + \left(1 - b_{111} \cdot B - b_{112} \cdot B^2 - \dots - b_{11(n-1)} \cdot B^{(n-1)} \right) \cdot \varepsilon_{1t} \end{aligned} \quad (6)$$

where attached assumptions shown in formula (5). Procedure of statistically adequate models is getting concentrated in principle of output signals substituting (using non-linear least square method) with models of gradually increasing order until the decreased sum of squares becomes statistically non-significant on a chosen level of significance.

Physical meaning of such a procedure is in that we are trying to substitute the system with a model with the lowest number of statistically significant modes of vibrations. During this procedure, each increase of model order by two introduces (a further degree of freedom) [1]. If its contribution is not significant, the former model is taken as statistically adequate. In detail is involved strategy described in [8,9].

The theoretically correct approach mentioned in [2,8] and fully developed in [9] is to fit ARMA (2,1) model at first, to determine its parameters (by nonlinear least square method) and residual sum of squares. Then to increase the model orders by two and test the statistical significance of reduction of sum of squares by an F-criterion. Increasing of the model order by two continues until F-criterion shows insignificance of using higher order model.

As the examples of this procedure the results of identification of two simple model structures - 3 DOF system (Fig.2) and very simple beam structure (Fig.3) are shown (Tab.1, Tab 2. and Tab.3). Basic parameters of 3 DOF system are : $m_1 = 1$, $m_2 = 1$, $m_3 = 2$, $k_{01} = k_{12} = k_{23} = k_{03} = 100$, $c_{01} = c_{02} = 0.8$, $c_{12} = c_{13} = 0.4$, $c_{23} = 0.6$, $c_{03} = 1.6$.

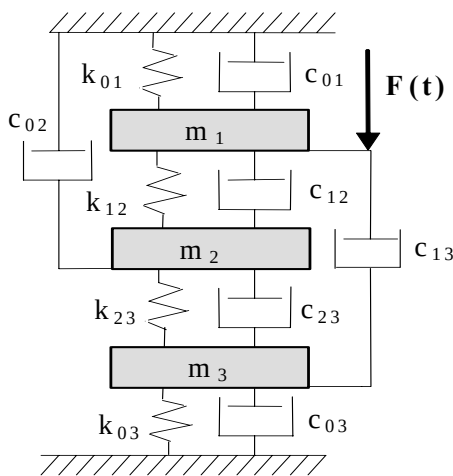


Fig.2. Three Degrees of Freedom System

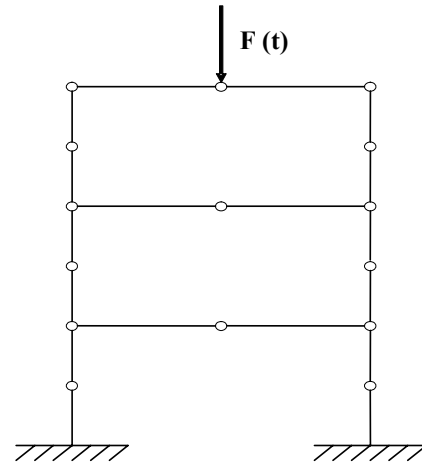


Fig.3. FEM Model (Beam Elements)

Tab.1. Summary of Identified Parameters of ARMAV model

X	A1	A2	A3	A4	A5	A6
X1t	1.5820	-2.8093	2.5325	-2.5329	1.2516	-0.7089
X2t	1.3915	-2.4370	2.0704	-2.1175	-0.9362	-0.5819
X3t	1.5859	-2.8081	2.4854	-2.4907	1.2183	-0.7271

Tab.2. Summary of Identified Parameters of 3 DOF system

		1st Mode		2nd Mode		3rd Mode	
		n ₁ (Hz)	1	n ₂ (Hz)	2	n ₃ (Hz)	3
ARMA	X _{1t}	1.2958	0.04701	1.9647	0.06908	2.7945	0.02754
	X _{2t}	1.2926	0.03468	2.1071	0.13760	2.8203	0.03408
	X _{3t}	1.2941	0.03069	1.9788	0.04885	2.8152	0.04163
Theoretical values		1.2926	0.05289	2.0621	0.06664	2.8297	0.05945

Tab.3. Natural Frequencies of Beam Structure

	1st Mode	2nd Mode	3rd Mode	4th Mode	5th Mode	6th Mode
FEM	8.406	25.873	42.439	103.935	126.626	126.626
ARMA	8.523	26.037	42.238	Non-sign.	Non-sign.	Non-sign.

Above-mentioned procedure of identification using non-linear least square method [5] and F-test of statistical adequacy [4] is theoretically correct but very tedious and slow, therefore not suitable for on-line identification. For this purpose a new algorithm based on theory of adaptive and learning systems was developed and successfully tested in [7].

4. Simulation of Mechanical Dynamic System Behaviour

Once having the ARMA parameters of dynamic model determined, the procedure of dynamic performance of structure simulation is very simple. One has to start with generation of random residual ε_t , which are supposed to be normally distributed with zero mean and σ_ε determined from residual sum of squares of the model.

The step-wise procedure looks like

1. Generate ε_1 , let $X_1 = \varepsilon_1$,
2. Generate ε_2 , let $X_2 = a_1 \cdot X_1 + \varepsilon_2 - b_1 \cdot \varepsilon_2$,
3. Generate ε_3 , let $X_3 = a_1 \cdot X_2 + a_2 \cdot X_1 + \varepsilon_3 - b_1 \cdot \varepsilon_2 - b_2 \cdot \varepsilon_1$,
-
- (n+1) Generate ε_{n+1} , let $X_{n+1} = a_1 \cdot X_n + a_2 \cdot X_{n-1} + \dots + a_n \cdot X_1 + \varepsilon_{n+1} - b_1 \cdot \varepsilon_n - \dots - b_{n-1} \cdot \varepsilon_2$
- (k>n+1) Generate ε_k , let $X_k = a_1 \cdot X_{k-1} + a_2 \cdot X_{k-2} + \dots + a_n \cdot X_{k-n} + \varepsilon_k - b_1 \cdot \varepsilon_{k-1} - \dots - b_{k-1} \cdot \varepsilon_{k-n+1}$

Shown theoretical algorithms was used by developing of program ARMA-GET, this was developed on authors department [2]. It contains users menu, which apart from basic functions with file, configurations, work with windows and help functions contains two submenus – submenu of “Simulation” and submenu of “Identification” (Fig.4).

Item “Simulation” enables adjustment and conversion of incompatible input files of time series to compatible ones and simulation (generation) of time series basing on given AR or ARMA models order and parameters with possibilities of mean and dispersion selection of simulated series.

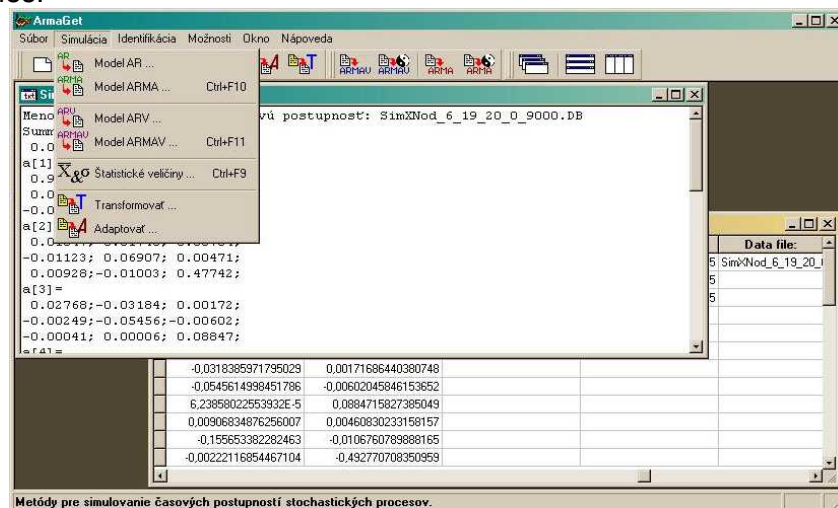


Fig. 4 Main window of ArmaGet software package – submenu “Simulation”

The heart of the program is submenu “Identification”, by means, which is possible to make selection of the identification method and way of chosen time series, whereupon it is possible to use either adaptive algorithm of time series identification or make identification using non-linear least squares method. Identification by means of higher

presented non-linear (respectively for AR models – linear) least square method is available in item Identification and its sub-menu NLINLS. The last important item is Model ARMA - complete calculation, which aim is to find an optimal ARMA (n, n-1) model. This model is the best describe of stochastic system, which output is a time series. Because, in most cases we don't know optimal order of model, beforehand it is necessary to determine by an iterative procedure an optimal order of model for description of given system (Fig.4). An algorithm of optimum autoregressive model determination used in ArmaGet was published in [5,6,7].

Koeficienty autoregresnej časti:		Koeficienty časti kľzavých priemerov:	
a [1] =	0.9297	b [1] =	-0.8750
a [2] =	0.0348	b [2] =	-1.0713
a [3] =	-0.0204	b [3] =	-0.8744
a [4] =	-0.1037	b [4] =	-0.5163
a [5] =	-0.2344	b [5] =	-0.3137

Fig.5 Settings of input parameters for simulation process

As an example, *Fig.6* presents the results of simulation of stochastic vibrations of 3 DOF system from *Fig.2* by the use of parameters from *Table 1*.

