

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 2/2007

Seznam příspěvků:

FAMFULÍK Jan, KRZYŽANEK Radek: SESTAVENÍ PROGRAMU PREVENTIVNÍ ÚDRŽBY S VYUŽITÍM METODIKY RCM	2
FAMFULÍK Jan, KRZYŽANEK Radek: STANOVENÍ INTERVALŮ PREVENTIVNÍ ÚDRŽBY PŘI ÚDRŽBĚ RCM	8
HRABOVSKÝ Leopold: ŘÍZENÍ POJEZDU JEŘÁBŮ NA JEŘÁBOVÝCH DRAHÁCH	12
HRABOVSKÝ Leopold: EXPERIMENTÁLNÍ URČENÍ TUHOSTI ZDVIHOVÉHO LANÁ A JEJÍ OVĚŘENÍ TAHOVOU ZKOUŠKOU DLE ČSN 420305 ...	19
KŘIVDA Vladislav, ŠÍMA Ladislav: PROBLEMATIKA NOVELIZACE PRAVIDEL SILNIČNÍHO PROVOZU	26
KŘIVDA Vladislav, RIESS Pavel: NÁVRH ÚPRAV NA SILNICI I/56 VE MĚSTĚ HLUČÍN	32
KULKA Jozef, FERENČÍKOVÁ Mária: VYUŽITIE GYROSKOPICKÉHO JAVU PRI NATÁČANÍ BREMENA	38
KULKA Jozef, MANTIČ Martin: MOŽNOSTI POHONU LANOVIEK	43
LEITNER Bohuš, KOCÚR Roman: OPTIMÁLNE NAVRHOVANIE PRVKOV MECHANICKÝCH KONŠTRUKCIÍ S OHĽADOM NA PREDPÍSANÚ MINIMÁLNU DOBU ICH TECHNICKÉHO ŽIVOTA	49
NEUGEBAUER Josef: VYUŽITÍ POVRCHOVÉ ULTRAZVUKOVÉ VLNY K DIAGNOSTICE JÍZDNÍ PLOCHY ŽELEZNIČNÍHO DVOJKOLÍ	57
ŠIROKÝ Jaromír: AUTOMATIZACE PŘEKLÁDKY V KONTEJNEROVÉM TERMINÁLU ..	60

SESTAVENÍ PROGRAMU PREVENTIVNÍ ÚDRŽBY S VYUŽITÍM METODIKY RCM

Jan FAMFULÍK*
Radek KRZYŽANEK†

Klíčová slova: bezpečnost, hospodárnost, pohotovost, program preventivní údržby, údržba zaměřená na bezporuchovost (RCM)

Abstrakt: Článek se zabývá použitím metody RCM (údržba zaměřená na bezporuchovost) pro strojní zařízení. Aplikace jednotlivých kroků analýzy RCM, zahrnující kategorizaci celků dle důsledků poruchy, určení prostředků a obsahu údržby a stanovení intervalů preventivní údržby, vede ke vzniku programu preventivní údržby, který umožní zlepšení bezpečnosti, pohotovosti a hospodárnosti provozu zařízení.

1. Úvod

Využití metody RCM (Reliability Centred Maintenance, údržba zaměřená na bezporuchovost) pro návrh programu preventivní údržby je vhodné u zařízení, která se skládají z řady mechanických, elektrických, přístrojových nebo řídicích systémů a subsystémů, které lze dále rozložit na menší skupiny. Údržba zaměřená na bezporuchovost se využívá především u objektů, u kterých je údržba kritická z hlediska bezpečnosti a efektivnosti provozu a u kterých poruchy vážně ovlivňují bezpečnost, provoz a životní prostředí.

Metoda RCM je popsána v normě ČSN IEC 60300-3-11 [1], kde je charakterizována jako metoda pro zavedení programu preventivní údržby, který umožní účelně a účinně dosáhnout požadované úrovně bezpečnosti a pohotovosti zařízení a konstrukcí, a je určena k tomu, aby vedla ke zlepšení celkové bezpečnosti, pohotovosti a hospodárnosti provozu.

2. Počáteční a provozní program preventivní údržby

Programem údržby je myšlen soubor úkolů údržby, které vyplývají z analýzy RCM. Program údržby tvoří počáteční program údržby a provozní (dynamický) program údržby. Počáteční program, který vytváří ve spolupráci výrobce a provozovatel zařízení, bývá sestavován před uvedením zařízení do provozu, nebo je iniciován u systémů, které jsou již v provozu, s cílem zlepšení existujícího programu údržby navrženého výrobcem, který nevyužívá výhod přístupu RCM. Provozní program údržby vychází z počátečního programu a je inicializován provozovatelem zařízení a vychází z dat a zkušeností o skutečném průběhu opotřebení a skutečných poruchách a z pokroků technologie, materiálů, technik a nástrojů údržby. Vztah mezi počátečním a provozním programem údržby uvádí obr. č. 1.

3. Vytvoření programu preventivní údržby

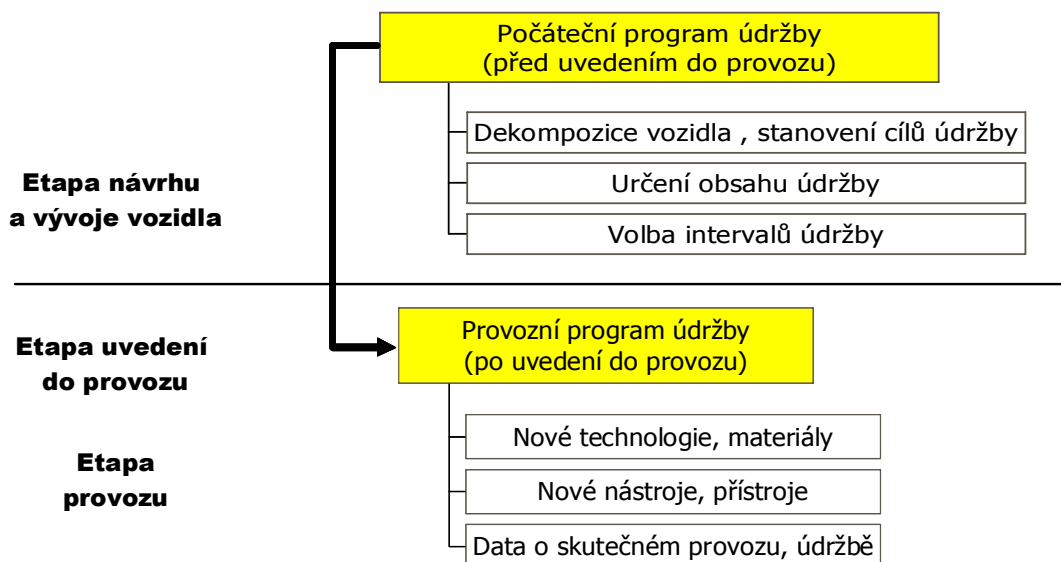
Program údržby objektů vychází z posouzení návrhu konstrukce objektu, z hodnocení přípustnosti únavy a poškození, z výsledků zkoušek spolehlivosti a ze zkušeností z provozu obdobných konstrukcí.

Program RCM stanoví, jaké celky se musí udržovat, jakých cílů se má údržbou dosáhnout, jaké prostředky použít a v jakých intervalech údržbu provádět. Všechny tyto otázky tvoří složitou úlohu a její řešení je možné provést rozdělením na dílčí úkoly:

- dekompozice zařízení a stanovení cílů údržby,
- stanovení prostředků a obsahu údržby,
- určení intervalů údržby,
- vypracování počátečního a provozního programu údržby.

* Ing. Jan Famfulík, Ph.D., Fakulta strojní, VŠB-TU Ostrava, Institut dopravy, Ústav kolejové dopravy, 17. listopadu 15, 708 33 Ostrava-Poruba, Česká republika, tel.: +420 59 732 4553, fax: +420 59 691 6490, e-mail: jan.famfulik@vsb.cz

† Ing. Radek Krzyžanek, Fakulta strojní, VŠB-TU Ostrava, Institut dopravy, 17. listopadu 15, 708 33 Ostrava-Poruba, Česká republika, tel.: +420 59 732 5755, e-mail: radek.krzyzanek.st@vsb.cz



Obr.1. Vztah mezi počátečním a provozním programem RCM

3.1 Dekompozice zařízení a stanovení cílů údržby

Při dekompozici probíhá identifikace funkcí a fyzických hranic systémů a podsystémů objektu, někdy až na úroveň součástí. Úkolem dekompozice zařízení je určení funkčně významných objektů (FSI) a objektů ostatních. K objektům FSI patří celky, jejichž porucha může (dle [2]):

- ovlivnit bezpečnost, životní prostředí, i skrytě (SSI),
- mít významný dopad na provoz a údržbu (MSI),
- mít významný ekonomický dopad (ESI).

Celky **SSI** jsou tzv. **konstrukčně významné celky**, které slouží k zachycení gravitačního, provozního, tlakového, aerodynamického nebo řídicího zatížení, jejichž porucha může ovlivnit bezpečnostně kritickou konstrukci vozidla nebo životní prostředí. Porucha funkce se může projevit jako zřejmá nebo skrytá. Skrytá porucha funkce není při běžném provozu obsluhy vozidla známa.

Cíl údržby celků SSI vychází z typu objektu SSI: U konstrukčních celků s bezpečnou dobou života je cílem údržby zabránit první poruše. U konstrukčních celků s přípustným poškozením je cílem údržby detekovat začínající poruchy.

Plánovaná údržba celků SSI tvoří základ programu údržby. Celky s přípustným poškozením mají většinou prakticky použitelné a efektivní strategie plánované údržby, např. kombinace vizuální prohlídky a nedestruktivních zkoušek. Při údržbě celků s bezpečnou dobou života se spoléhá na kombinaci bezpečné doby života, zajištěné sledováním doby provozního nasazení celku (evidencí proběhu) a systému plánované údržby. Po dosažení doby života jsou celky vyřazeny a nahrazeny novými. Pokud není možné zajistit dosažení cíle údržby, je nutné celek přepracovat (navrhnout jeho konstrukci znovu), protože neexistuje způsob k zajištění bezpečnosti provozu.

U celků **MSI** porucha nepříznivě ovlivňuje provoz a údržbu zařízení. V jejím důsledku je nutné zavést provozní omezení, upravit provoz nebo obsluha zařízení musí použít mimořádné postupy. Porucha celku MSI může způsobit prodloužení doby pracovního cyklu nebo úplnou ztrátu provozuschopnosti zařízení. Obnova celku MSI má pak nepříznivý vliv na součinitel pohotovosti systému.

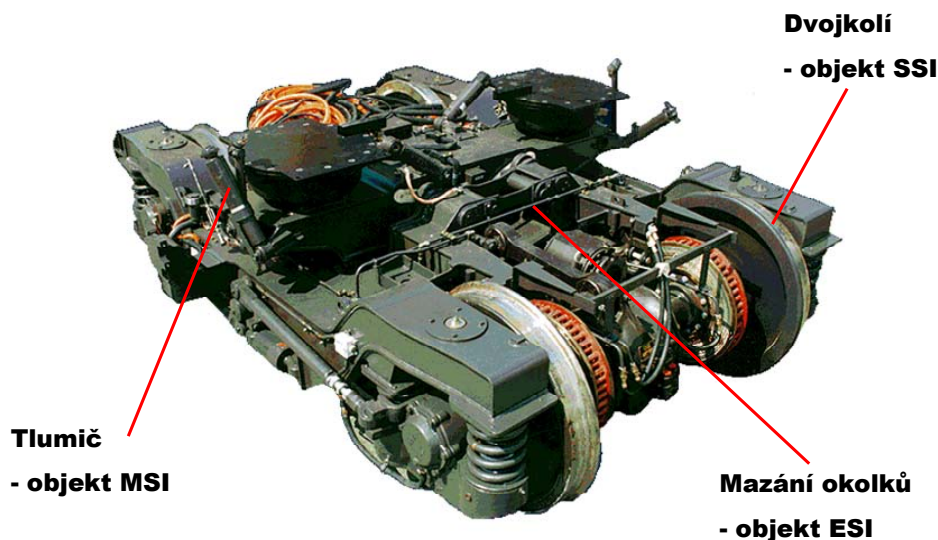
Cílem údržby těchto celků je tedy omezení pravděpodobnosti poruchy na přijatelnou úroveň. Pokud není možné navrhnout tuto strategii, použije se systém údržby po poruše, v případě příliš velkých provozních sankcí je žádoucí přepracovat konstrukci celku.

Porucha celku **ESI** nebrání provozu zařízení, ale vznikají ekonomické ztráty v důsledku dodatečných nároků na pracovní sílu a náklady na materiál.

Strategie údržby proto vychází z hodnocení nákladů a přínosů, program plánované (preventivní) údržby musí mít nižší náklady než odstranění důsledků vzniklé poruchou. Pokud není možné navrhnout vhodnou strategii údržby, použije se systém po poruše,

v případě velkých ekonomických ztrát je možné požadovat přepracování – změnu konstrukce celku.

Příklad klasifikace prvků FSI pro podvozek hnacího kolejového vozidla je uveden na obr.2.



Obr.2. Příklad klasifikace prvků FSI pro podvozek kolejového vozidla

3.2 Stanovení prostředků a obsahu údržby

Určení použitelných a efektivních prostředků preventivní údržby u celků FSI vychází z přístupu, který využívá analýzy pomocí stromu logického rozhodování. Tato analýza používá otázky typu ANO/NE, odpovědi na tyto otázky určují směr postupu analýzy a pomáhají zjišťovat, zda existuje použitelný a efektivní úkol údržby, který zabrání této poruše nebo zmírní její následky (obr.3).

U konstrukčně významných celků SSI je nutné položit všechny otázky stromu logického rozhodování. Pokud není nalezen žádný prostředek údržby, ani jejich kombinace (všechny odpovědi jsou NE), je nutné v důsledku ovlivnění bezpečnosti při poruše celku přepracovat návrh konstrukce celku.

U celků MSI a ESI se pokládají otázky podle stromu logického rozhodování (obr. č. 3). Je-li nalezen prostředek údržby pro daný celek, pak se použije. Jsou-li u všech otázek odpovědi NE, může být přepracován návrh konstrukce celku nebo je použit systém údržby po poruše.

Při volbě prostředků údržby je nutné specifikovat zdroje poškození, které způsobují degradaci objektů. Ke zdrojům poškození patří: poškození nehodou (AD), degradace vlivem prostředí (ED) a únavové poškození (FD).

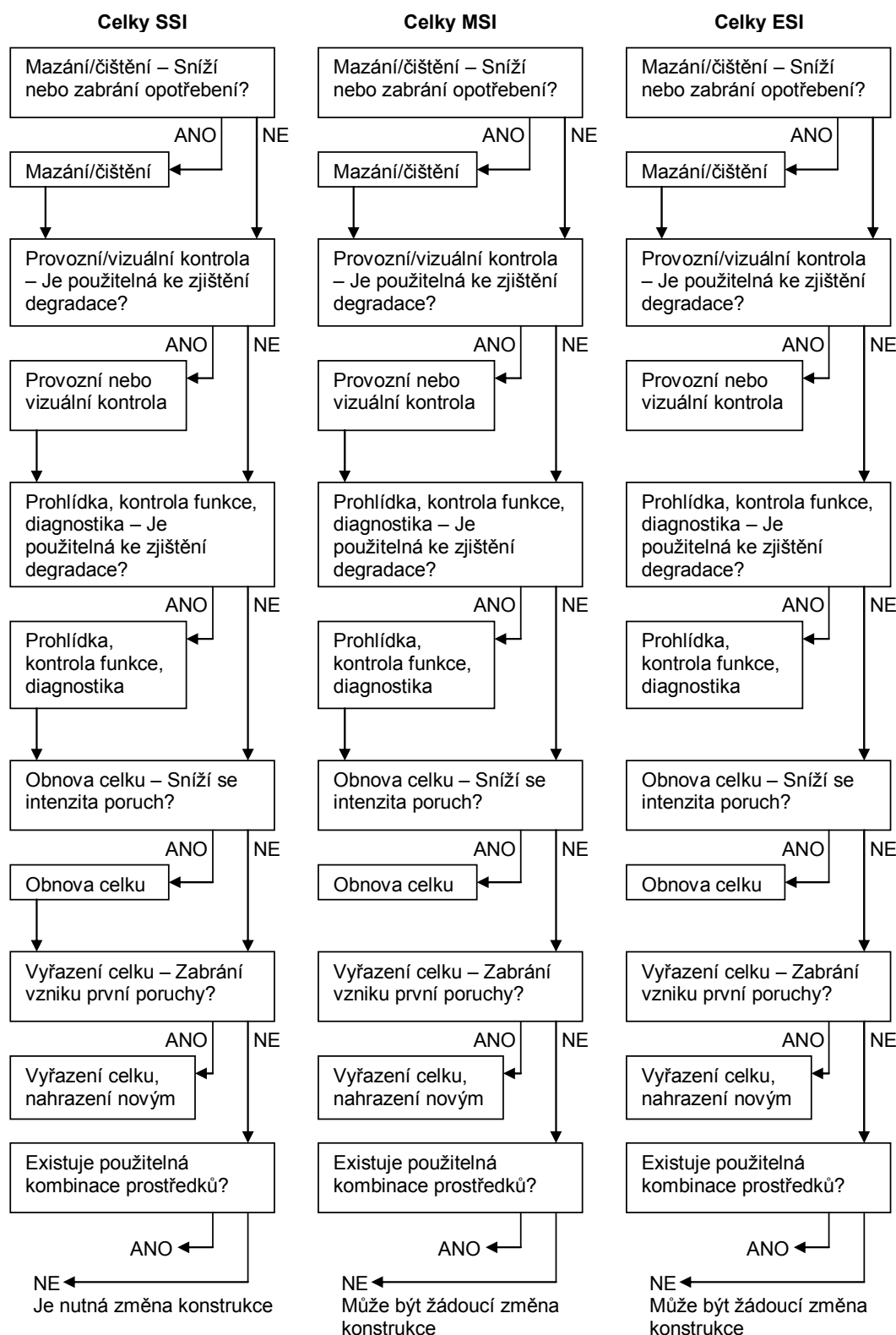
Obsah programu preventivní údržby sestává ze dvou skupin úkolů:

- skupina úkolů preventivní údržby.
- skupina neplánovaných úkolů údržby.

Cílem skupiny úkolů preventivní údržby je identifikovat degradaci a zabránit tomu, aby se vlivem degradace snížila bezporuchovost a bezpečnost pod svou inherentní úroveň. Tou je myšlena taková úroveň bezporuchovosti a bezpečnosti, kterou lze očekávat od objektu nebo zařízení, je-li efektivně udržováno. Těchto cílů lze dosáhnout pomocí jednoho nebo kombinace následujících prostředků:

- **Mazání, čištění** je jakýkoliv úkon provedený za účelem udržení inherentní způsobilosti objektu.
- **Provozní, vizuální kontrola** je úkol určený k nalezení poruchy objektu. Tento úkol je zaměřený na zjištění, zda objekt plní svůj zamýšlený účel, nevyžaduje proto kontrolu kvantitativní tolerance.
- **Prohlídka, kontrola funkce, diagnostika** je kvantitativní kontrola, která určuje, zda funkce objektu jsou vykonávány ve specifikovaných mezích. Diagnostika slouží k

nepřetržitému nebo periodickému sledování stavu objektu v porovnání s předem danými parametry.



Obr.3. Určení prostředků údržby – strom logického rozhodování RCM

- **Obnova** je pracovní úkon prováděný za účelem navrácení objektu do specifického standardního stavu. Při obnově může dojít jak k čištění, tak k výměně celku nebo generální opravě, proto má být rozsah každé obnovy specifikován.

- **Vyřazení** je vyjmutí objektu z používání po specifikované mezní době života.

Cílem skupiny neplánovaných úkolů údržby je udržení nebo obnovení provozuschopného stavu objektu, v němž může plnit svou požadovanou funkci. Tyto úkoly vycházejí ze závěrů úkolů preventivní údržby, vykonávaných v pravidelných časových intervalech, a ze zpráv o nesprávné funkci nebo informací o náznacích hrozící poruchy.

3.3 Určení intervalů údržby

Při určování jednotlivých intervalů mezi úkoly preventivní údržby je potřeba brát v úvahu jak hledisko bezpečnosti jednotlivých objektů, tak na druhé straně i hledisko nákladů na pravidelnou údržbu. Pro určení efektivního intervalu údržby je vhodné využít údajů vyplývajících z provozu zařízení, které je možné získat z následujících zdrojů:

- předchozí zkušenosti z provozu jiných podobných zařízení,
- data ze zkoušek spolehlivosti výrobce, dodavatele,
- data o bezporuchovosti z provozu.

Pro určení intervalů údržby se využívají matematické modely, jejichž využití závisí na dostupnosti vhodných dat. Nejsou-li vhodná data k dispozici nebo nejsou zkušenosti s provozem podobných zařízení, mohou interval údržby zpočátku stanovit zkušení pracovníci na základě zkušeností z provozu a svého úsudku. Do programu údržby musí být vždy zahrnuty také intervaly pravidelných kontrol technického stavu zařízení, pokud jsou stanoveny legislativními předpisy.

Intervaly plánované údržby by se měly u jednotlivých objektů shodovat, aby bylo možné úkoly údržby seskupit, tzv. **program prohlídek po zónách**, čímž sníží dobu prostoje zařízení při údržbě, a tím se sníží vliv údržby na provoz. Pro vypracování programu prohlídek po zónách se použije tento postup:

1. Rozdělení zařízení na příslušné zóny.
2. Vytvoření seznamu s úkoly údržby pro každou zónu, včetně popisu, umístění a přístupu.
3. Vyhodnocení vizuálních prohlídek, které mohou být prováděny jako součást prohlídky po zónách.
4. Uvedení intervalu údržby z původních analýz RCM do pracovního výkazu zóny.
5. Přezkoumání zóny, sjednocení požadavků na prohlídku a stanovení intervalu jejího provádění.

3.4 Program údržby RCM

Počáteční program údržby, vytvořený s použitím výše uvedených kroků analýzy RCM, obsahuje úkoly preventivní údržby pro jednotlivé objekty zařízení a intervaly (kilometrické proběhy nebo doby), ve kterých je tato údržba prováděna.

Tab.1: Stanovení kompetencí pro program údržby RCM

Analýza RCM		Výrobce zařízení	Provozovatel zařízení	
Typ a specifikace celků		Návrh počátečního programu údržby	Návrh změn v počátečním programu údržby	Návrh a změny v provozním programu údržby
SSI ¹⁾	S bezpečnou dobou života	Ano	Ne	Ano ³⁾
	S přípustným únavovým poškozením	Ano	Ne	Ano ³⁾
	S degradací vlivem prostředí	Ano	Návrh změn ²⁾	Ano ³⁾
	S poškozením nehodou	Ano	Návrh změn ²⁾	Ano ³⁾
MSI + ESI	Následky ovlivňující provoz (neschopnost)	Ano	Návrh změn ²⁾	Ano ³⁾
	Následky ovlivňující údržbu (součinitel pohotovosti)	Ano	Návrh změn ²⁾	Ano ³⁾
	Následky ovlivňující náklady	Ano	Návrh změn ²⁾	Ano ³⁾
Ostatní celky		Ne	Ano	Ano

Poznámky:

1) Specifikace celků SSI je provedena s přihlédnutím ke zdrojům poškození.

2) Návrh změn předkládá provozovatel zařízení výrobcí, který jej po uvážení zapracuje do počátečního programu údržby.

3) Změna musí být řádně zadokumentována.

Prováděním těchto úkolů se zjišťuje, zda objekt plní požadované funkce (provozní, vizuální kontrola) nebo zda jsou funkce objektu vykonávány ve stanovených mezích (prohlídka, kontrola funkce, diagnostika). Na základě výsledku úkolů preventivní údržby se rozhoduje o provedení neplánovaných úkolů údržby, jejichž účelem je navrácení objektu do provozuschopného, standardního stavu (obnova, výměna objektu).

Stanovení kompetencí výrobce a provozovatele zařízení pro návrh a provádění změn v počátečním programu údržby, resp. provozním programu údržby pro jednotlivé celky systému uvádí tab.1.

4. Závěr

Aplikací jednotlivých kroků analýzy RCM lze získat program plánované údržby, jenž má oproti jiným metodám řadu předností: Definováním skupiny funkčně významných celků FSI (tj. celků SSI, MSI a ESI) lze přesně vymezit prvky zařízení, které ovlivňují bezpečnost, provozuschopnost a hospodárnost provozu. Zavedení diagramů přiřazení prostředků údržby představuje efektivní nástroj k dosažení cílů údržby. Uplatnění diagnostiky v programu RCM představuje významný zdroj zefektivnění reálného procesu údržby.

Navržená struktura a postup budování programu RCM tak v sobě slučuje výhody již používaných analýz (FMEA, FMECA, FTA).

Zavedení programu preventivní údržby RCM umožňuje provádět plánovanou údržbu tak, aby zvyšovaly celkovou bezpečnost, efektivitu a hospodárnost provozu. Tyto cíle splňuje použití programu údržby dle RCM prostřednictvím neustále se vyvíjejícího provozního programu údržby, který vzniká po určité době provozu z počátečního programu a přizpůsobuje se skutečnému provozu, novým technologiím, či novým materiálům používaným v údržbě.