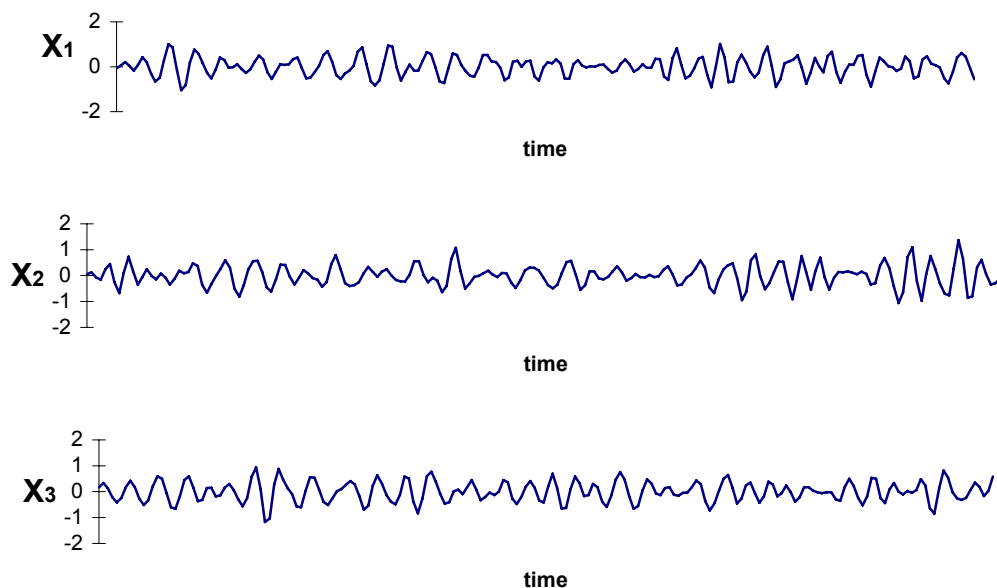


Fig.4 Results of simulation of dynamic behaviour of 3 DOF system.

A summary of the verified procedure for the structure modal characteristic identification is expressed as follows:

1. Recording of excitation and vibrations (output) in uniform discrete time interval.
2. Acquiring of statistically adequate models ARMA (n, n-1) res. ARMAV model.
3. Solution of characteristic equation and its roots determination.
4. Calculation of basic modal characteristics: eigenfrequencies and relative damping.
5. Expression of system transfer function in form of partial fractions and to determine complex residuals A_i .
6. Determination of transfer function of structure vibrations by using to obtained complex residuals A_i .
7. Drawing of transfer functions, modes of vibrations etc.

The way of simulation of vector (multivariate) systems is more complex but essentially the same.

5. Conclusions

It introduces problems were proposed and verified in a frame of grant research VEGA 1/0430/08 „Stochastic Methods of Identification of Mechanical Structures Dynamics Systems“, where some possible applications of the proposed identification procedure were investigated. It was namely a connection of proposed identification procedure with systems of complicated machine structures solution using FEM. The aim of this project is a proposal and a verification of a new method for dynamic systems identification which uses adaptive algorithms based on application of a theoretical apparatus of vector autoregressive moving average models - ARMAV. The principal problems are:

1. Working out a procedure for determination of matrixes parameters of discrete models.
2. Verification of dependency between continuous and discrete models and their parameters.
3. Finding out a theoretical procedure of parameters of continuous models based on parameters of discrete ones.
4. Proposal and verification of a method of dynamic systems adaptive identification based on ARMAV models.
5. Creation a software support of proposed method and its verification.
6. Practical application of a proposed procedure of adaptive identification in practice (mechanical dynamic systems, forecasting control and eventually some other problems in technical sciences).

REFERENCES:

1. Ambrozy, A., Chovanec, A.: Kinematics and manipulability of wheeled mobile manipulators. Proceedings of 10th International Conference „Transport Means 2006“, Kaunas, University of Technology, 2006, p. 45-50, Kaunas, Lithuania.
2. Beňo, B.: Stochastické metódy identifikácie dynamických systémov dopravných a stavebných strojov. [PhD Study]. FŠI ŽU, Žilina 2003, 100 p.
3. Broersen, P.M.T.: ARMASA Package, web: <http://www.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/loadFile.do?objectId=1330&objectType=file> .
4. Broersen, P.M.T., Bos, R.: Time-series analysis if data are randomly missing. TU Delft digital repository, IEEE, 2006, Netherlands, <http://repository.tudelft.nl/file/379514/370833>.
5. Dottori, D., Ocaktan, T., Picchio, M., Staub, R.: Multivariate time series analysis and its applications, lecture, <http://www.core.ucl.ac.be:16080/~laurent/ts/pdf/VARMA.pdf>, 2005.
6. Leitner, B.: Modelling and Simulation of Transport Machines Working Conditions by using of Autoregressive Models. Academic Journal “Mechanics, Transport, Communications“, Issue 1/2007, Art. No. 0079, VTU Sofia, Sofia 2007, Bulgaria, www.mtc-aj.com.
7. Leitner, B., Chovanec, A.: A Stochastic Method for Modelling of Dynamics Behaviour of random Excited Structures. In: Proceedings of International Conference “TRANSPORT 2004“, VTU of Todor Kableskov, Sofia, Bulgaria, 2004.
8. Leitner, B.: Stochastic Time Series and Possibilities of Their Use for selected Modal Characteristics Determination of Mechanical Structures. Scientific papers of University of Žilina “Communications“, Žilina, 2001.
9. Máca, J.: Identifikácia a modelovanie dynamických systémov. Monografia. VF VŠDS, Žilina, 1991.

The work was supported by the Scientific Agency of the Slovak Republic under the project VEGA No.1/0430/09 “Stochastic Methods of Identification of Mechanical Structures Dynamic Systems”.

Recenzent : prof. Ing. Jaromír Máca. CSc.

ZVYŠOVANIE VÝKONOVÝCH PARAMETROV SPAĽOVACÍCH MOTOROV OPTIMALIZÁCIOU ZAPAĽOVACEJ KRIVKY

Michal PUŠKÁR¹⁰

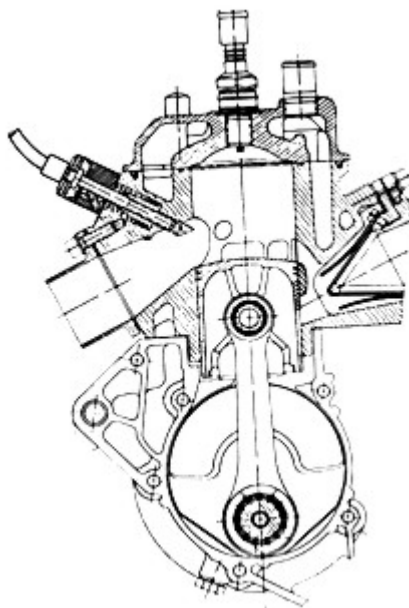
Kľúčové slová: spaľovací motor, výkonové parametre, zapaľovacia krivka

Abstrakt:

Vplyv zapaľovacej krivky na výstupnú charakteristiku dvojtaktného spaľovacieho motora je zásadný. Cieľom tohto príspevku je zvýšenie výkonových parametrov experimentálneho motora optimalizáciou zapaľovacej krivky. Z analýzy výsledkov vyplýva, že navrhnutou zmenou jej tvaru bol získaný výkonový prínos v celom spektre otáčok motora a tým došlo k efektívnejšiemu využitiu paliva. Veľkou výhodou je, že motor podáva stabilnejší výkon pri rôznom zaťažení.

1. Úvod

Značná časť jednostopových dopravných prostriedkov využíva dvojtaktné spaľovacie motory ako pohonnú jednotku. V jej prospech hovorí najmä jednoduchšia konštrukcia a vyšší výkon oproti štvortaktnému motoru pri zhodnom objeme. Snahy vývojových konštruktérov smerujú k zvýšeniu výstupného výkonu a k zníženiu produkcie emisií. V súčasnosti sa tvar zapaľovacej krivky a elektronika stali najdôležitejšími oblasťami, v ktorých sa realizuje ďalší vývoj. Cieľom tohto článku je analyzovať vplyv zapaľovacej krivky na výstupnú charakteristiku dvojtaktnej pohonnej jednotky ROTAX 122 (obr.1) a pomocou zmeny jej tvaru zvýšiť výstupný výkon.



Obr.1. Dvojtaktný motor ROTAX 122

2. Teoretický rozbor tvaru zapaľovacej krivky

Zapaľovacia krivka, jej tvar znázornený pomocou grafickej závislosti v stupňoch predzápalu na otáčkach motora, prešla značným vývojom. Dlhé obdobie sa používal konštantný predzápal, krivku predstavovala rovnobežná čiara s osou x (os na ktorej sú

¹⁰ **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

znázornené otáčky). Niektoré dvojtaktné pohonné jednotky používajú tento tvar dodnes. Neskorším vývojom sa tvar zapaľovacej krivky zmenil na lomenú čiaru: Od počiatočných otáčok až po napr. 8000 ot.min⁻¹ bol predzápal konštantný, potom priamo úmerne s otáčkami motora klesal. Najnovšie a najmodernejšie tvary zapaľovacích kriviek sú obecné krivky, ktoré eliminujú nedostatky ako sú napr. problémy s plnením v konkrétnom režime otáčok.

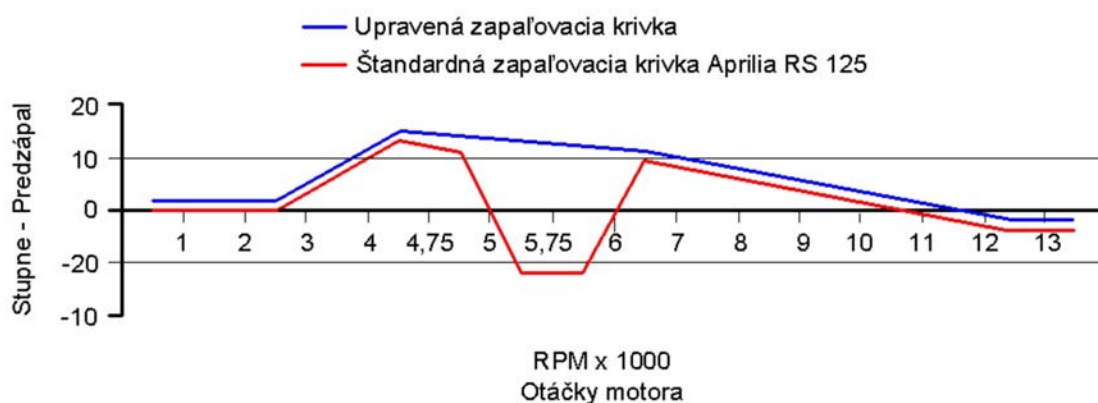
Výpočtová technika umožňuje programovať tvar krivky v celom spektre otáčok prakticky neobmedzene. Je možné vytvárať nespočetné množstvo variantov kriviek, ktoré výrazne ovplyvňujú výstupnú výkonovo - momentovú charakteristiku a taktiež aj produkciu emisií.