5. Seznam literatury

[1] ČSN IEC 60300-3-11 Management spolehlivosti – Část 3-11: Návod k použití – Údržba zaměřená na bezporuchovost. Praha: Český normalizační institut, 2000.

[2] Famfulík, J.: Údržba hnacích vozidel zaměřená na bezporuchovost. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2002. Disertační práce.

[3] Krzyžanek, R.: Využití programu RCM při údržbě tramvají. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2004. Bakalářská práce.

Preventive maintenance programme creation by use of RCM methodics

This article deals with application of method RCM (reliability centred maintenance) for mechanical equipment. Application of particular steps of RCM analysis, as failure effect classification of items, determination of maintenance means and content, assesment of preventive maintenance periods, leads to creation of preventive maintenance programme, which allows improvement of safety, availability and operative efficiency of this equipment.

Recenzent:

STANOVENÍ INTERVALŮ PREVENTIVNÍ ÚDRŽBY PŘI ÚDRŽBĚ RCM

Jan FAMFULÍK*
Radek KRZYŽANEK†

Klíčová slova: interval preventivní údržby, pravděpodobnost poruchy, hustota obnovy, údržba zaměřená na bezporuchovost (RCM)

Abstrakt:

Článek se zabývá stanovením intervalů preventivní údržby při tvorbě programu preventivní údržby s využitím metody RCM (údržba zaměřená na bezporuchovost) pro strojní zařízení. Pro návrh intervalů jsou využity matematické modely, jejichž volba vychází z klasifikace jednotlivých objektů zařízení dle důsledků jejich poruch. Pro výpočet intervalů je použita numerická metoda Monte Carlo.

1. Úvod

Údržba zaměřená na bezporuchovost (RCM, Reliability Centred Maintenance) je popsána v normě [1] jako metoda pro zavedení programu preventivní údržby, který umožní účelně a účinně dosáhnout požadované úrovně bezpečnosti a pohotovosti zařízení a konstrukcí, a je určena k tomu, aby vedla ke zlepšení celkové bezpečnosti, pohotovosti a hospodárnosti provozu.

Na počáteční program preventivní údržby, vznikající ve spolupráci výrobce a provozovatele zařízení, navazuje provozní program preventivní údržby, který je inicializován provozovatelem zařízení a vychází z dat a zkušeností o skutečném průběhu opotřebení a skutečných poruchách a z použití nových technologií, materiálů, technik a nástrojů údržby.

Program preventivní údržby RCM musí stanovit, jaké celky se musí udržovat, jakých cílů se má údržbou dosáhnout, jaké prostředky použít a v jakých intervalech údržbu provádět. Tyto otázky tvoří složitý komplex, jehož řešení je možné rozdělit na následující dílčí úkoly:

- dekompozice zařízení a stanovení cílů údržby,
- stanovení prostředků a obsahu údržby,
- určení intervalů údržby,
- sestavení počátečního programu preventivní údržby.

2. Určení intervalů preventivní údržby

Při určování jednotlivých intervalů mezi úkoly preventivní údržby je potřeba brát v úvahu jak hledisko bezpečnosti a pohotovosti zařízení, tak na druhé straně i hledisko nákladů na pravidelnou údržbu. Pro určení efektivního intervalu údržby je vhodné využít údajů vyplývajících z provozu vozidla, které je možné získat z následujících zdrojů:

- předchozí zkušenosti z provozu jiných podobných zařízení,
- data ze zkoušek spolehlivosti výrobce, dodavatele,
- data o bezporuchovosti z provozu.

Pro určení intervalů preventivní údržby jsou využívány matematické modely, přičemž jejich použití vychází z dekompozice zařízení na tzv. funkčně významné celky (FSI), které jsou uvedeny v tab. č.1 [2].

Intervaly údržby se stanovují pomocí následujících postupů:

- celky **SSI** - interval údržby je stanoven na základě velmi malé pravděpodobnosti vzniku poruchy, např. $F(t) = 0,01$. Výpočet se provede se znalostí průběhu distribuční funkce poruch,
- celky **MSI** - interval údržby je stanoven na základě průběhu hustoty obnovy $h(t)$ celku zařízení,

* Ing. Jan Famfulík, Ph.D., Fakulta strojní, VŠB-TU Ostrava, Institut dopravy, Ústav kolejové dopravy, 17. listopadu 15, 708 33 Ostrava-Poruba, Česká republika, tel.: +420 59 732 4553, fax: +420 59 691 6490, e-mail: jan.famfulik@vsb.cz

† Ing. Radek Krzyžanek, Fakulta strojní, VŠB-TU Ostrava, Institut dopravy, 17. listopadu 15, 708 33 Ostrava-Poruba, Česká republika, tel.: +420 59 732 5755, e-mail: radek.krzyzanek.st@vsb.cz

- celky **ESI** - interval údržby je stanoven na základě posouzení přínosů a nákladů na údržbu celku zařízení; volí se tak, aby náklady na preventivní údržbu byly nižší než náklady spojené s odstraněním poruchy.

Tab. č.1: Funkčně významné celky (functionally significant items)

SSI (structurally significant item)	Funkčně významný celek, jehož porucha ovlivní bezpečnost nebo životní prostředí
MSI (maintenance significant item)	Funkčně významný celek, jehož porucha ovlivní nepříznivě údržbu a provoz vozidla
ESI (economic significant item)	Funkčně významný celek, jehož porucha nebrání provozu vozidla, ale vyvolá významné ekonomické ztráty

Pro určení intervalů preventivní údržby výpočtem je nutné nalézt statistický model pro empirická data získaná během provozu zařízení, tj. doby provozu (h) mezi poruchami určitého celku zařízení. Tyto doby jsou náhodné a představují náhodnou veličinu.

Pro popis rozdělení náhodné veličiny je u strojních zařízení vhodné využít variabilního Weibullova rozdělení náhodné veličiny. Distribuční funkce tříparametrického Weibullova rozdělení náhodné veličiny je dána vztahem:

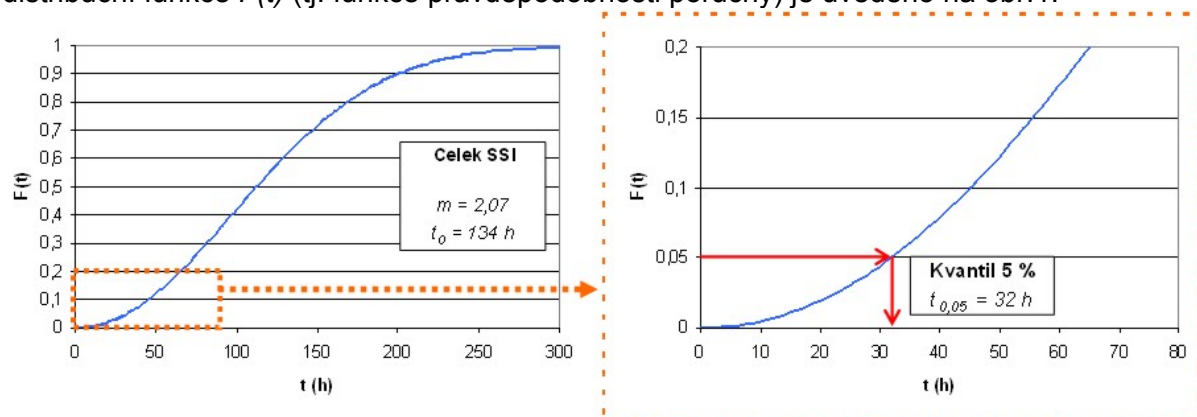
$$F(t) = 1 - e^{-\left(\frac{t-c}{t_0}\right)^m} \quad (1)$$

kde: m (-) je parametr tvaru, t_0 (h) je parametr měřítka, c (h) je parametr polohy, přičemž dále je uvažováno pouze dvouparametrické rozdělení, kdy $c = 0$ (h).

Odhad parametrů Weibullova rozdělení m a t_0 ze zjištěných dob provozu mezi poruchami je možné provést s využitím lineární regrese, metodou nejmenších čtverců. Věrohodnost odhadu je poté nutné ověřit provedením statistického testu dobré shody, např. Kolmogorov-Smirnov.

2.1 Určení intervalů údržby celků SSI

U celků SSI, jejichž porucha ovlivňuje bezpečnost nebo životní prostředí, je interval preventivní údržby volen na základě malé pravděpodobnosti poruchy, např. 1 %, 5 % apod. Tato doba provozu (kvantil) představuje takovou dobu, po které bude pravděpodobnost poruchy 1 % (resp. 5 %), byla-li na začátku tohoto intervalu pravděpodobnost bezporuchového provozu rovna 100 %. Grafické znázornění určení kvantilu z průběhu distribuční funkce $F(t)$ (tj. funkce pravděpodobnosti poruchy) je uvedeno na obr.1.



Obr.1. Určení intervalu preventivní údržby pro celky SSI – kvantil 5 %

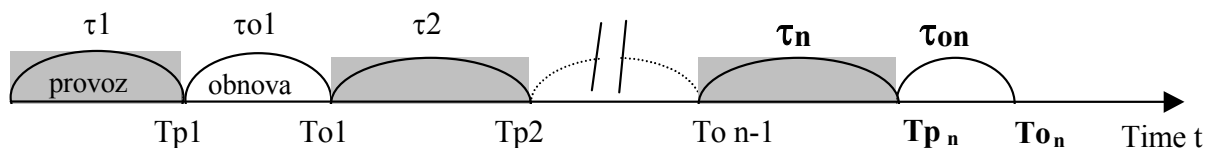
Vztah pro výpočet kvantilu pro Weibullovo dvouparametrické rozdělení je dán:

$$t = t_0 \cdot \sqrt[m]{-\ln[1 - F(t)]} \quad (h) \quad (2)$$

2.2 Určení intervalů údržby celků MSI

U celků MSI, jejichž porucha má nepříznivý dopad na provoz, byly intervaly údržby určeny na základě modelování průběhu hustoty obnovy $h(t)$ s využitím metody Monte Carlo.

Proces obnovy je popsán následovně: Celek začne pracovat v čase $T = 0$, pracuje po náhodnou dobu τ_1 a porouchá se v čase T_{p1} . Následuje obnova, která trvá po dobu τ_{o1} a je ukončena v okamžiku T_{o1} . Ve stejném okamžiku začíná celek opět pracovat a cyklus se opakuje. Proces pokračuje bez omezení, lze jej znázornit časovým diagramem na obr.2.



Obr.2. Časový diagram procesu obnovy

Doby do poruchy celku jsou dány rozdělením pravděpodobnosti s distribuční funkcí $F(t)$, doba obnovy $G(t)$ je konstantní. Funkce obnovy (3) je rovna střednímu počtu obnov v intervalu od 0 do t .

$$H(t) = \sum_{n=1}^{\infty} F_{on}(t) \quad (3)$$

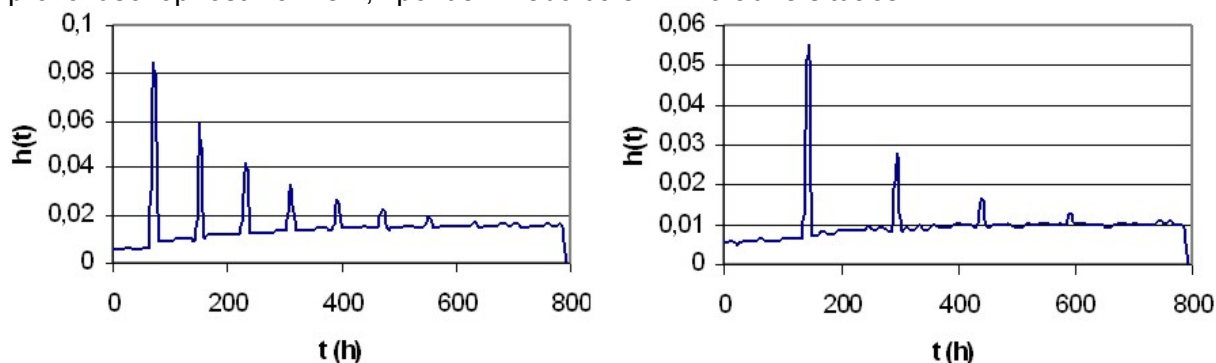
Funkce $F_{on}(t)$ se vypočítá z distribuční funkce poruch $F(t)$ a obnov $G(t)$. Derivací vztahu (3) podle času t získáme hustotu obnovy $h(t)$. Hustota obnovy $h(t)$ tak udává střední počet obnov za krátký časový interval dt . Pro Weibullovo rozdělení pravděpodobnosti poruchy (1) je odvození funkce $h(t)$ velmi obtížné. Průběh hustoty obnovy $h(t)$ je možné určit numerickou metodou Monte Carlo, použitou pro simulaci stochastického modelu znázorněného na obr.2.

Při návrhu intervalu preventivní údržby pro celky MSI je sledován počet plánovaných a neplánovaných obnov pro různé doby provozu v určitém časovém intervalu. Hodnotí se, jak zvolený interval ovlivní provoz (pohotovost) zařízení a náklady vynaložené na údržbu (viz tab.2). Grafické znázornění simulace hustoty obnovy $h(t)$ pro rozdílné intervaly plánované obnovy je uveden na obr.3.

Tab.2: Celek MSI – počet obnov za dobu provozu 1000 h

Celek MSI $m = 2,18$ $t_0 = 134 \text{ h}$				
Interval preventivní údržby	80 h	150 h	240 h	Po poruše
Obnovy plánované	17	8,5	5	0
Obnovy neplánované	3	5	7	12
Obnovy celkem	20	13,5	12	12
Pravděpodobnost neplánované obnovy	15 %	37 %	58 %	100 %

Z výše uvedeného je zřejmé, že údržbový systém po poruše přináší výhodu v nízkém počtu obnov. Neplánované obnovy ale mohou způsobit částečnou nebo úplnou ztrátu provozuschopnosti zařízení, zpoždění nebo další mimořádné situace.



Obr.3. Celek MSI – hustota obnovy $h(t)$, interval plánované obnovy 80 h, 150 h

Zavedením intervalu plánované obnovy po době provozu 240 h se celkový počet obnov nezvýší, ale dochází ke snížení pravděpodobnosti neplánované obnovy o více než 40 %. Bez zvýšení nákladů tak lze oproti variantě údržby po poruše dosáhnout poměrně značné omezení mimořádných situací v provozu zařízení.

Snížením doby provozu mezi plánovanými obnovami na 150 h se sice mírně zvýší celkový počet obnov, ale také výrazně sníží pravděpodobnost neplánované obnovy. S dalším snížením intervalu plánované obnovy na 80 h výrazně klesá pravděpodobnost neplánované obnovy, ale poměrně výrazně stoupá celkový počet obnov, s tím se také významně zvyšují také náklady na obnovu.

3. Závěr

Jsou-li k dispozici data o provozu zařízení nebo data získaná zkouškami tohoto zařízení, je možné využít matematických modelů pro návrh intervalů preventivní údržby. Vhodná volba těchto intervalů, jež je součástí analýzy RCM vedoucí k sestavení programu preventivní údržby, se v nemalé míře podílí na zvýšení celkové bezpečnosti, efektivity a hospodárnosti provozu.

Intervaly preventivní údržby by měly být voleny tak, aby jednotlivé úkoly byly seskupovány (kratší intervaly by měly být celočíselnými násobky delších intervalů) a mohla být prováděna prohlídka po zónách, čímž se snižuje doba prostoje zařízení v údržbě a zvyšuje se jeho pohotovost.

Do programu údržby musí být vždy zahrnuty také intervaly pravidelných kontrol technického stavu zařízení, jsou-li stanoveny v legislativních předpisech.

4. Seznam literatury

[1] ČSN IEC 60300-3-11 Management spolehlivosti – Část 3-11: Návod k použití – Údržba zaměřená na bezporuchovost. Praha: Český normalizační institut, 2000.

[2] Famfulík, J.: Údržba hnacích vozidel zaměřená na bezporuchovost. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2002. Disertační práce.

[3] Krzyžanek, R.: Využití programu RCM při údržbě tramvají. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2004. Bakalářská práce.

Assesment of preventive maintenance periods in RCM maintenance

The article deals with assesment of preventive maintenance periods within creation of preventive maintenance programme by use of RCM method (reliability centred maintenance) for mechanical equipment. For design of these periods are used mathematical models which are chosen according to items classification by their failure effects. For period calculation is used numerical method Monte Carlo.

Key words: preventive maintenance period, failure probability, restoration density, reliability centred maintenance (RCM)

ŘÍZENÍ POJEZDU JEŘÁBŮ NA JEŘÁBOVÝCH DRAHÁCH

Leopold HRABOVSKÝ*

Klíčová slova: mostový jeřáb, řízení pojezdu, příčení jeřábu.

Abstrakt:

Článek teoreticky popisuje v současné době využívané principy odstraňování příčení jeřábů, založené na metodě optické, ultrazvukové a tenzometrické.

Ve třetí kapitole je definováno zařízení, omezující vliv příčení instalované na modelu portálového jeřábu, kde jsou tenzometrické snímače aplikovány na jeho uzavřenou rámovou konstrukci.

1. Úvod

Během jízdy jeřábů po pevně vedené dráze, tvořené jeřábovými kolejnicemi, dochází k jejich nežádoucímu příčení. Příčení vyvolává přídatná zatížení, především ve vodorovném směru, která neblaze působí na jeřábovou dráhu (tvořenou kolejnicemi), pojezdová kola, ale i na vlastní konstrukci jeřábu.

Obdobný charakter přídatných zatížení je možno sledovat při brzdění jeřábu, kdy působí přídatná zatížení, tj. vodorovné síly mezi jeřábem a jeřábovou dráhou. Vlivem nesymetrie umístění pojezdového vozíku (kočky) a břemene na mostu jeřábu dochází k tzv. „předjetí“ pojezdu jeřábu více zatížené strany oproti straně druhé. Předjetí více zatížené strany jeřábu oproti straně druhé, méně zatížené, vyvolává přídatné zatížení obdobné účinkům zatížení od příčení, avšak velmi často s účinky podstatně vyššími, viz [1].

Pro výpočet vodorovných sil od příčení jeřábů na jeřábových drahách existuje několik výpočetních postupů, které se však liší jak fyzikálním modelem, tak i velikostí výpočtových sil. Pro určení vodorovných sil od příčení mostových jeřábů existuje řada postupů, z nichž některé jsou uvedeny v platných českých normách [3], [4], [5], [6].

2. Příčiny příčení jeřábů a způsob jeho odstraňování

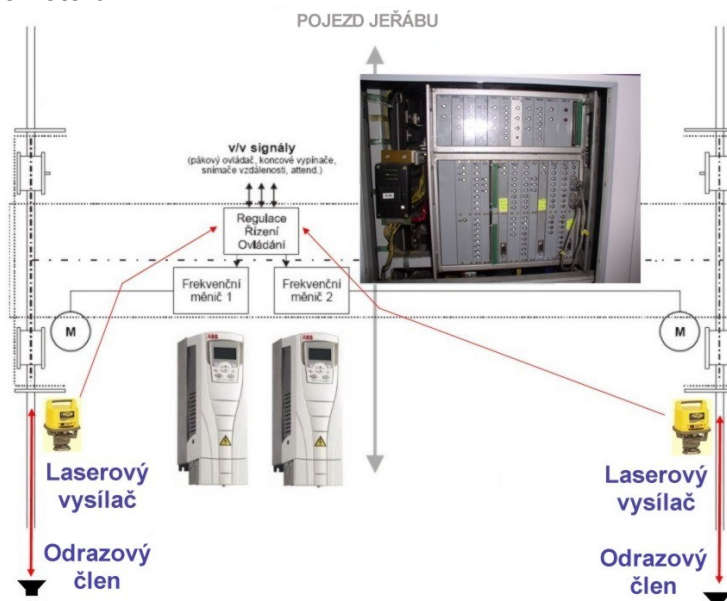
Příčiny vyvolávající příčení mostových, poloportálových a portálových jeřábů je možno rozčlenit dle několika hledisek: **geometrie konstrukce mostového jeřábu** (tj. např. uložení kol ve vertikální i horizontální rovině, průměr kol, rozdílný stav povrchu funkčních ploch kol a hlavy kolejnic), **geometrie jeřábové dráhy, prostředí** (teplota, vítr), **typ pohonu** (regulace otáček motorů, uspořádání a imperfekce parametrů pohonu), **těžiště jeřábu** (kývání břemene, pohyb kočky s břemenem), **lidský faktor** (obsluha jeřábu, úroveň automatizace řízení, apod.).

Příčení jeřábu (a s tím spojenou degradaci vodící struktury, ale i vlastní konstrukce jeřábu) je možno eliminovat v průběhu pracovního cyklu jeřábu, kdy v podstatě není potřebné znát příčiny vzniku příčení. Eliminace příčení jeřábů na jeřábových drahách je v současné době založena na několika principech, z nichž nejznámější a v praxi nejrozšířenější jsou metody optické, ultrazvukové a tenzometrické. Tyto systémy využívané ke snížení přídatných zatížení jeřábových drah od příčení jsou založeny na předpokladu, aby pojezdová kola uchycena v protilehlých příčnicích (poháněná oddělenými pohony) pojížděla souběžně a tak urazila v časovém okamžiku shodnou dráhu. Tohoto využívají mechanismy, například s **pevnou** nebo **elektrickou hřídelí**, které umožňují dosáhnout shodných otáček poháněcích motorů, avšak vlivem rozdílných převodů dochází k nerovnoměrnému opotřebení pojezdových kol, čehož důsledkem je zvýšené namáhání ocelové konstrukce jeřábu od rovnoměrné jízdy protilehlých stran (příčniců) pojezdu.

Jsou známy i mechanismy, zamezující příčení jeřábů na jeřábových drahách, založeny na **optických** metodách (např. Geotronics, viz obr.1), které pracují na principu

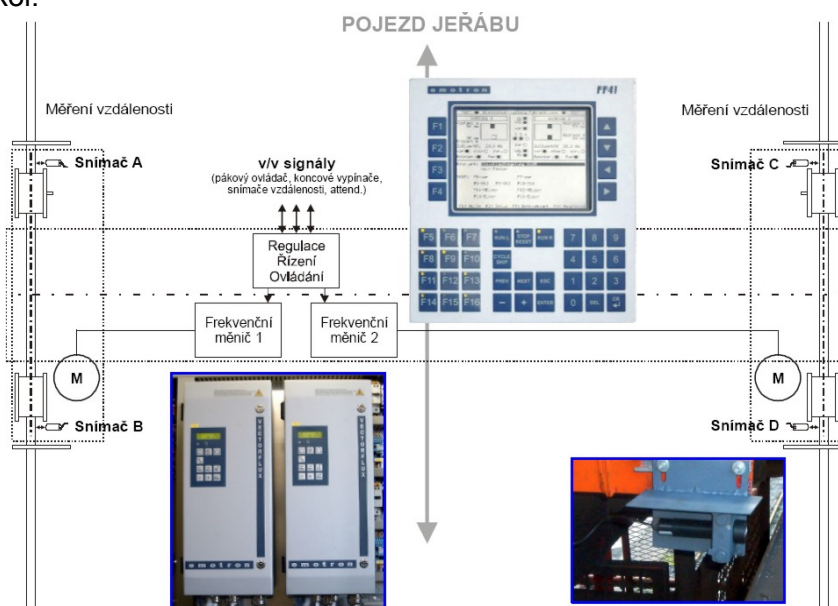
* **Doc. Ing. Leopold Hrabovský, Ph.D.**, Fakulta strojní, VŠB-TU Ostrava, Institut dopravy, Ústav dopravních a úpravnických zařízení, 17. listopadu 15, 708 33 Ostrava-Poruba, Česká republika, tel.: +420 59 732 3185 (1719), fax: +420 59 691 6490, e-mail: leopold.hrabovsky@vsb.cz

vyhodnocení rychlosti pohybu laserových paprsků. Na obou čelních plochách příčníků ve směru jízdy jeřábu jsou umístěny laserové vysílače a v koncových místech jeřábových drah pak odrazové členy laserových paprsků. Při průběžném odměřování vzdálenosti laserových vysílačů od odrazových členů jsou tak pohonu dodávány signály k regulaci otáček poháněcích elektromotorů.



Obr.1. Princip mechanismu Geotronics

Tato zařízení jsou v současné době na vysoké technické úrovni, avšak neumožňují zohlednit křivost jeřábové dráhy, jakož i nesymetrická zatížení a měnící se stav a geometrii pojezdových kol.