3. Úprava zapaľovacej krivky a monitorovanie jej vplyvu na výkonovú charakteristiku

Z dôvodu nižších nákladov bolo stanovené, že zapaľovanie musí byť sériovo dodávané výrobcom pre typ ROTAX 122, a teda tu nebola možnosť zámenny za inú riadiacu jednotku, ktorá umožňuje obecné programovanie. Z toho vyplýva, že jediná možnosť úpravy zapaľovacej krivky bol jej posun v celom spektre otáčok.

Z teoretických úvah a skúseností vyplýva, že zväčšovaním predzápalu dochádza k zvyšovaniu výstupného výkonu motora, efektívnejšiemu využitiu paliva a teda dokonalejšiemu spaľovaniu. Hranicou pre zvyšovanie stupňov predzápalu je detonačné horenie a tvrdý chod motora. Predpokladá sa konštantné množstvo dodávaného paliva.

V nadväznosti na tieto teoretické úvahy bola celá štandardná zapaľovacia krivka posunutá o 2 stupne smerom napravo (do plusových hodnôt) a prepád v stredných otáčkach štandardnej krivky bol odstránený jednoduchou úpravou obvodu zapaľovacej jednotky (obr.2).



Obr.2. Tvary zapaľovacích kriviek, základný predzápal 12°

V tabuľke 1 sú zobrazené stupne predzápalu v závislosti na otáčkach motora pri oboch zapaľovacích krivkách.

Tab. 1 Stupne predzápalu [°]

n [ot.min ⁻¹]	Upravená krivka	Štandardná krivka
2 000	14	12
4 400	28	26
6 500	22	20
10 800	12	10
13 000	8	6

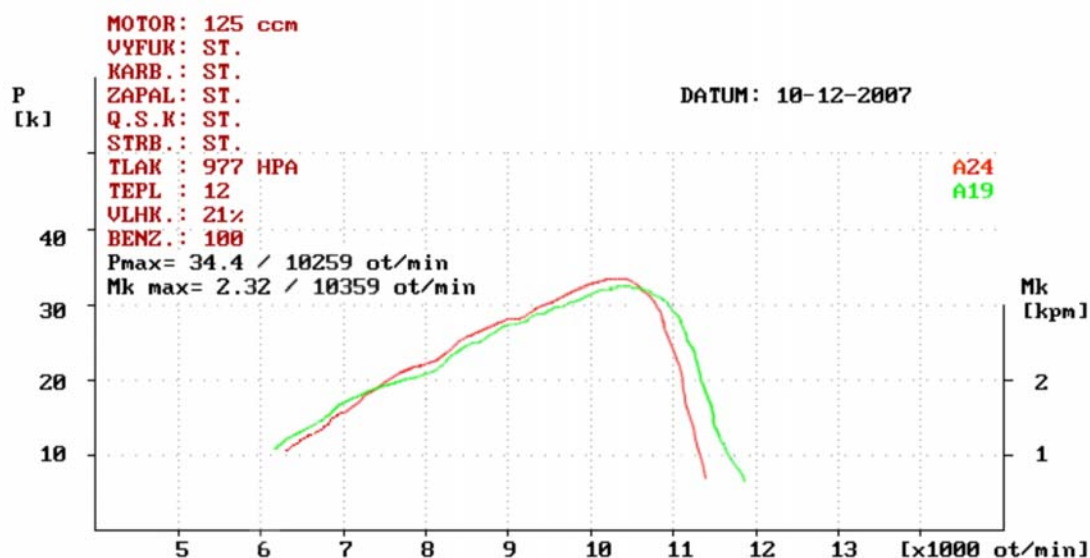
Ako meracie zariadenie bola použitá výkonová motorová brzda (obr.3). Jedná sa o rozbehovú dynamickú brzdu. Jej výhodou je možnosť získania výkonovo-momentovej charakteristiky v priebehu niekoľkých sekúnd. Meranie prebieha na mieste, nie je nutný

testovací okruh. Princíp spočíva v zrýchľovaní konštantnej hmoty (zotrvačník), ktorá má konštantný moment zotrvačnosti. Po ukončení merania software vypočíta funkčnú závislosť výkonu a krútiaceho momentu na otáčkach motora.



Obr.3. Výkonová (motorová) brzda

Na obr.4 sú graficky znázornené závislosti výkonu na otáčkach motora, pri použití oboch zapalovacích kriviek. Tento graf je výstupom z výkonovej motorovej brzdy. Tento systém pracuje len so starými jednotkami [k] a [kpm], preto bolo nutné výsledné hodnoty prepočítať na jednotky sústavy SI.



Obr.4. Porovnanie priebehov výkonov pri použití oboch tvarov kriviek: A24 - upravená krivka, A19 - štandardná krivka

Poznámky ku grafu:

x – os otáčky motora za minútu

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

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

$P_{\text{max}} = 25,3 \text{ kW} (34,4 \text{ k}) / 10259 \text{ ot.min}^{-1}$

$M_{kmax} = 22,76 \text{ Nm (2,32kpm) / 10359 ot.min-1}$

4. Záver

Z analýzy výstupnej grafickej závislosti vyplýva, že upravením zapalovacej krivky bol získaný výkonový prínos v celom spektre otáčok motora a tým došlo k efektívnejšiemu využitiu paliva. Výkon v priebehu otáčok i maximálny výkon vzrástol približne o 0,7 až 1,5 kW (1 až 2 k), rozsah využiteľných otáčok zostal približne rovnaký.

Veľkou výhodou je, že motor podáva stabilnejší výkon pri rôznom zaťažení. Taktiež sa výrazne eliminuje produkcia emisií, ktorej závislosť na atmosferických podmienkach sa zásadne znižuje.

Vplyv zapalovacej krivky na výstupnú výkonovo-momentovú charakteristiku dvojtaktného spaľovacieho motora je podobný ako vplyv zmeny kompresného pomeru.

Príspevok bol vypracovaný 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] Vlk, F.: Vozidlové spaľovací motory, VLK, Brno, 2003.

Recenzent: doc. Ing. Jozef Kuľka, PhD.

MATEMATICKÝ MODEL ÚLOHY O OPTIMÁLNÍM VYUŽÍVÁNÍ VOZIDEL PŘI ŘEŠENÍ SVOZNĚ-ROZVOZNÍCH ÚLOH

Dušan TEICHMANN¹¹

Klíčová slova: logistika, nákladní doprava, optimalizace využití vozidel

Abstrakt:

Článek se zabývá problematikou matematického modelování vytěžování nákladních vozidel při svozu a rozvozu kusových zásilek. Jako řešící nástroj využívá metod lineárního programování. V předloženém článku se při řešení uvedeného problému tematicky vychází z matematického modelu tzv. „úlohy o batohu“, označované v odborné literatuře také názvem „knapsack problem“. Článek uvádí několik modifikací původního modelu umožňujících širší uplatnění tohoto typu úlohy při řešení praktických problémů logistické praxe, např. při plánování efektivního svozu a rozvozu zásilek kusového zboží.

1. Úvod

Jednou z úloh lineárního programování, která může najít významné uplatnění v dopravě, je úloha označovaná v odborné literatuře názvem „knapsack problem“, neboli „úloha o batohu“. Co se týče charakteristiky podstaty úlohy, existuje celá řada výkladů, zajímavý výklad je uveden např. v [1]. Podle uvedeného výkladu se v „úloze „o batohu“ řeší problém, jak dodat co nejvíce užité hodnoty vložím věci dovnitř limitovaného objemu. V dopravních aplikacích pak může „úloha o batohu“ nacházet uplatnění zejména při rozhodování o přiřazení zásilky, určené k přepravě, vozidlu, které ji má přepravit v požadované relaci [2], [3].

Aplikace, které v následujícím článku uvedeme, přicházejí v úvahu např. v situacích, kdy má být dopravní společností (dopravcem) zajišťován svoz nebo rozvoz zásilek mezi překladištěm a zákazníky (přepravci), kteří se nacházejí v jeho atrakčním obvodu. Při vytěžování vozidel máme k dispozici omezenou kapacitu vozidel, která slouží k realizaci objednané přepravy zásilek (což odpovídá výše uvedenému limitovanému objemu). Že se v praxi vyskytuje potřeba uvedenou úlohu řešit, je zřejmé z příkladu, kdy si celá řada renomovaných dopravců v rámci objednávek k přepravě činěných přepravci, vybírá pouze lukrativní zásilky s tím, že zásilky, které pro tohoto dopravce nejsou dostatečně ziskové, přenechává, zpravidla za určitou provizi, jiným, méně významným dopravcům, kteří na realizaci objednávek přijímaných významným dopravcem (garantujícím např. spolehlivé plnění sjednané přepravy), obvykle participují.

Připomeňme ještě další vstupní předpoklady úlohy, kterými jsou, že zásilky jsou nedělitelné (zásilku nelze rozdělit na dvě nebo více částí, tj. nelze je naložit do více vozidel současně), žádná ze zásilek nepřekračuje svými základními parametry, důležitými z hlediska přepravy (rozměry, hmotnost apod.), kapacitu vozidel, která mohou jejich přepravu zabezpečovat a vozidlo (vozidla) mohou v rámci stanoveného období vykonat maximálně 1 jízdu.

Uvedme nejdříve základní model „úlohy o batohu“, upravené do podmínek řešené úlohy (o vytěžování nákladních vozidel). Při formulaci základního modelu vyjdeme z formulace uvedené např. ve [3].