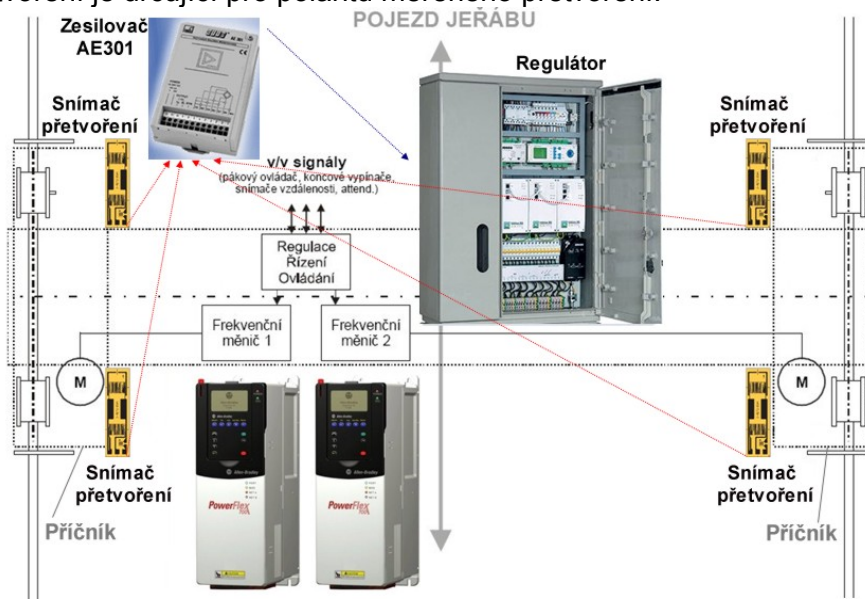
Obr.2. Princip elektronických nákolků firmy Emotron

Vysoká přesnost vyhodnocení obou vzdáleností příčníků od koncových bodů jeřábových kolejnic udržuje obě strany pojezdu téměř v kolmém směru vůči pojezdové dráze, což při její dovolené křivosti může v extrémních případech způsobit poruchovost mechanických, ale i elektrických prvků. Obdobná situace nastává i při pojezdu jeřábů s nejméně čtyřbokým uložením při jízdě po horizontálně zakřivené dráze, kdy vlivem vertikálních úchylek podpory vůči rovině tvořené zbývajícími třemi podporami dochází k přetěžování podpor a tím konstrukce jeřábové dráhy, ale i vlastní ocelové konstrukce jeřábu.

Firma Emotron vyvinula systém ESK pod názvem „**elektronické nákolky**“ (viz obr.2, [1]), který je tvořen třemi základními moduly: měřicím, regulačním a řídicím. Měřicí modul je

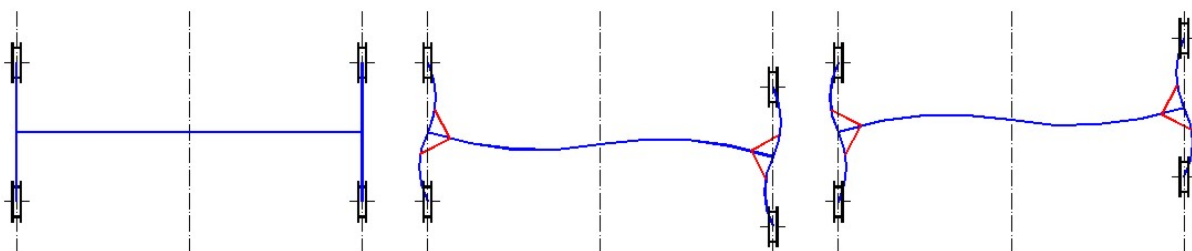
tvořen čtyřmi ultrazvukovými snímači, které průběžně zaměřují boční vzdálenost rohových prvků jeřábů od hlav kolejnic tak, aby se měřená vzdálenost co nejvíce ztotožňovala se vzdáleností jeřábového kola, resp. nákolku od kolejnice. Regulační modul, tvořen programovatelným automatem, pak vyhodnocuje čtyři signály ultrazvukových snímačů a určuje optimální osu jízdy jeřábu, která by měla vést souběžně s jeřábovou dráhou a ležet v její ose. Řídící modul prostřednictvím výstupních signálů z regulátoru (sestavá z kompaktního programovatelného automatu s displejem a klávesnicí) řídí otáčky pohonů pojezdů pravé a levé strany jeřábu pomocí frekvenčních měničů (tyto umožňují nezávislé řízení rychlostí jednotlivých pohonů).

Specifikované nedostatky výše popisovaných zařízení do značné míry odstraňuje zařízení (viz obr.3) pro **plynulé řízení pojezdu** jeřábů, vedených po jeřábových drahách tvořených jeřábovými kolejnicemi, uložených na nejméně čtyřech podporách. Na vodorovné konstrukční prvky jeřábů jsou instalovány minimálně dva mechanické prvky, na kterých je instalován minimálně jeden tenzometrický snímač přetvoření. Jeden ze všech použitých snímačů přetvoření je určující pro polaritu měřeného přetvoření.



Obr.3. Princip zařízení pro plynulé řízení pojezdu jeřábů

Centrální měřicí Wheatsonův můstek tvořený snímači přetvoření je nastavený na součet absolutních hodnot přetvoření od příčení jeřábu při současném vyrušení hodnot přetvoření nesymetrickými svislými zatíženími konstrukce jeřábu. Mechanické zesilovače přetvoření a všechny snímače přetvoření jsou umístěny na konstrukci jeřábu v místech maximálních hodnot přetvoření od příčení. Výhodou tohoto zařízení je dosažení dobře měřitelného elektrického signálu od přetvoření konstrukce při nesymetrických vodorovných zatíženích vyvolaných příčením při pojezdu jeřábů, pro zpětnovazebnou regulaci oddělených pojezdových pohonů. Vyhodnocením měřených signálů z jednotlivých tenzometrických snímačů přetvoření, které jsou zapojeny do Wheatsonova můstku v zesilovači AE301 (elektronika CLIP [2]), je možno prostřednictvím výstupních signálů z regulátoru řídit otáčky pohonů pojezdů pravé a levé strany jeřábu pomocí frekvenčních měničů, čímž dochází k urychlování nebo zpouzdňování méně nebo více zatížené strany (příčnicku) jeřábu.



Obr.4 Deformace nosníku jeřábu v horizontální rovině

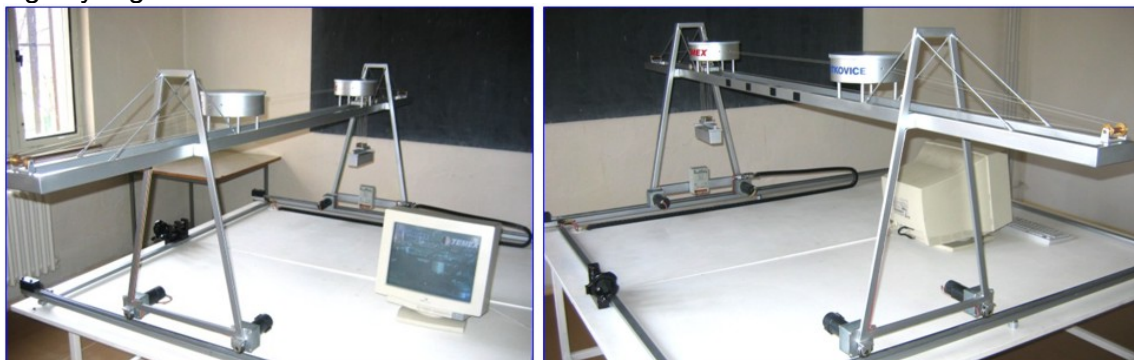
V konečném důsledku je tak možno navrhovat méně hmotné ocelové konstrukce jeřábů, snížit instalované výkony pojezdových pohonů a tak omezit energetické a provozní náklady na tato zařízení. Nezanedbatelné jsou i snížené náklady na údržbu a rektifikaci jeřábových drah a jejich uložení, včetně možnosti realizace vyšších úchylek těchto drah a to nejen ve vodorovném, ale i svislém směru. Zařízení je blíže objasněno v patentové listině 286192 „Algoritmus pro plynulé řízení pojezdu vozidel, zejména kolejových, uložených na nejméně čtyřech podporách“ a patentovém spisu „Zařízení pro omezení příčinnosti vozidel, zejména kolejových“ pod číslem 291108.

3. Modelové zařízení

Příčinnosti jeřábů mostového typu a s tím spojená degradace je doprovázejícím jevem pracovních režimů vyplývajících z geometrie a principů jejich činnosti. Náhodný proces příčinnosti jeřábů je úzce svázan s deformací nosné ocelové konstrukce v horizontální rovině na jeřábové dráze. Z tvaru a typu konstrukce jeřábu je možno analyzovat několik deformačních tvarů (např. viz obr.4), které vedou k souměrným nebo nesouměrným deformacím rámu, resp. ke kombinacím těchto tvarů deformací na jednotlivých prvcích rámu. Precizní analýza příčinnosti je mimo jiné spojená s on-line monitoringem horizontální roviny jeřábu.

Měření poměrných deformací na modelu portálového jeřábu (viz obr.5 a obr.6) je založeno na principu tenzometrie. Tenzometrické snímače jsou aplikovány na uzavřenou rámovou konstrukci jeřábu a jsou zapojeny do Wheatsonova můstku. Vliv teplotní deformace je možno odstranit dodatečnou instalací kompenzačních snímačů.

Jednotlivé tenzometrické snímače dle svého umístění na rámové konstrukci jeřábu, a dle působící deformace, vyvozují elektrické signály dané polarity, které definují deformační tvar konstrukce jeřábu od příčinnosti. Elektrické signály dané polarity získané tenzometrickými snímači od působících vodorovných nesymetrických zatížení vyvozených deformací konstrukčních prvků rámové konstrukce jeřábu jsou zesíleny zesilovačem, který předává tyto signály regulátoru.



Obr.5. Model portálového jeřábu

Prostřednictvím regulátoru jsou pak korigovány otáčky pojezdových motorů levé nebo pravé větve jeřábové dráhy, pomocí frekvenčních měničů, důsledkem čehož dochází k vyrovnávání rozdílů hodnot elektrických signálů získaných měření, čímž se snižují poměrné deformace konstrukce, což v konečném důsledku vede k omezení horizontálních příčinných sil a degradace vodící struktury jeřábu.

Zařízení omezující vliv příčinnosti instalované na modelu portálového jeřábu (viz obr.5) využívá regulace tzn. změny otáček pojezdových motorů frekvenčním měničem pouze na jedné straně jeřábové dráhy. Tenzometrické snímače přetvoření jsou instalovány na příčném prutu pevné podpěry. V okamžiku „předjetí“ více zatížené strany pojezdu jeřábu vůči straně druhé, tj. méně zatížené, dochází k deformaci rámové konstrukce jeřábu, která vyvolává přídavné nežádoucí zatížení v prutu pevné podpěry. Deformace prutu pevné podpěry modelu portálového jeřábu závisí na tom, která strana pojezdu předjíždí stranu protilehlou, viz obr.4. Teoreticky mohou nastat dva případy deformačních stavů prutu pevné podpěry, jak je patrné z obr.4 a obr.6.

Na obr.7 jsou znázorněny příklady souměrné deformace prutu pevné podpěry jeřábu. Levá část obr.7 popisuje stav, kdy dochází k předjetí pravé strany pojezdu (viz obr.4). V prutu pevné podpěry v místě instalovaných tenzometrických snímačů T_1 a T_3 nastává

tahové napětí, které je možno označit indexem „+“, v místě instalovaných tenzometrických snímačů T_2 a T_4 nastává v prutu pevné podpěry tlakové napětí, které označíme indexem „-“.



Obr.6. Model portálového jeřábu

Pravá část obr.7 pak popisuje stav, kdy dochází k předjetí levé strany pojezdu jeřábu (viz obr.4). Napětí u jednotlivých tenzometrů nabývají opačných hodnot ve srovnání s předchozím zatěžujícím stavem.

Při deformování rámu se prut pevné podpěry deformuje souměrně a dochází ke střídání znamének napětí u jednotlivých snímačů. Jednotlivé tenzometrické snímače přetvoření T_1 až T_4 jsou zapojeny v přesně daném sledu do Wheatsonova můstku (viz obr.7), tento je nastaven na součet absolutních hodnot přetvoření od deformace prutu pevné podpěry jeřábu. Deformace prutu pevné podpěry jeřábu vyvolává deformace tenzometrických snímačů přetvoření, tedy změnu elektrických veličin. Pro poměr elektrických napětí je možno využít vztahu (1):

$$\frac{U_m}{U_N} = \frac{1}{4} \cdot \left(\frac{\Delta R_1}{R_1} - \frac{\Delta R_2}{R_2} + \frac{\Delta R_3}{R_3} - \frac{\Delta R_4}{R_4} \right) \quad (1)$$

kde U_m – výstupní napětí, U_N – napájecí napětí, R – odpor tenzometru, ΔR – změna odporu tenzometru.

$$\text{Platí, že } \frac{\Delta R}{R} = k \cdot \varepsilon \quad (2)$$

kde k – deformační citlivost tenzometru, ε - poměrné prodloužení tenzometru.