2. Základní model

Máme n kusových zásilek, které máme naložit do nákladního automobilu (rozhodování o využití ložného prostoru u zásilek obsahujících hromadné substráty je, jak

¹¹ Ing. Dušan Teichmann, Ph.D, Fakulta strojní, VŠB-TU Ostrava, Institut dopravy, Ústav modelování a simulací v dopravě, 17. listopadu 15, 708 33 Ostrava-Poruba, Česká republika, tel.: +420 59 732 4575, fax: +420 59 691 6490, e-mail: dusan.teichmann@vsb.cz

uvádějí autoři [2], triviální). Necht' b_j je hmotnost kusové zásilky $j = 1, \dots, n$ a necht' c_j je zisk z její přepravy. Dále necht' je k dispozici údaj o kapacitě nákladního vozidla realizujícího přepravu - tato kapacita je v případě hmotnosti zásilek reprezentována, např. užitečnou hmotností vozidla, v dalším textu označenou symbolem K (symbol K volíme proto, že se jedná o kapacitní omezení). Naším úkolem je rozhodnout o tom, které z n kusových zásilek budou vybrány k přepravě tak, aby dopravce maximalizoval celkový zisk z přepravy. Optimalizačním kritériem je tedy celkový zisk z přepravy a cílem optimalizace je jeho hodnotu maximalizovat.

Jak již bylo řečeno, máme v úloze rozhodnout o tom, kterou (které) z uvedených zásilek přijmeme k přepravě. Za tím účelem zavedeme do modelu bivalentní proměnnou označovanou např. x_j , kde $j = 1, \dots, n$, reprezentující příslušné rozhodnutí v případě zásilky $j = 1, \dots, n$. Zvolme, jak je v odborné literatuře obvyklé, že když $x_j = 1$, bude zásilka j přijata k přepravě (naložena do vozidla), když $x_j = 0$, bude platit opak. Celkový počet bivalentních proměnných vystupujících v úloze bude odpovídat počtu zásilek, o nichž máme rozhodnout, zda budou přijaty k přepravě či nikoliv.

Základní matematický model úlohy o maximálním vytěžování vozidel má podle [3] tvar:

$$\max f(x) = \sum_{j=1}^n c_j x_j \quad (1)$$

za podmínek

$$\sum_{j=1}^n b_j x_j \leq K \quad (2)$$

$$x_j \in \{0;1\} \text{ pro } j = 1, \dots, n \quad (3)$$

Výraz (1) reprezentuje účelovou funkci, omezující podmínka typu (2) zajišťuje, že v případě nákladního automobilu, který má přepravu vybraných zásilek zajišťovat, nebude překročena jeho kapacita reprezentovaná užitečnou hmotností vozidla, omezující podmínky typu (3), jejichž počet odpovídá počtu proměnných vystupujících v úloze, jsou podmínkami obligatorními.

Protože možnosti uvedeného modelu jsou daleko širší, než jak by se ze základního tvaru mohlo zdát, uvedeme v následující kapitole možné modifikace tohoto modelu, které mohou přinést vyšší míru jeho uplatnění v praktických aplikacích.

3. Návrh možných modifikací základního modelu

V této kapitole se budeme zabývat možnými modifikacemi základního modelu, které by lépe mohly vyhovovat potřebám praxe. Jako první uvedeme modifikaci, ve které máme k dispozici sice stále pouze jedno vozidlo (jako v základním modelu), ovšem při rozhodování o nakládce zásilky do vozidla se řídíme více než jedním kapacitním omezením. Z hlediska aplikací připomeňme, že více omezení, např. hmotnostní a objemové, je pro dopravu charakteristické.

3.1. Modifikace č. 1 – jedno vozidlo, více kapacitních omezení

Zadání bude stejné jako u základního modelu určeného pro jedno vozidlo, s tím rozdílem, že pro vozidlo určené k přepravě zásilek budou definována další kapacitní omezení, kterých může být obecně m . Množina vstupních údajů může být tedy upravena následovně: kapacitní omezení i , kde $i = 1, \dots, m$, zásilky j , kde $j = 1, \dots, n$, označme symbolem b_{ij} , analogicky musí být do úlohy doplněny informace o kapacitě vozidla K_i v kategorii omezení i , kde $i = 1, \dots, m$. Význam proměnné x_j a jejich celkový počet se ve srovnání se základním modelem nemění.

Matematický model pro danou modifikaci úlohy má tvar:

$$\max f(x) = \sum_{j=1}^n c_j x_j \quad (4)$$

za podmínek

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

$$x_j \in \{0;1\}, \text{ pro } j = 1, \dots, n \quad (6)$$

Výraz (4) reprezentuje účelovou funkci, omezující podmínky typu (5), jejichž počet odpovídá počtu kapacitních omezení, zajišťují, že kapacita vozidla v kategorii kapacitního omezení i , kde $i = 1, \dots, m$ nebude překročena, omezující podmínky typu (6), jejichž počet odpovídá počtu proměnných, jsou podmínkami obligatorními.

Jako další v pořadí uvedme modifikaci týkající se využívání více vozidel s jednou kategorií omezení.

3.2. Modifikace č. 2 - více vozidel, jedno kapacitní omezení

Princip zadání bude stejný jako u základního modelu určeného pro jedno vozidlo. V dalším textu však předpokládejme, že máme k dispozici p vozidel, každé s kapacitou K_l , kde $l = 1, \dots, p$, přičemž, bez újmy na obecnosti, předpokládejme, že libovolnou zásilku je možno naložit do libovolného vozidla. V závislosti na zavedené symbolice musíme dále upravit původní zadání následovně. Především změníme, ve srovnání s předchozími modely, označení rozhodovací proměnné. Nově bude v úloze vystupovat proměnná x_{jl} , která bude reprezentovat rozhodnutí o (ne)přiřazení zásilky j , kde $j = 1, \dots, n$, vozidlu l , kde $l = 1, \dots, p$. Protože se nemění typ rozhodnutí, které máme vykonat, nemění se ani typ, proměnné, kterou k modelování rozhodnutí používáme včetně zavedené konvence, že bude-li $x_{jl} = 1$, bude to znamenat, že zásilka j , kde $j = 1, \dots, n$, bude přiřazena vozidlu l , kde $l = 1, \dots, p$, bude-li $x_{jl} = 0$, bude to znamenat, že zásilka j , kde $j = 1, \dots, n$, nebude přiřazena vozidlu l , kde $l = 1, \dots, p$. Proměnné vystupující v úloze tedy zůstanou bivalentní a jejich celkový počet bude nově odpovídat součinu počtu zásilek, o kterých rozhodujeme, zda budou přijaty k přepravě a počtu vozidel, kterými lze přepravu realizovat. Analogicky označme symbolem c_{jl} zisk z přepravy zásilky j , kde $j = 1, \dots, n$, vozidlem l , kde $l = 1, \dots, p$ (vychází se zde z předpokladu, že splnění požadavku na přepravu může u každého vozidla vyvolat jiné náklady, tedy také zisk při kalkulaci výsledné ceny pro zákazníka může být jiný).

Modifikaci č. 2 uvedeme ve třech variantách, a to:

- varianta v podmínkách homogenního vozidlového parku z pohledu příslušného omezení,
- varianta v podmínkách heterogenního vozidlového parku z pohledu příslušného omezení,
- varianta v podmínkách heterogenního parku s jednou nebo více skupinami homogenních vozidel z pohledu příslušného omezení.

Modifikace č. 2a - více vozidel, jedno omezení, homogenní vozidlový park

Modifikace č. 2a se vztahuje k situaci, kdy máme k dispozici více vozidel s jedním kapacitním omezením, přičemž vozidla jsou z pohledu daného omezení homogenní. V takovém případě je možno místo K_l psát pouze K . Vyvolá-li přeprava zásilky j , kde $j = 1, \dots, n$, vozidlem l , kde $l = 1, \dots, p$ náklady ve stejné výši (zisk z přepravy bude tedy stejný), lze dále v případě veličiny c_{jl} upustit od dvojitého indexování a psát místo c_{jl} pouze c_j (s touto variantou bude v níže uvedeném matematickém modelu uvažováno). Dvojitě indexování u proměnné x_{jl} je však nutno ponechat (z důvodu rozlišení, kterým vozidlem bude zásilka přepravena).

Matematický model pro danou modifikaci úlohy má tvar:

$$\max f(x) = \sum_{j=1}^n \sum_{l=1}^p c_{jl} x_{jl} \quad (7)$$

za podmínek

$$\sum_{j=1}^n b_j x_{jl} \leq K, \text{ pro } l = 1, \dots, p \quad (8)$$

$$\sum_{l=1}^p x_{jl} \leq 1, \text{ pro } j = 1, \dots, n \quad (9)$$

$$x_{jl} \in \{0;1\}, \text{ pro } j = 1, \dots, n, \text{ a } l = 1, \dots, p \quad (10)$$

Výraz (7) reprezentuje účelovou funkci, omezující podmínky typu (8), jejichž počet odpovídá počtu vozidel, kterým mohou být jednotlivé zásilky kusového zboží přiřazovány, zajišťují, že kapacita žádného z vozidel nebude překročena, omezující podmínky typu (9), jejichž počet odpovídá počtu zásilek, o jejichž přepravě disponibilními vozidly rozhodujeme, zajistí, že každá ze zásilek bude naložena maximálně do jednoho vozidla a omezující podmínky typu (10), jejichž počet odpovídá počtu proměnných, jsou podmínkami obligatorními.

Modifikace č. 2b - více vozidel, jedno omezení, heterogenní vozidlový park

Ve srovnání s modifikací č.2a pracujeme při této modifikaci s heterogenním vozidlovým parkem. Proměnné, zavedené za účelem rozhodování, budou analogické jako v předchozím případě, jejich celkový počet taktéž odpovídá součinu počtu zásilek a počtu vozidel, kterým je možno zásilky přiřazovat. V případě konstant týkajících se kapacitních omezení a zisku z přepravy zásilky j , kde $j = 1, \dots, n$, vozidlem l , kde $l = 1, \dots, p$, je nutno symboly reprezentující příslušné veličiny opatřit všemi indexy zavedenými v úvodu podkapitoly věnované modifikaci č.2.

Matematický model pro danou modifikaci úlohy má tvar:

$$\max f(x) = \sum_{j=1}^n \sum_{l=1}^p c_{jl} x_{jl} \quad (11)$$

za podmínek

$$\sum_{j=1}^n b_j x_{jl} \leq K_l, \text{ pro } l = 1, \dots, p \quad (12)$$

$$\sum_{l=1}^p x_{jl} \leq 1, \text{ pro } j = 1, \dots, n \quad (13)$$

$$x_{jl} \in \{0;1\}, \text{ pro } j = 1, \dots, n, \text{ a } l = 1, \dots, p \quad (14)$$

Výraz (11) reprezentuje účelovou funkci, omezující podmínky typu (12), jejichž počet odpovídá počtu vozidel, kterými lze zásilky přepravovat, zajišťují, že kapacita žádného z vozidel nebude překročena, omezující podmínky typu (13), jejichž počet odpovídá počtu zásilek, o jejichž přepravě disponibilními vozidly rozhodujeme, zajistí, že každá zásilka bude naložena maximálně do jednoho vozidla, omezující podmínky typu (14), jejichž počet odpovídá počtu proměnných, jsou podmínkami obligatorními.

Matematický model týkající se modifikace č.2b je možno označit jako obecný model v případě modifikace č.2, matematický model týkající se modifikace č.2a je nutno chápat jako speciální případ matematického modelu v případě modifikace č.2b.

Modifikace č.2c - více vozidel, jedno omezení, heterogenní vozidlový park s jednou nebo více skupinami vozidel stejných kapacitních omezení

Model pro situace, kdy je část vozidlového parku z hlediska omezení homogenní (může jít i o více skupin vozidel), vznikne kombinací obou předchozích modelů týkajících se modifikací č.2a a č.2b.

Poslední modifikace, které bude v předloženém článku věnována pozornost, se týká případů, kdy má dopravce ve svém vozidlovém parku zařazeno více vozidel, přičemž je

nutno u každého vozidla při přiřazování zásilek respektovat více kapacitních omezení.

3.3. Modifikace č. 3 - více vozidel, více kapacitních omezení

Princip zadání bude stejný jako v předchozích odstavcích. V dalším textu předpokládáme, že máme k dispozici p vozidel, přičemž kapacita každého vozidla je dána m omezeními. Kapacitu vozidla l , kde $l = 1, \dots, p$ z pohledu omezení i , kde $i = 1, \dots, m$ označme K_{il} . Opět předpokládáme, bez újmy na obecnosti, že libovolnou zásilku je možno přiřadit libovolnému vozidlu, které máme k dispozici. Analogicky, jako v případě celkové kapacity vozidla, je nutno rozšířit označení také v případě kapacitních omezení jednotlivých zásilek z pohledu více definovaných omezení, a to o zavedený index i , kde $i = 1, \dots, m$, stejně tak je nutno pro jednotlivé složky optimalizované veličiny používat dvojí indexování odpovídající zásilce a vozidlu. U proměnných zůstane zachováno označení z podkapitoly věnované modifikaci 2. Proměnné vystupující v úloze tedy budou mít označení x_{jl} , budou opět bivalentní a budou opět reprezentovat rozhodnutí o (ne)přiřazení zásilky j , kde $j = 1, \dots, n$, vozidlu l , kde $l = 1, \dots, p$. Jejich celkový počet tedy bude rovněž odpovídat součinu počtu zásilek, které mají být přepraveny a počtu vozidel, kterým je možno zásilky přiřazovat.

Modifikaci č. 3 uvedeme opět ve třech variantách, a to:

- a) varianta v podmínkách homogenního vozidlového parku z pohledu příslušných omezení,
- b) varianta v podmínkách heterogenního vozidlového parku z pohledu příslušných omezení,
- c) varianta v podmínkách heterogenního parku s jednou nebo více skupinami homogenních vozidel z pohledu příslušných omezení.

Modifikace č. 3a - více vozidel, více omezení, homogenní vozidlový park

Modifikace č.3a se vztahuje k situaci, kdy máme k dispozici více vozidel a více kapacitních omezení, přičemž vozidla jsou z pohledu daného omezení homogenní. V takovém případě je možno místo K_{il} psát pouze K_i . Předpokládá-li se stejná výše zisku nezávisle na použitém vozidle, je možno, analogicky jako v případě modifikace č. 2a, přistoupit ke zjednodušení týkajícího se nepoužívání indexu l u veličiny c_{jl} , pro $j = 1, \dots, n$ a $l = 1, \dots, p$ (uvedeného zjednodušení bude v případě modifikace č.3a využito).

Matematický model má pro danou modifikaci úlohy tvar:

$$\max f(x) = \sum_{j=1}^n \sum_{l=1}^p c_j x_{jl} \quad (15)$$

za podmínek

$$\sum_{j=1}^n b_{ij} x_{jl} \leq K_i, \text{ pro } l = 1, \dots, p \text{ a } i = 1, \dots, m \quad (16)$$

$$\sum_{l=1}^p x_{jl} \leq 1, \text{ pro } j = 1, \dots, n \quad (17)$$

$$x_{jl} \in \{0;1\}, \text{ pro } j = 1, \dots, n, \text{ a } l = 1, \dots, p \quad (18)$$

Výraz (15) reprezentuje účelovou funkci, omezující podmínky typu (16), jejichž počet odpovídá součinu počtu kapacitních omezení a počtu vozidel, kterým lze zásilky přiřazovat, zajišťují, že kapacita žádného z vozidel nebude v příslušné kategorii omezení překročena, omezující podmínky typu (17), jejichž počet odpovídá počtu zásilek, zajistí, že každá ze zásilek bude naložena maximálně do jednoho vozidla, které máme k dispozici a omezující podmínky typu (18), jejichž počet odpovídá počtu proměnných, jsou podmínkami obligatorními.

Modifikace č.3b - více vozidel, více omezení, heterogenní vozidlový park

Modifikace č.3b se vztahuje k situaci, kdy máme k dispozici více vozidel a více

kapacitních omezení, přičemž vozidla jsou z pohledu daného omezení heterogenní. V takovém případě již nestačí označovat kapacitu vozidel z pohledu omezení i , jako K_i , je nutno používat výše definované označení K_{il} . Proměnné zavedené za účelem rozhodování budou analogické, jako v předchozím případě, jejich celkový počet bude tedy opět odpovídat součinu počtu zásilek a počtu vozidel, kterým je možno zásilky přiřazovat. V případě konstant zisku z přepravy zásilky j , kde $j = 1, \dots, n$, vozidlem l , kde $l = 1, \dots, p$, je nutno symboly reprezentující příslušné veličiny opatřit všemi indexy zavedenými v úvodu podkapitoly věnované modifikaci č.3.

Matematický model má pro danou modifikaci úlohy tvar:

$$\max f(x) = \sum_{j=1}^n \sum_{l=1}^p c_{jl} x_{jl} \quad (19)$$

za podmínek

$$\sum_{j=1}^n b_{ij} x_{jl} \leq K_{il}, \text{ pro } l = 1, \dots, p \text{ a } i = 1, \dots, m \quad (20)$$

$$\sum_{l=1}^p x_{jl} \leq 1, \text{ pro } j = 1, \dots, n \quad (21)$$

$$x_{jl} \in \{0;1\}, \text{ pro } j = 1, \dots, n, \text{ a } l = 1, \dots, p \quad (22)$$

Výraz (19) reprezentuje účelovou funkci, omezující podmínky typu (20), jejichž počet odpovídá součinu počtu zásilek, které mají být přepraveny a počtu vozidel, kterým lze zásilky přiřazovat, zajišťují, že kapacita žádného z vozidel pro všechna definovaná omezení nebude překročena, omezující podmínky typu (21), jejichž počet odpovídá počtu zásilek, zajistí, že každá zásilka bude naložena maximálně do jednoho vozidla, omezující podmínky typu (22), jejichž počet odpovídá počtu proměnných, zavedených do úlohy, jsou podmínkami obligatorními.

Matematický model týkající se modifikace č.3b je možno, analogicky jako v případě modifikace č.2, označit jako obecný model v případě modifikace č.3, matematický model týkající se modifikace č.3a je pak nutno chápat jako speciální případ matematického modelu uvedeného v případě modifikace č.3b.

Modifikace č.3c - více vozidel, více omezení, heterogenní vozidlový park s jednou nebo více skupinami vozidel stejných kapacitních omezení.

Model pro situace, kdy je část vozidlového parku z hlediska omezení homogenní (může jít i o více skupin vozidel) vznikne kombinací obou předchozích modelů týkajících se modifikace č.3.

4. Závěr

Předložený článek se zabývá uplatněním lineárního programování při vytěživání nákladních vozidel pomocí úlohy celočíselného lineárního programování známé pod názvem „úloha o batohu“ nebo v cizojazyčné literatuře pod názvem „knapsack problem“. Po uvedení základního modelu převzatého z [3] uvádí pět možných modifikací, pro něž jsou v článku sestaveny matematické modely, přičemž další modely mohou vznikat jako kombinace různých modelů uvedených v předloženém článku. Funkčnost sestavených modelů byla testována v optimalizačním software Xpress-IVE - demoverzi, volně dostupné na webových stránkách výrobce [4].

Problémy související s optimální organizací svozu a rozvozu zásilek nejsou pochopitelně zveřejněním předloženého článku vyčerpány. Je žádoucí zabývat se řešením uvedeného problému v souvislosti s plánováním okružních jízd, prostřednictvím kterých budou zásilky rozváženy přepravním nebo sváženými do překladiště.

Připomeňme, že odborná literatura, např. [2] při řešení problému o vytěživání vozidel věnuje pozornost i dalším typům rozhodování. V této souvislosti je třeba např. uvést problém rozhodování týkajícího se co nejrovnoměrnějšího vytěživání vozidel zajišťujících přepravu apod. K této problematice se vrátíme v některém z příštích čísel tohoto časopisu.

Seznam použité literatury

- [1] <http://www.perpartes.cz/cz/texty/firm.html>
- [2] Černá, A.; Černý, J.. Teorie řízení a rozhodování v dopravních systémech. Praha: Institut Jana Pernera, o.p.s., 2004. 150 s.. ISBN 80-86530-15-9
- [3] Janáček, J.. Operační analýza II (Diskrétní programování a dopravní úlohy). Bratislava: ALFA, 142 s.. ISBN nepřiděleno
- [4] www.dashoptimization.com

Recenzent: Prof. Ing. Emílie Krausová, CSc.