Dosadíme-li vztah (2) do (1) získáváme:

$$\frac{U_m}{U_N} = \frac{k}{4} \cdot (\varepsilon_1 - \varepsilon_2 + \varepsilon_3 - \varepsilon_4) \quad (3)$$

Polarita výstupního napětí U_m [V] je závislá na polaritě napájecího napětí U_N [V] Wheatsonova můstku. Uvažujeme-li polaritu napájecího napětí U_N [V] můstku v souladu s obr.7, bude výstupní napětí U_m [V] nabývat hodnot:

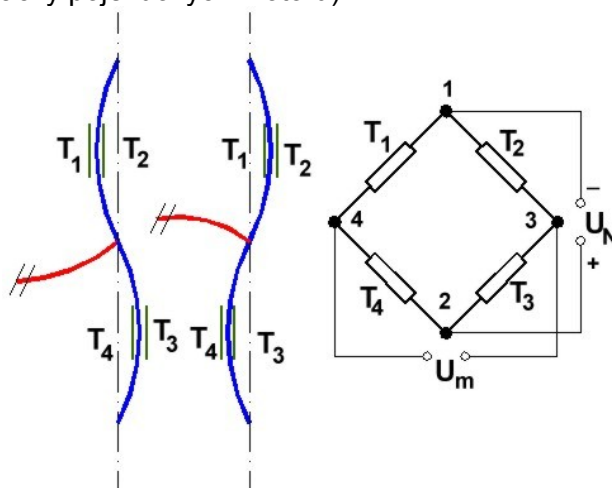
a) v bodě (4) „+“ a v bodě (3) „-“ pro $R_1 > R_4$ nebo $R_3 > R_2$,

b) v bodě (4) „-“ a v bodě (3) „+“ pro $R_1 < R_4$ nebo $R_3 < R_2$.

Dle polarity výstupního napětí U_m [V] je stanoven i index „+“ a „-“ pro nominální napětí v prutu pevné podpěry jeřábu, což vypovídá o stavu, zda na daném tenzometrickém snímači přetvoření je momentálně snímán tah nebo tlak. Polarita výstupního napětí U_m [V] je vstupní hodnotou k regulaci změny otáček pojezdových motorů na levé nebo pravé větvi jeřábové dráhy, pomocí frekvenčních měničů.

U výše popisovaného modelu portálového jeřábu, jsou regulovány pouze otáčky pojezdových motorů na protilehlé straně pojezdu vůči pojezdu na kterém jsou instalovány tenzometrické snímače přetvoření na prutu pevné podpěry. Je možno vyjádřit, že pokud pravá strana pojezdu (osazená tenzometry) portálového jeřábu předbíhá stranu levou, je nutno prostřednictvím regulátoru předat informaci frekvenčnímu měniči, aby urychlil levou stranu pojezdu (zvýšil otáčky pojezdových motorů) a tím docílil odstranění tahové a tlakové deformace na prutu pevné podpěry jeřábu, důsledkem čehož je jeřáb veden bez přičení jeřábovou dráhou, tvořenou jeřábovými kolejnicemi. Zcela opačný stav nastává v okamžiku,

kdy se pravá strana pojezdu portálového jeřábu zpožďuje na levou stranou pojezdu, pak je nutno prostřednictvím regulátoru předat informaci frekvenčnímu měniči, aby zpomalil levou stranu pojezdu (snížil otáčky pojezdových motorů).



Obr.7. Souměrné deformační stavy prutu pevné podpěry

Na obr.7,a je znázorněn ve spodní části grafu průběh zatížení motorů levé a pravé strany pojezdu portálového jeřábu bez regulace otáček pojezdových motorů. Žlutá křivka znázorňuje proudové zatížení motorů na straně pojezdu („master“), kde jsou instalovány snímače na prutu pevné podpěry jeřábu a červená křivka proudové zatížení motorů na protilehlé straně pojezdu („slave“). Z obrázku vyplývá, že proudové zatížení pojezdových motorů obou stran pojezdů je shodné, dochází však k předjetí levé strany pojezdu vůči straně pravé, což v konečném důsledku vede k přičení jeřábu.

Přičení jeřábu je možno vysledovat z průběhu křivky v horní části obr.7,a. Vliv deformace prutu pevné podpěry jeřábu, na kterém jsou instalovány tenzometrické snímače přetvoření, je vyhodnocen a graficky znázorněn. Z velikosti působící deformace je vyčíslena hodnota síly od přičení při pojezdu jeřábu po pevně vedené jeřábové dráze, již tvoří jeřábové kolejnice.

Na obr.7,b je znázorněn ve spodní části grafu průběh zatížení motorů levé a pravé strany pojezdu portálového jeřábu při instalované regulaci otáček pojezdových motorů. Z obrázku vyplývá, že proudové zatížení pojezdových motorů obou stran pojezdů není shodné, dochází tedy k urychlování nebo zpožďování příslušné strany pojezdu (zvýšení nebo snížení otáček pojezdových motorů na straně „slave“).

Přičení jeřábu je omezeno, což možno vysledovat z průběhu křivky v horní části obr.7,b. Vliv deformace prutu pevné podpěry jeřábu, na kterém jsou instalovány tenzometrické snímače přetvoření, je vyhodnocen a daný elektrický signál přenesen do regulátoru, který řídí otáčky pojezdových elektromotorů na požadované straně jeřábové dráhy prostřednictvím frekvenčního měniče.



Obr.7. Měřící program určený ke snímání hodnot proudů elektromotorů a přičení jeřábu na jeřábových kolejnicích, a) stav bez regulace b) stav s regulací

4. Závěr

Společnosti skupiny VÍTKOVICE (Heavy Machinery a.s. a Vítkovice Mechanika s.r.o) ve spolupráci s ÚAM Brno a firmou TEMEX s.r.o a ELEKTROPOHONY s.r.o vyvinuly nový systém, snižující u oddělených pojezdových pohonů jeřábů vybavených frekvenčními měniči účinky od přičení a excentrického brždění na minimum. V současné době vývoj a aplikační činnost tohoto systému rozvíjí mimo výše uvedených i Institut dopravy, Ústav výzkumu a zkušebnictví a katedra Obecné elektrotechniky při VŠB-TU v Ostravě.

Zařízení na omezení přičení bylo úspěšně odzkoušeno a ověřeno devítiletým provozem ve VÍTKOVICÍCH a.s. kovárna Kunčice na dvou kovacíh jeřábech nosnosti 330 t o rozpětí 30 m a hmotností 650 t, které obsluhují 12 t lis. Dále bylo toto zařízení instalováno v roce 2001 na svitkovém teleskopickém jeřábu v drátovně ŽBD Bohumín, a.s. V roce 2002 bylo nainstalováno při rekonstrukci pohonu pojezdu na mostový jeřáb 12,5 t v mostárně VÍTKOVICE a.s.

Výsledky získané z aplikací výše popisovaného zařízení jsou velmi uspokojivé a umožňují nám jeho propagaci. Blížší informace, jakož i výsledky experimentálních měření na průmyslových jeřábech osazených tímto zařízením, je možno získat na základě kontaktu autora příspěvku.

5. Seznam literatury

- [1] www.elprodrive.cz, internetové stránky firmy Elpro Drive, s.r.o., ul. Míru 3, 739 61 Třinec.
- [2] www.hbm.cz, internetové stránky firmy Ing. Ivan Wasgestian HBP, Podskalská 7, 128 00 Praha 2.
- [3] ČSN P ENV 1991-5: Zásady navrhování a zatížení konstrukcí - Část 5: Zatížení od jeřábů a strojního vybavení. 1998.
- [4] ČSN 73 0035: Zatížení stavebních konstrukcí. 1988.
- [5] ČSN 27 0103: Navrhování ocelových konstrukcí jeřábů. Výpočet podle mezních stavů. 1991.
- [6] ČSN ISO 8686-1: Jeřáby. Zásady výpočtu zatížení a kombinací zatížení. Část 1: Všeobecně. 1993

Abstract:

The article abstractedly describe at the present time exploited principles stripping go against crane, based on method optical, ultrasonic and tensometric.

In third chaps is defined by arrangement, restrictive influence go against install on model of the portal crane, where they are location the tensometrics sensor on his enclosure frame construction.

EXPERIMENTÁLNÍ URČENÍ TUHOSTI ZDVIHOVÉHO LANA A JEJÍ OVĚŘENÍ TAHOVOU ZKOUŠKOU DLE ČSN 420305

Leopold HRABOVSKÝ*

Klíčová slova: tuhost lana, zdvihový mechanismus, mostový jeřáb, fáze zdvihu.

Abstrakt:

Článek popisuje návrh modelového zařízení využívaného k experimentálnímu stanovení tuhosti lana při zvedání břemene prostřednictvím lanového navijáku.

V příspěvku je dle teoretických úvah o časovém průběhu zdvihu břemene (lanovým kladkostrojem, instalovaném na jednonosníkovém mostovém jeřábu) experimentálně určena tuhost zdvihového lana a ta je srovnávána s tuhostí lana, které bylo podrobeno tahové zkoušce na trhačím stroji.

1. Úvod

Příspěvek navazuje na článek uveřejněný v čísle 2/2006 elektronického časopisu „Zdvihací zařízení v teorii a praxi“ pod názvem „*Určení tuhosti lana z úvahy o časovém průběhu zdvihu břemene mostovým jeřábem*“ (viz www.id.vsb.cz/zdvihacizarizeni).

V laboratoři Ústavu výzkumu a zkušebnictví, Institutu dopravy, VŠB – Technické univerzity v Ostravě je instalován jednonosníkový mostový jeřáb délky $L = 5,6$ m, tvořený válcovaným nosníkem HEB120. Ve středu délky nosníku je na jeho spodní pásnici uchycen lanový naviják typu 360 firmy Güde (viz www.unicore.cz). Prostřednictvím lanového navijáku je manipulováno ve svislém směru s břemenem maximální hmotnosti $m_b = 225$ kg (násobky 25 kg), jež tvoří trakční závaží.

Využitím indukčního snímače pro měření dráhy (posunu a polohy), obchodního názvu WA-T o měřícím rozsahu 0 až 20 mm, zakoupeného u firmy Ing. Ivan Wasgestian HBP, která je výhradním zastoupením firmy Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH se sídlem v Německu, je zaznamenáván průhyb y [m] nosníku mostu v závislosti na hmotnosti m_b [kg] zvedaného břemene.

Z měřených hodnot průhybu y [m] nosníku mostu a úhlu natočení φ [rad] lanového bubnu při zvedání břemene známé hmotnosti m_b [kg], je dle vztahu (43) [2] experimentálně stanovena tuhost zdvihového lana k_L [$\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$]. Experimentálně určena tuhost zdvihového lana je srovnávána s tuhostí lana, která je vyčíslena dle vztahu (1), jež bylo podrobeno tahové zkoušce na trhačím stroji.

2. Určení tuhosti zdvihového lana materiálovou zkouškou na trhačím stroji

Pro účely experimentu bylo využito šestipramenné, protisměrně vinuté, ocelové lano třídy 6X19-WCS, jmenovitého průměru $d = 5$ mm, stupně lana 1770, dle ČSN EN 12385-4.

Za účelem srovnání získané hodnoty tuhosti lana k_L [$\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$] experimentální zkouškou (viz kapitola 5), se skutečnou hodnotou tuhosti lana k_L [$\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$], byl zkušební vzorek lana délky $L = 0,6$ m podroben tahové zkoušce na trhačím stroji (dle ČSN 420305), viz obr.1.

Fyzikální závislost, mezi tahovou silou F [N] (působící v laně) a prodloužením ΔL [m] vzorku lana, byla experimentálně určena ve spolupráci s katedrou 347: Katedra částí a mechanismů strojů, Fakulty strojní, VŠB-TU v Ostravě.

Dle Hookova zákona platí, že:

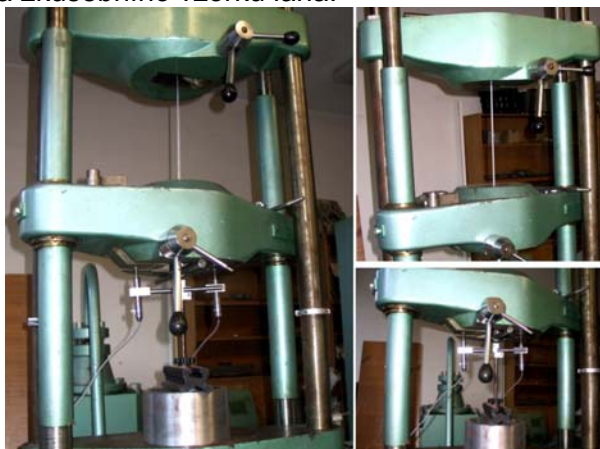
$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} \Rightarrow E = \frac{\sigma}{\varepsilon} \text{ [Pa]}, \text{ kde } \sigma = \frac{F}{S} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2} \text{ [Pa]} \quad (1)$$

Dle [1, str.27 - 28] je možno určit tuhost lana k_L [$\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$], viz vztah (2):

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

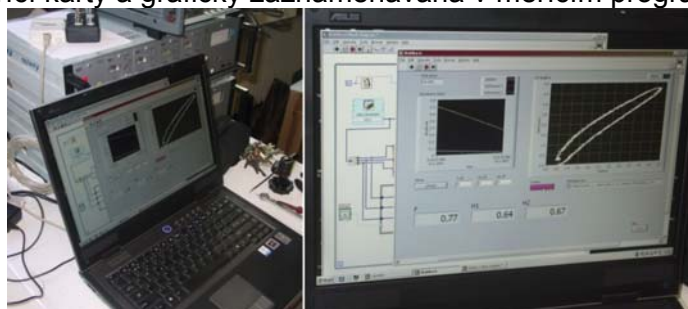
$$k_L = \frac{1}{\delta} = \frac{S \cdot E}{L} \text{ [N} \cdot \text{m}^{-1}] \quad (2)$$

kde δ [m. N⁻¹] – součinitel poddajnosti,
 S [m²] – průřez lana,
 E [Pa] – modul pružnosti lana,
 L [m] – délka zkušební vzorku lana.