PŘÍSPĚVEK K ŘEŠENÍ SYSTÉMŮ HROMADNÉ OSLUHY S NEOMEZENOU DÉLKOU FRONTY

Dušan TEICHMANN¹², Alessandra GROSSO², Miroslav KLICH³

Klíčová slova: teorie hromadné obsluhy, teorie front

Abstrakt:

Příspěvek se zabývá řešením Markovova systému s paralelně řazenými linkami a neomezenou délkou fronty. Obsahuje obecné odvození vztahu pro výpočet stavů fronty.

1. Úvod

Teorie hromadné obsluhy se zabývá matematickým modelováním technologických zařízení, tzv. systémů hromadné obsluhy. Na základě vstupních parametrů (týkajících se zpravidla intenzity vstupního toku požadavků, obsluhy, počtu obslužných linek a případných informací o existenci fronty) se stanovují výstupní charakteristiky týkající se chování systému navenek, tzv. provozní charakteristiky.

K výpočtu hodnot provozních charakteristik, zejména pak středních hodnot počtů požadavků (středního počtu zákazníků v systému - EK , středního počtu zákazníků v obsluze ES a středního počtu zákazníků ve frontě - EL), lze využít jak vzorců odvozených v odborné literatuře, tak přístupu založeného na znalosti pravděpodobností jednotlivých stavů systému – v případě výše uvedených charakteristik jde o přístup založený na využití základního vztahu pro výpočet střední hodnoty diskrétní náhodné proměnné.

S případem, kdy se pro výpočet hodnot základních provozních charakteristik systému hromadné obsluhy využívá základního vztahu pro výpočet střední hodnoty diskrétní náhodné proměnné se lze setkat zejména u tabelárního způsobu výpočtu pravděpodobností jednotlivých stavů systému, jejichž znalost je pro výpočet uvedeným způsobem nezbytná.

2. Analytické řešení

Příklad tabelárního způsobu výpočtu u systému hromadné obsluhy s neomezenou délkou fronty je uveden v publikaci [1]. Při tabelárním způsobu výpočtu využívají autoři poznatků o konvergujících geometrických řadách s kvocientem ρ (intenzita provozu). Stanovení součtů řad potřebných pro výpočet provozních charakteristik uvedených v daném případě nečiní zvláštní potíže.

Zabývejme se nyní hledáním obecného vztahu pro výpočet zbytku řady v případě provozních charakteristik EK a EL tak, aby bylo možno hledat součet zbytku uvedené řady počínaje libovolným stavem $k = n + 1, n + 2, \dots$ (v případě provozní charakteristiky EK), resp. $l = 1, 2, \dots$ (v případě provozní charakteristiky EL) v závislosti na potřebách řešitele úlohy.

V dalším textu budou demonstrována potřebná odvození související s definovaným problémem.

2.1. Obecné odvození součtu řady pro charakteristiku EK

Při obecném odvození se v případě součtu zbytku řady potřebného pro výpočet

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

² Ing. Alessandra Grosso, Fakulta strojní, VŠB-TU Ostrava, Institut dopravy, Ústav pozemní dopravy, 17. listopadu 15, 708 33 Ostrava-Poruba, Česká republika, tel.: +420 59 732 5755, fax: +420 59 691 6490, e-mail: dušan.teichmann@vsb.cz

³ Ing. Miroslav Klich, Fakulta strojní, VŠB-TU Ostrava, Institut dopravy, Ústav pozemní dopravy, 17. listopadu 15, 708 33 Ostrava-Poruba, Česká republika, e-mail: klich_miroslav@volny.cz

provozní charakteristiky EK vychází ze vztahu $\sum_{k=n+r}^{\infty} k P_k$. Jelikož pro $k = n+1, n+2, \dots$ platí vztah $P_k = \rho^{k-n} P_n$, viz např. [1], [2], resp. [3], lze psát :

$$\sum_{k=n+r}^{\infty} k P_k = \sum_{k=n+r}^{\infty} k \rho^{k-n} P_n$$

resp. po úpravě

$$\sum_{k=n+r}^{\infty} k P_k = \rho^{-n+1} P_n \sum_{k=n+r}^{\infty} k \rho^{k-1} = \rho^{-n+1} P_n [(n+r)\rho^{n+r-1} + (n+r+1)\rho^{n+r} + \dots],$$

kde posledně uvedený výraz lze dále přepsat do tvaru $\rho^{-n+1} P_n \frac{d}{d\rho} [\rho^{n+r} + \rho^{n+r+1} + \dots]$

Použitím uvedeného přístupu dostáváme v závorce v podmínkách stabilizovaného systému konvergující geometrickou řadu s prvním členem ρ^{n+r} a kvocientem ρ , pro jejíž součet platí $\frac{\rho^{n+r}}{1-\rho}$.

Derivováním zjištěného součtu geometrické řady lze pak dostat

$$\sum_{k=n+r}^{\infty} k P_k = \rho^{-n+1} P_n \frac{(n+r)\rho^{n+r-1}(1-\rho) - \rho^{n+r}(-1)}{(1-\rho)^2}$$

uvedený výraz lze pak vhodně upravit do tvaru

$$\sum_{k=n+r}^{\infty} k P_k = \rho^{-n+1} P_n \frac{(n+r)\rho^{n+r-1} - (n+r-1)\rho^{n+r}}{(1-\rho)^2},$$

a po dalším zjednodušení lze tedy psát výsledek

$$\sum_{k=n+r}^{\infty} k P_k = \frac{(n+r)\rho^r - (n+r-1)\rho^{r+1}}{(1-\rho)^2} P_n \quad (1)$$

O správnosti odvozeného obecného vztahu (1) se lze přesvědčit např. dosazením, za $n=4$ a $r=3$, tj. $k=7$, kdy se po dosazení obdrží vztah totožný se vztahem odvozeným pro výše uvedený příklad publikovaný v [1] včetně odpovídajících výsledků.

Analogicky lze postupovat při obecném odvození součtu zbytku řady potřebné pro výpočet provozní charakteristiky EL , což bude provedeno v následující kapitole.

2.2. Obecné odvození součtu řady pro charakteristiku EL

Při obecném odvození se v případě součtu řady potřebné pro výpočet provozní charakteristiky EL vychází ze vztahu $\sum_{l=v}^{\infty} l P_{n+l}$, kde $v=1,2,\dots$. Výraz na pravé straně upravíme analogicky jako v předchozím případě, tj. s využitím vztahu $P_k = \rho^{k-n} P_n$ [1], kde $k = n+1, n+2, \dots$, přičemž lze psát:

$$\sum_{l=v}^{\infty} l P_{n+l} = \sum_{l=v}^{\infty} l \rho^l P_n$$

resp. opět po vhodné úpravě exponentu u intenzity provozu

$$\sum_{l=v}^{\infty} l P_{n+l} = \rho P_n \sum_{l=v}^{\infty} l \rho^{l-1} = \rho P_n [v\rho^{v-1} + (v+1)\rho^v + \dots],$$

kde posledně uvedený výraz lze dále přepsat do tvaru $\rho P_n \frac{d}{d\rho} [\rho^v + \rho^{v+1} + \dots]$.

Použitím uvedeného přístupu dostáváme v závorce v podmínkách stabilizovaného systému opět konvergující geometrickou řadu, tentokrát však s prvním členem ρ^v a

kvocientem opět ρ , pro jejíž součet platí $\frac{\rho^v}{1-\rho}$.

Derivováním zjištěného součtu nekonečné geometrické řady lze pak dostat

$$\sum_{l=v}^{\infty} l P_{n+l} = \rho P_n \frac{v\rho^{v-1}(1-\rho) - \rho^v(-1)}{(1-\rho)^2}$$

uvedený výraz lze pak vhodně upravit do tvaru

$$\sum_{l=v}^{\infty} l P_{n+l} = \rho P_n \frac{v\rho^{v-1} - v\rho^v + \rho^v}{(1-\rho)^2},$$

a po dalším zjednodušení lze tedy psát výsledek

$$\sum_{l=v}^{\infty} l P_{n+l} = \frac{v\rho^v - (v-1)\rho^{v+1}}{(1-\rho)^2} P_n \quad (2)$$

O správnosti obecného odvozeného vztahu (2) se lze, analogicky jako v předchozím případě, přesvědčit např. dosazením, za $n=4$ a $l=3$, kdy se po dosazení obdrží vztah, na základě kterého se vypočítá příslušná hodnota v příkladu publikovaném v [1] včetně odpovídajících výsledků.

Dalším způsobem, jak prověřit správnost vztahu (2), je situace, kdy $v=1$.

V uvedeném případě přechází vztah $\sum_{l=v}^{\infty} l P_{n+l}$ do tvaru $\sum_{l=1}^{\infty} l P_{n+l}$, což odpovídá vztahu,

z něž se odvozuje vztah pro výpočet středního počtu požadavků čekajících na obsluhu. Po dosazení do vztahu (2) lze pak obdržet vztah

$$\sum_{l=1}^{\infty} l P_{n+l} = \frac{\rho}{(1-\rho)^2} P_n$$

což odpovídá známému vztahu opět odvozenému např. v [1], [2], resp. [3].

3. Závěr

V předloženém článku je pozornost soustředěna na problém výpočtu součtu zbytků řad potřebných pro tabelární způsob výpočtu provozních charakteristik EK a EL v případě systému hromadné obsluhy s neomezenou délkou fronty. Přínosem uvedeného článku je odvození obecných vztahů pro výpočet, přičemž použitím odvozených vztahů lze bez nutnosti speciálního odvození pro konkrétní typ systému dopočítat součet zbytku řady počínaje libovolným stavem $k=n+1, n+2, \dots$ (v případě provozní charakteristiky EK), resp. $l=1, 2, \dots$ (v případě provozní charakteristiky EL) podle potřeb řešitele problému.

Použitá literatura

[1] KLUVÁNEK, P.; BRANDALÍK, F.. *Operační analýza I*. Bratislava: Alfa, 1982. 211 s. ISBN nepřiděleno.