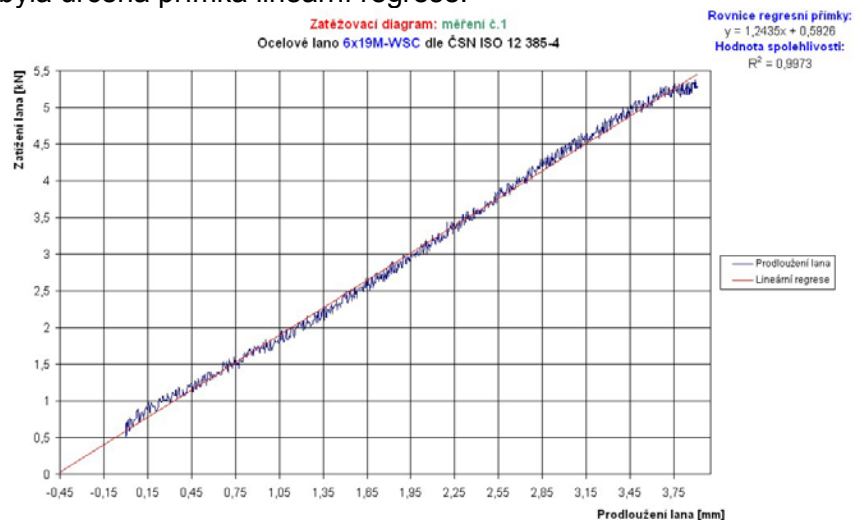
Obr.1. Tahová zkouška lana dle ČSN 420305 na trhacím stroji

Měřená hodnota prodloužení ΔL [m] (pomocí indukčního snímače dráhy) zkušební vzorku lana v závislosti na velikosti působící tahové síly F [N] byla zaznamenávána prostřednictvím měřicí karty a graficky zaznamenávána v měřícím programu, viz obr.2.



Obr.2. Grafický průběh tahové zkoušky drátěného lana 6x19M-WCS

Získané hodnoty prodloužení ΔL [m] zkušební vzorku lana v závislosti na velikosti působící tahové síly F [N] byly vyneseny v grafu (viz obr.3). Z grafického průběhu závislosti obou veličin, byla určena přímka lineární regrese.



Obr.3. Závislost poměrného prodloužení drátěného lana 6x19M-WCS na tahové síle

Pro zkušební vzorek drátěného lana (délky $L_0 = 0,6$ m) je možno z grafu (obr.3) odečíst pro velikost tahové síly v laně $F = 2,31$ kN, hodnotu prodloužení vzorku lana (průměru $d = 5$ mm) $\Delta L = 1,86$ mm.

Poměrné prodloužení lana ε [-] vyčíslíme dle vztahu (3):

$$\varepsilon = \frac{L - L_0}{L_0} = \frac{(L_0 + \Delta L) - L_0}{L_0} = \frac{(0,6 + 1,86 \cdot 10^{-3}) - 0,6}{0,6} = \frac{1,86 \cdot 10^{-3}}{0,6} = 3,1 \cdot 10^{-3} \quad (3)$$

Dle vztahu (1) vyčíslíme hodnotu modulu pružnosti v tahu E [Pa] zkoušeného vzorku lana, viz (4).

$$E = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2 \cdot \varepsilon} = \frac{4 \cdot 2,31 \cdot 10^3}{\pi \cdot (5 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 3,1 \cdot 10^{-3}} = 3,8 \cdot 10^{10} \text{ Pa} \quad (4)$$

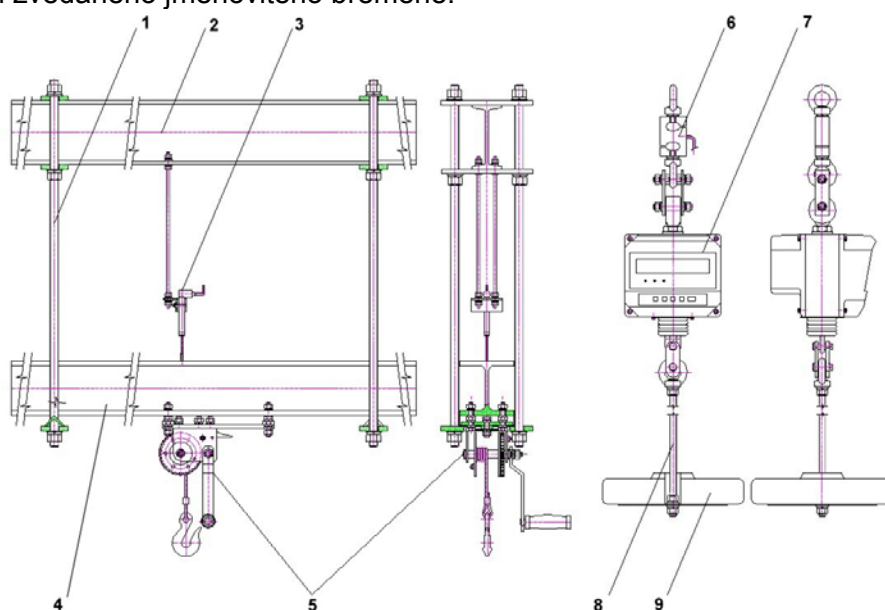
Při známé hodnotě délky zkušební vzorku lana $L_0 = 0,6$ m je možno dle vztahu (2) určit tuhost lana k_L [$\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$], viz vztah (5).

$$k_L = \frac{S \cdot E}{L_0} = \frac{1,96 \cdot 10^{-5} \cdot 3,8 \cdot 10^{10}}{0,6} = 1,2 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} \quad (5)$$

3. Popis měřicího stanoviště

Měřicí stanoviště (obr.4) sestává ze dvou závěsů **1**, které podepírají nosník jeřábového mostu **4**, který je tvořen profilem HEB120 celkové délky 6 m.

Ve střední vzdálenosti mezi závěsy **1** nosníku **2** (válcovaný profil I140) je na závitové tyči M10 uchycen indukční snímač dráhy **3**, který zaznamenává průhyb mostu **4** v závislosti na hmotnosti zvedaného jmenovitého břemene.



Obr.4. Návrh měřicího stanoviště pro určení tuhosti zdvihového lana

Ve středu spodní pásnice nosníku **4** HEB120 je umístěn lanový naviják Güde 360 **5**, na jehož zdvihové lano (průměru 5 mm) je zavěšen (přes tenzometrický snímač tahové síly **6** a elektronickou závěsnou váhu **7**) závěs **8** pro umístění jmenovitého břemene **9**.

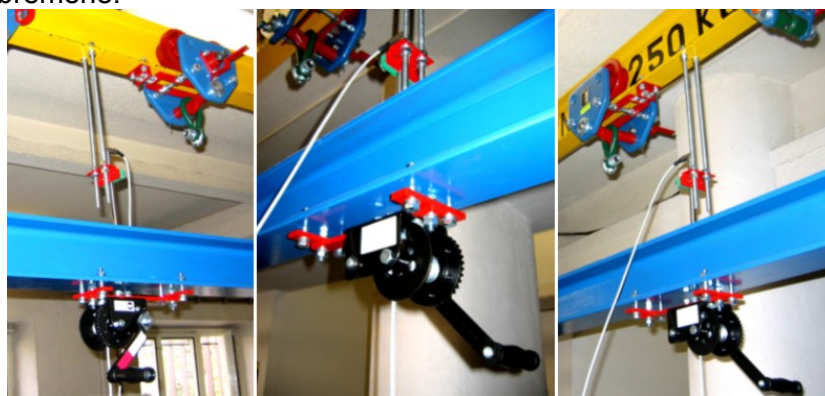
Realizace měřicího stanoviště je uvedena na obr.5.

4. Experimentální určení tuhosti zdvihového lana

Dle teoretické úvahy a matematického vyjádření II.fáze zdvihu břemene prostřednictvím zdvihového lana navíjeného na lanový buben, byla v příspěvku [2], vztah (43) odvozena tuhost zdvihacího lana k_L [$\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$], viz vztah (6):

$$F_{1L} = k_L \cdot y_{1L} = \frac{m_b \cdot g}{n} = k_L \cdot \left(\frac{R_b \cdot \varphi_1}{n} - y_{st} \right) \Rightarrow k_L = \frac{\frac{m_b \cdot g}{n}}{\frac{R_b \cdot \varphi_1}{n} - y_{st}} = \frac{m_b \cdot g}{R_b \cdot \varphi_1 - n \cdot y_{st}} \text{ [N} \cdot \text{m}^{-1}] \quad (6)$$

kde R_b [m] – poloměr lanového bubnu,
 φ_1 [rad] – úhel potočení lanového bubnu v okamžiku ukončení II.fáze zdvihu
břemene,
 n [-] – počet nosných průřezů zdvihového lana,
 y_{st} [m] – statický průhyb nosníku od jmenovitého břemene, v okamžiku ukončení
II.fáze zdvihu břemene.



Obr.5. Lanový naviják Güde 360 uchycený na nosníku mostu HEB120

Měřicí stanoviště znázorněné na obr.4 a obr.5, bylo využito k experimentálnímu vyjádření tuhosti k_L [N.m⁻¹] zdvihového lana, která byla následně konfrontována s tuhostí lana určenou materiálovou zkouškou na trhacím stroji (blíže viz kap.2).

Buben lanového navijáku (viz obr.5) je opatřen na svém okraji ozubeným kolem s 35 vnějšími zuby, rovnoměrně rozloženými po obvodu kola, do kterých zapadá zpětná zubová západka, která brání samovolnému odvinutí lana z bubnu, při přerušení síly na klice. Vlivem působení síly na kliku, dochází k pootočení lanového bubnu o úhel φ [rad]. Při posunu západky o „n“ zubů po obvodu ozubeného kola, je možno stanovit úhel φ [rad] pootočení lanového bubnu a délku L_B [m] navinutého lana na buben, dle vztahu (7):

$$\varphi = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{35} \text{ [rad]}, L_B = (R_B + z \cdot d) \cdot \varphi \text{ [m]} \quad (7)$$

kde z [-] – počet závitů lana navinutých na lanovém bubnu,
 d [m] – průměr lana

Měřicí metoda experimentálního vyjádření tuhosti k_L [N.m⁻¹] zdvihového lana je založena na stanovení počátečního $y_{poč}$ [m] a konečného y_{kon} [m] průhybu nosníku mostu, při jim odpovídajícím hodnotám působící síly v laně F_L [N], která závisí na nárůstu velikosti břemene v průběhu II.fáze zdvihu břemene.

Nárůst velikosti síly v laně (odpovídající počátečnímu průhybu $y_{poč}$ [m] nosníku mostu $F_{L(poč)}$ [N] a konečnému y_{kon} [m] průhybu nosníku mostu $F_{L(kon)}$ [N]), závisí na délce navinutého lana L_B [m] na lanový buben, tj. pootočení lanového bubnu (poloměru R_b [m]) o známou hodnotu φ [rad]. Síla v laně $F_{L(kon)}$ však nemůže dosáhnout hodnoty $F_{L(kon)} = m_b \cdot g$ [N], neboť by v tomto okamžiku nastalo odpoutání břemene hmotnosti m_b [kg] od úrovně podlahy.

Na hák konečného zdvihového lana je zavěšen závěs **8** přes tenzometrický snímač tahové síly **6** a elektronickou závěsnou váhu **7** (viz obr.4), hmotnost celé této soustavy nabývá hodnoty $m_z = 13,3$ kg, tj. $G_z = m_z \cdot g = 13,3 \cdot 9,81 = 130,5$ N.