[2] LINDA, B.. *Operační výzkum III*. Pardubice: Univerzita Pardubice, 1994. 87 s. ISBN 80-85113-88-0.

[3] PEŠKO, Š.. *Operační analýza 2*. Učební texty na internetu. 125 s. <http://frcatel.fri.utc.sk/pesko>

Recenzent: Mgr. Helena Froncová

PŘÍSPĚVEK K ŘEŠENÍ SYSTÉMŮ HROMADNÉ OSLUHY S NEOMEZENOU SROVNÁNÍ VÝKONNOSTI JEDNODUCHÉHO KLOUBOVÉHO SYSTÉMU A PÁKOVÉHO SYSTÉMU HYDRAULICKÉHO NAKLÁDACÍHO JEŘÁBU

Pavel VRANÍK¹³

Klíčová slova: jednoduchý kloubový systém, pákový systém, lámací rameno, zvedací moment, zvedací rameno

Abstrakt:

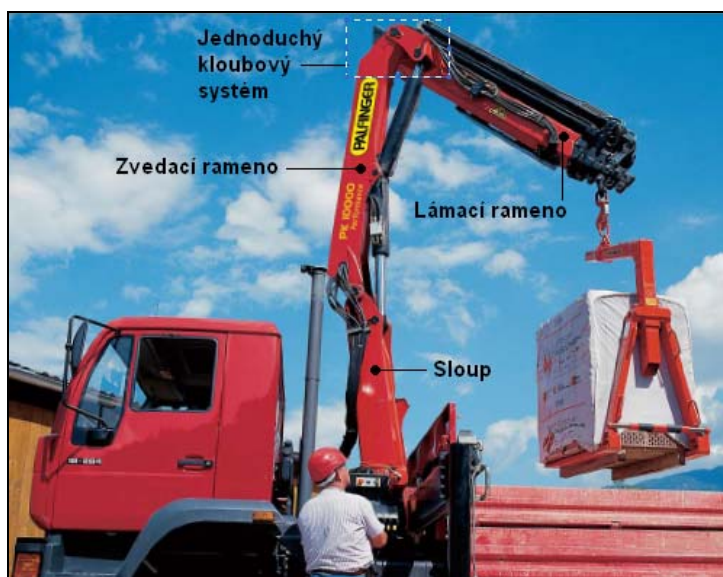
Příspěvek popisuje srovnání výkonnosti jednoduchého kloubového systému a pákového lámacího systému jako spojovacích prvků ramen běžně používaných na hydraulických nakládacích jeřábech lehké a střední řady.

1. Úvod

Spojení zvedacího ramene se sloupem, resp. zvedacího ramene s ramenem lámacím, je v současné době výrobci hydraulických nakládacích jeřábů (dále HNJ) realizováno dvěma způsoby - *jednoduchým kloubovým systémem* a složitějším *pákovým systémem*. Jak jednoduchý kloubový systém, tak pákový mechanismus může být použit na lámacím i zvedacím rameni (odtud doplňující název pákový *lámací* či pákový *zvedací* systém).

1.1. Jednoduchý kloubový systém

Jednoduchý kloubový systém je technicky nenáročné a nekomplikované řešení, kdy jsou jednotlivé hydraulické válce přímo spojeny s příslušnými rameny pomocí čepů (viz obr.1).



Obr.1. HNJ PALFINGER s jednoduchým kloubovým systémem a s vybranými hlavními částmi jeřábu

1.2. Pákový lámací systém

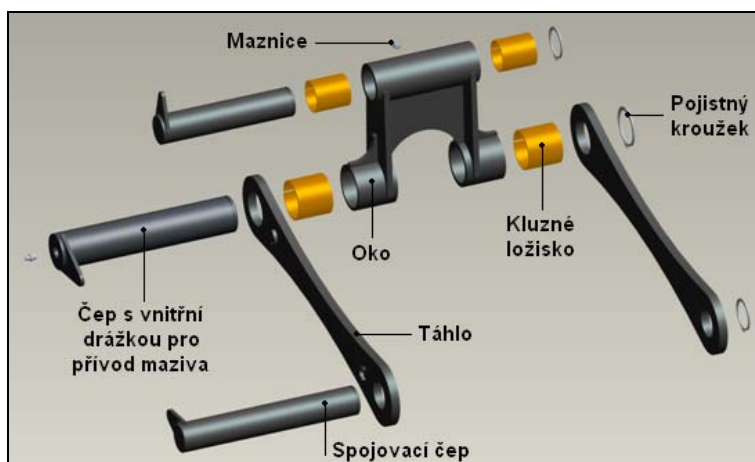
Jedná se o kloubové spojení ramen sestávající se z několika táhel a spojovacích čepů, kdy jednotlivé hydraulické válce nejsou přímo spojeny s příslušnými rameny, ale sílu přenášejí zmíněná táhla.

¹³ **Ing. Pavel Vraník**, Fakulta strojní, VŠB-TU Ostrava, Institut dopravy, Ústav dopravních a úpravnických zařízení, 17. listopadu 15, 708 33 Ostrava - Poruba, Česká republika, e-mail: pavel.vranik.st1@vsb.cz



Obr.2. HNJ PALFINGER s pákovým lámacím systémem

Uspořádání táhel pákového systému je ve většině realizací velmi podobné, liší se zpravidla v provedení středové části (např. „oka“), které může být provedeno jako svařenec či odlitek (tedy jako celek), nebo může být složeno ze dvou samostatných táhel. Výhodou „oka“ je vyšší tuhost a možnost snadného uložení kluzných ložisek, nevýhodou je vyšší hmotnost. Jedna z možných realizací provedení pákového lámacího systému je zobrazena v rozloženém stavu na níže uvedeném obr.3.



Obr.3. Pákový lámací systém v rozloženém stavu

2. Silové působení

2.1. Jednoduchý kloubový systém

Jak již bylo uvedeno v úvodu tohoto příspěvku, přenos síly je u kloubového systému realizován přímým působením osově síly hydraulického válce na lámací rameno.

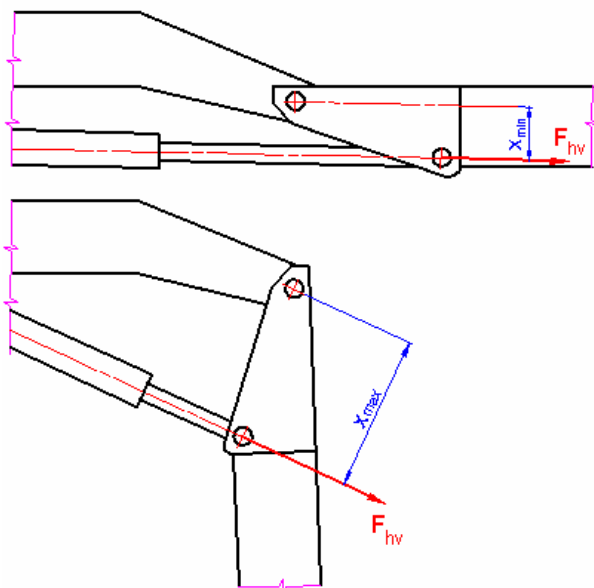
Z obr.4. je zřejmé, že při zvedání břemene dochází k výrazné změně velikosti ramene, na kterém působí síla od hydraulického válce. Jinými slovy, zvedací moment, resp. jeho velikost, se u tohoto konstrukčního řešení mění v závislosti na postavení lámacího ramene. Při svislé poloze lámacího ramene bude zvedací moment maximální, během zvedání bude moment klesat až na minimální hodnotu, která nastane při horizontální poloze ramene. Minimální velikost ramene x nastává rovněž, je-li jeřáb ve složeném stavu. Při této poloze lámacího ramene však nedochází ke zvedání břemene, nýbrž jen k uvedení ramene do pracovní polohy.

Zvedací moment je pro jednoduchý kloubový systém dán vztahy:

$$M_{ZV_{min}} = F_{hv} \cdot x_{min} \text{ [N.m]} \quad (1)$$

$$M_{ZV_{max}} = F_{hv} \cdot x_{max} \text{ [N.m]} \quad (2)$$

Z výše uvedených vztahů (1) a (2) a z úvahy o rovnosti výkonu dále vyplývá, že variabilní bude nejen zvedací moment, nýbrž i rychlost zvedání břemene. Úhlová rychlost lámacího ramene bude maximální v krajních polohách, tj. při minimálním a maximálním úhlu mezi zvedacím a lámacím ramenem, kdy bude mít kóta x minimální hodnotu. Naopak maximální bude rychlost ve středové poloze naznačené na obr.4. dole, kdy má kóta x maximální hodnotu (viz obr.7).



Obr.4. Silové poměry při zvedání lámacího ramene přes jednoduchý kloubový systém

$$\text{Z rovnosti výkonu platí: } P_{hv} = \underbrace{F_{hv}}_{\text{konst.}} \cdot v_z = \underbrace{M_{ZV}}_{F_{hv} \cdot x} \cdot \omega \Rightarrow \omega = \frac{F_{vh} \cdot v_z}{F_{vh} \cdot x} = \frac{v_z}{x} \text{ [s}^{-1}\text{]} \quad (3)$$

kde: F_{hv} [N] – síla vyvozovaná hydraulickým válcem,

v_z [m.s⁻¹] – rychlost zdvihu hydraulického válce,

ω [s⁻¹] – úhlová rychlost lámacího ramene.

Ze vztahu (3) jednoznačně vyplývá, že $\omega = f(x)$. Tento fakt znamená požadavek na zvýšenou pozornost obsluhy jeřábu, zejména z důvodu možného rozhoupání břemene.

2.2. Pákový lámací systém

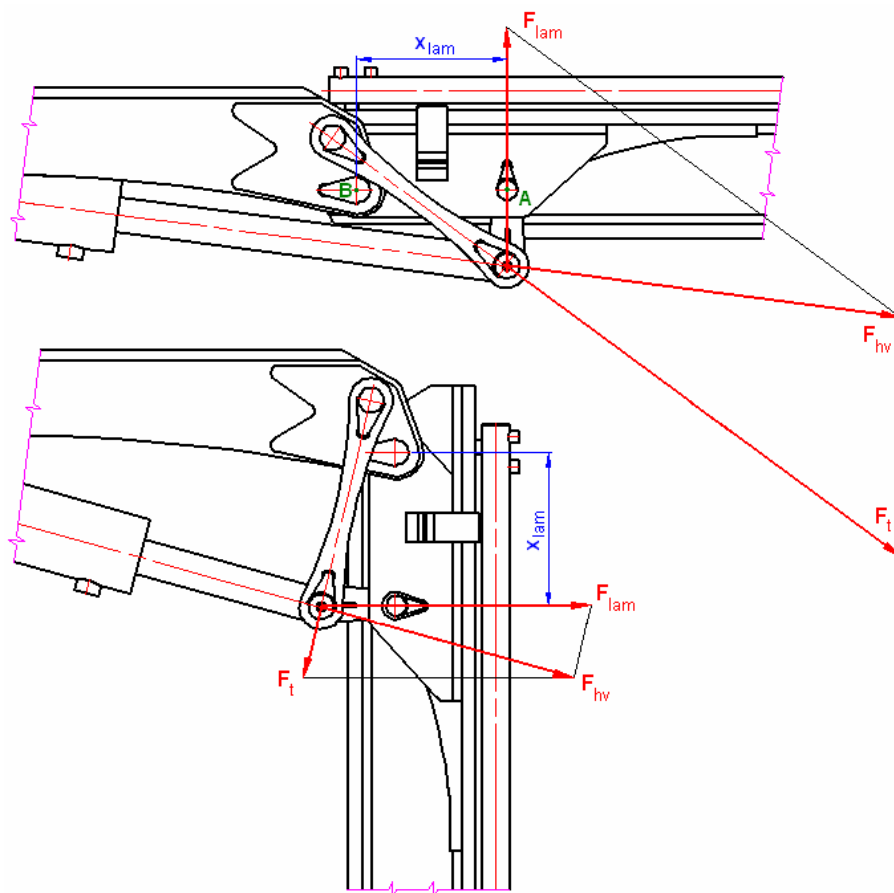
Toto konstrukční řešení využívá pro přenos osově síly hydraulického válce na rameno, v tomto případě rameno lámací, soustavy táhel a čepů (z tohoto důvodu bývá někdy pákový systém nazýván pákovým mechanismem).

Z obr.5. je zřejmé, že zvedací moment je konstantní během celého procesu zvedání ramene (břemene). Tento fakt má za následek konstantní úhlovou rychlost a nižší namáhání lámacího ramene, které je i ve zcela vysunutém stavu dostatečně únosné a při zvedání těžkého břemene nemusí být „lámáno“, [2]. (Pozn.: pojem „lámáno“ viz obr.6.).

Zvedací moment je pro pákový lámací systém dán vztahem:

$$M_{ZV} = F_{lam} \cdot x_{lam} \text{ [N.m]} \quad (4)$$

Aby platil výše uvedený vztah a v provozu byla zaručena konstantní rychlost pohybu v celém rozsahu je nutné zvolit délku táhel tak, aby při polohách lámacího ramene uvedených na obr.5. procházela síla F_{lam} čepem A pokud možno kolmo k lámacímu rameni.



Obr.5. Silové poměry při zvedání lámacího ramene prostřednictvím pákového systému



Obr.6. Stav, při kterém je lámací rameno lámáno

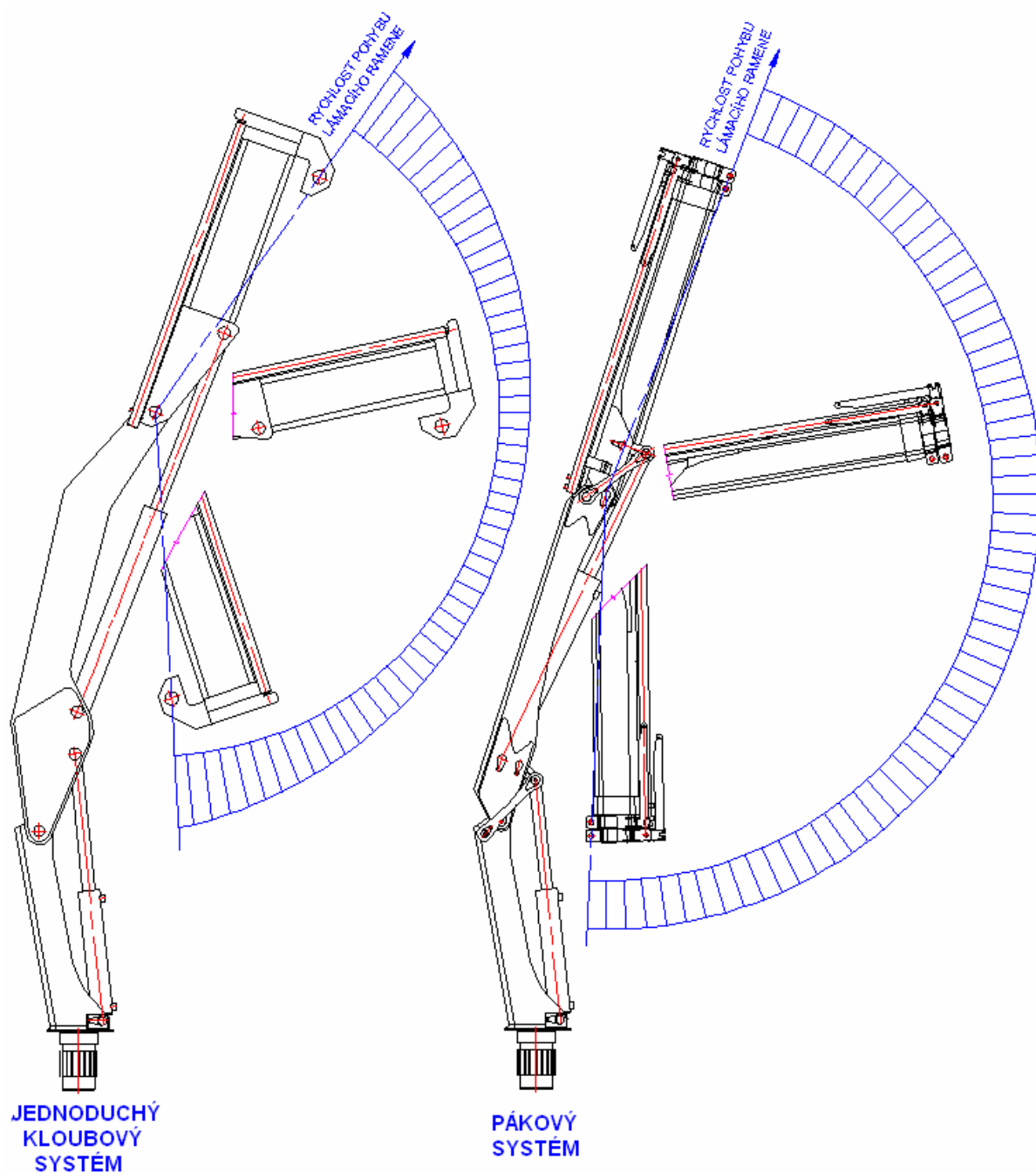
2.3. Srovnání silových účinků

Přestože je u pákového systému zvedací moment konstantní, používají se u HNJ s pákovým lámacím systémem větší, neboli výkonnější lámací hydraulické válce. Je to z důvodu zajištění momentové rovnováhy síly F_h od hydraulického válce a síly F_{lam} zvedající lámací rameno vztažené k čepu uložení lámacího ramene (čep B), [2].

Při volbě vhodného hydraulického válce u jednoduchého kloubového systému vycházíme z minimálního ramene $x_{\min}$, přičemž je hledán kompromis mezi maximální vzdáleností $x_{\max}$ zaručující maximum zvedacího momentu a kompaktními rozměry jeřábu ve složeném stavu, na který má velikost ramene x významný vliv, navíc s rostoucí velikostí ramene x roste délka zdvihu hydraulického válce a rovněž u nakládacích jeřábů tolik sledovaná vlastní hmotnost, jejíž nárůst negativně ovlivňuje užitečnou hmotnost automobilu, na jehož podvozku je HNJ namontován. Nevýhodou tohoto kompromisního řešení je slabé lámací rameno, které se při zvedání těžkého břemene „zlomí“ do tvaru, při kterém je již zvedací moment lámacího ramene dostatečný.

2.4. Diagram rychlosti pohybu

Na základě výše uvedených rovnic (1), (2), (3) a (4) a dle [1] mají diagramy rychlosti pohybu lámacího ramene tvar dle níže uvedeného obr.7.



Obr.7. Diagram rychlosti pohybu lámacího ramene

3. Závěr

Na základě uvedeného srovnání lze jednoznačně za výkonnější a efektivnější systém označit systém pákový. Kromě již uvedených výhod dále nabízí např. výhodnější geometrické vlastnosti jeřábu (zejména rozsah pohybu lámacího ramene a práci v těsné blízkosti sloupu jeřábu). Pákový systém má však i své nevýhody, mezi něž patří zejména vyšší pořizovací cena, neboť veškeré použité spojovací prvky (čepy, táhla, oka, apod.) jsou vyráběny z vysokopevnostních ocelí vzhledem k požadavku na nízkou vlastní hmotnost. Pákový systém s sebou přináší rovněž zvýšení nároků na údržbu z důvodu nárůstu několika dalších mazacích míst. Uvedené vlastnosti, kladné i záporné, předurčují použití pákového systému zejména ve středních a těžkých řadách HNJ, nicméně pákový systém na lámacím rameni lze již dnes nalézt i na nakládacích jeřábech lehké řady.

Jednoduchý kloubový systém představuje levné a spolehlivé řešení pro nakládací jeřáby zejména malé a lehké řady, u kterých je kladen důraz především na nízkou pořizovací cenu.

4. Seznam literatury

[1] PALFINGER: *Die Krantechnik, Kapitel D.*

[2] VRANÍK, P.: *Nakládací jeřáb pro nákladní automobil.* Diplomová práce. VŠB-TU Ostrava 2009.

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