Z důvodu maximálního omezení délky navinutého zdvihového lana na lanový buben od nepředepjatého lana, tj. prověšené délky lana, je počáteční síla v laně $F_{L(poč)}$ [N] pro experimentální měření tuhosti lana stanovena jako hodnota, která nabývá vyšší hodnoty, než je tíha závěsu G_z [N]. Prakticky je počáteční síla v laně $F_{L(poč)}$ [N] určena tak, že na závěs **8** je umístěno jmenovité břemeno hmotnosti m_b [kg] a prostřednictvím kliky lanového navijáku je lano předepnuto na hodnotu $F_{L(poč)}$ [N], viz vztah (8), která je dána součtem tíhy závěsu G_z [N] a velikosti síly F [N] odečítané na tenzometrickém snímači tahové síly **6** a kontrolované na elektronické závěsné váze **7**.

$$F_{L(poč)} = G_z + F \text{ [N]} \quad (8)$$

Při známé hodnotě počáteční síly v laně $F_{L(poč)}$ [N] je odečtena hodnota počátečního průhybu $y_{poč}$ [m] nosníku mostu. Následně je prostřednictvím kliky pootočeno ozubeným

kolem, které je pevně spojeno s bubnem lanového navijáku o „n“ zubů, čímž dochází k navíjení lana na lanový buben a nárůstu síly v laně na hodnotu $F_{L(kon)}$ [N], která splňuje předpokládanou podmínku (9), tzn. že konečná síla v laně $F_{L(kon)}$ [N] musí nabývat hodnoty nižší než je tíha břemene G_b [N].

$$F_{L(kon)} \leq G_b = m_b \cdot g \text{ [N]} \quad (9)$$

Pro konečnou hodnotu síly v laně $F_{L(kon)}$ [N] je odečtena hodnota průhybu mostu y_{kon} [m].

Experimentálně získané hodnoty (počáteční a konečná síla v laně, počáteční a konečný průhyb nosníku mostu, počet zubů „n“ pootočení ozubeného kola) jsou zaznamenávány v tabulce (viz tabulka 1, kap.5) a z těchto hodnot je vyčíslena dle vztahu (10) hodnota tuhosti zdvihového lana v průběhu II.fáze zdvihu břemene.

$$k_L = \frac{F_{L(kon)} - F_{L(poč)}}{(R_b + z \cdot d) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{35} - n_L \cdot (y_{kon} - y_{poč})} \text{ [N.m}^{-1}] \quad (10)$$

5. Praktická měření a vyhodnocení naměřených hodnot

Experimentálně získané hodnoty průhybů y [m] nosníku mostu jeřábu (výše specifikovaným postupem a metodou), odečítané z měřicího programu, viz obr.6, pro působící zatížení v laně, jež závisí na velikosti zvedaného břemene jmenovité hmotnosti m_b [kg] v průběhu II.fáze zdvihu, jsou uvedeny v tabulce 1.

Tabulka 1. Experimentálně získané hodnoty průhybu nosníku a síly v laně

Č.m.	m_b [kg]	$F_{L(poč)}$ [N]	$y_{poč}$ [m]	$F_{L(kon)}$ [N]	y_{kon} [m]	n	φ [rad]	φ [deg]	z	k_L [N.m ⁻¹]
1	200	789,435	15,1	$1,461 \cdot 10^3$	13,2	2	0,359	20,571	1	$3,09 \cdot 10^5$
2		769,822	15,1	$1,966 \cdot 10^3$	12,8	2	0,359	20,571	1	$4,39 \cdot 10^5$
3		627,626	15,4	$1,755 \cdot 10^3$	12,8	2	0,359	20,571	1	$4,65 \cdot 10^5$
4	175	686,465	15,3	$1,549 \cdot 10^3$	13,6	1	0,180	10,286	1	$1,06 \cdot 10^6$
5		254,973	16,1	$1,706 \cdot 10^3$	13,3	2	0,359	20,571	1	$6,52 \cdot 10^5$
6		671,756	15,4	$1,554 \cdot 10^3$	13,5	1	0,180	10,286	1	$3,96 \cdot 10^5$
7	150	475,623	16,2	$1,446 \cdot 10^3$	14,9	1	0,180	10,286	1	$4,60 \cdot 10^5$
8		362,846	16,1	$1,339 \cdot 10^3$	14,8	1	0,180	10,286	1	$4,62 \cdot 10^5$
9		406,976	16,1	$1,393 \cdot 10^3$	14,7	1	0,180	10,286	1	$4,90 \cdot 10^5$
10	100	264,780	16,1	$1,015 \cdot 10^3$	14,7	1	0,180	10,286	1	$3,73 \cdot 10^5$
11		225,553	16,2	$1,025 \cdot 10^3$	14,7	1	0,180	10,286	1	$4,18 \cdot 10^5$
12		264,780	16,1	$1,035 \cdot 10^3$	14,6	1	0,180	10,286	1	$4,23 \cdot 10^5$
13	75	196,133	16,1	706,079	15,0	1	0,180	10,286	1	$2,21 \cdot 10^5$
14		201,843	16,1	661,949	14,8	1	0,180	10,286	1	$2,14 \cdot 10^5$
15		199,230	16,2	671,756	14,9	1	0,180	10,286	1	$2,28 \cdot 10^5$

Současně je nutno dodat, že využívaný lanový naviják o průměru bubnu $D_b = 18$ mm není k experimentu vhodně volen. Dle normy ČSN ISO 4308-1 (říjen 2004) „Jeřáby a zdvihací zařízení – výběr ocelových lan – Část 1: Všeobecně“, je v kapitole 7 definováno, že minimální průměr roztečné kružnice bubnu má být volen, dle vztahu (11):

$$D_1 \geq h_1 \cdot t \cdot d \text{ [mm]} \quad (11)$$

kde h_1 [-] – součinitel výběru pro buben (poměr průměru roztečné kružnice bubnu k vypočítanému průměru lana), dle tab.2 [3], je na základě klasifikace mechanismu M1 až M8 volen součinitel h_1 v rozmezí 11,2 až 25,

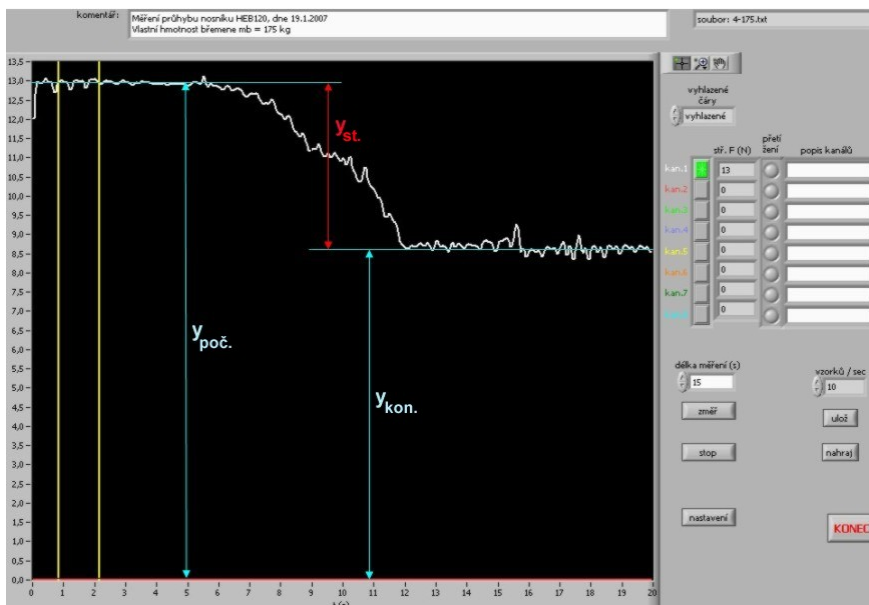
t [-] – součinitel typu lana podle tabulky 3 viz. [3],

d [mm] – minimální průměr lana.

Teoreticky odvozený vztah (10) pro určení tuhosti lana experimentální metodou v průběhu II.fáze zdvihu břemene umožňuje stanovit hodnotu tuhosti zdvihového lana s požadovanou přesností pouze v případě, kdy je možno přesně stanovit navinutou délku zdvihového lana na lanový buben.

5. Závěr

Příslušné hodnoty průhybů y [m] nosníku mostu jeřábu, odpovídající velikosti zvedaného jmenovitého břemene, resp. síle v laně, byly dosazovány do vztahu (10), dle kterého byla určena tuhost zdvihacího lana.



Obr.6. Měřené hodnoty průhybu nosníku v závislosti na hmotnosti zvedaného břemene v průběhu II.fáze zdvihu

Srovnáváme-li experimentálně stanovenou tuhost zdvihacího lana s tuhostí lana určenou tahovou zkouškou na trhacím stroji, dospějeme k závěru, že tuhost zdvihacího lana vyčíslena z experimentálně získaných hodnot dosahuje hodnot nižších.

Tuto skutečnost je možno vysvětlit tím, že není možno přesně odečítat hodnotu navinuté délky lana L_B [m] na lanový buben. Lanový buben je, vzhledem k průměru voleného lana, malého průměru (blíže viz vztah (11), čímž dochází k nedostatečnému přilnutí navíjeného lana na povrch bubnu a tím k navýšení odečítané hodnoty úhlu potočení lanového bubnu.

Vlivem pootočení kliky o jeden zub pastorku, dochází k potočení bubnu o úhel φ cca 10,29 deg (0,18 rad), což odpovídá navinutí zdvihového lana na lanový buben o délku $\Delta L = R_b \cdot \varphi = 9 \cdot 10^{-3} \cdot 0,18 = 1,62$ mm, při průměru bubnu lanového navijáku $D_b = 18$ mm a první navíjené vrstvě lana na buben.

Současně je nutno dodat, že využívaný lanový naviják o průměru bubnu $D_b = 18$ mm není k experimentu vhodně volen. Dle normy [4] je v kapitole 7 definováno, že minimální průměr roztečné kružnice bubnu má být volen, dle vztahu (11):

$$D_1 \geq h_1 \cdot t \cdot d \text{ [mm]} \quad (11)$$

kde h_1 [-] – součinitel výběru pro buben (poměr průměru roztečné kružnice bubnu k vypočítanému průměru lana), dle tab.2 [3], je na základě klasifikace mechanismu M1 až M8 volen součinitel h_1 v rozmezí 11,2 až 25, t [-] – součinitel typu lana podle tabulky 3 viz. [3], d [mm] – minimální průměr lana.

Teoreticky odvozený vztah (28) pro určení tuhosti lana experimentální metodou v průběhu II.fáze zdvihu břemene umožňuje stanovit hodnotu tuhosti zdvihového lana s požadovanou přesností pouze v případě, kdy je možno přesně stanovit navinutou délku zdvihového lana na lanový buben.

6. Seznam literatury

- [1] Hájek, E., Reif, P., Valenta, F.: Pružnost a pevnost I. SNTL/ALFA 1988.
- [2] Hrabovský, L.: Určení tuhosti zdvihového lana z úvahy o časovém průběhu zdvihu břemene mostovým jeřábem. Elektronický odborný časopis o konstrukci a provozu

zdvihacích, manipulačních a transportních zařízení a dopravních prostředků „Zdvihací zařízení v teorii a praxi“. Číslo 2/2006, prosinec 2006. ISSN 1802-2812, str.28-34.

[3] ČSN ISO 4308-1 „Jeřáby a zdvihací zařízení – výběr ocelových lan – Část 1: Všeobecně. Říjen 2004.

Abstract:

The article theoretically specification of the singles period stroke lifting weight, show in procedure of the theoretic calculation rigidity bearing of supporting ropes and draft proposal of the develop a model arrangement exploiting to experimental determination of rigidity by ropes at uplift empty weight by means of wire-rope pulley

As according to of theoretic thinking about time behaviour of stroke empty weight (wire-rope pulley, install on single beam roadway crane) experimentally determination rigidity of supporting ropes and those is comparison with stiffness ropes, that has been treat tension competitive examinations on ripper.

PROBLEMATIKA NOVELIZACE PRAVIDEL SILNIČNÍHO PROVOZU

Vladislav KŘIVDA*
Ladislav ŠÍMA†

Klíčová slova: silniční doprava, bezpečnost

Abstrakt:

Článek pojednává o vybraných statích zákona č. 361/2000 Sb., o provozu na pozemních komunikacích. Upozorňuje na některé pozitivní změny, ale také na stále problémové pasáže. Článek se opírá o zkušenosti a návrhy pracovníků a spolupracovníků Laboratoře silniční dopravy při Institutu dopravy, FS, VŠB-TU Ostrava.

1. Úvod

Od 1. 1. 2001 vstoupil v platnost zákon č. 361/2000 Sb., o provozu na pozemních komunikacích, který upravuje mimo jiné povinnosti chodců při chůzi po komunikaci a přecházení vozovky (§ 53 a 54 citovaného zákona) a povinnosti řidičů na přechodech a v jejich blízkosti (§ 5 odst.h). V souvislosti s uvedením zákona v platnost udělaly sdělovací prostředky velkou chybu, když nesprávně interpretovaly přednost chodců na přechodech jako přednost absolutní. To mělo také za následek zvýšení počtu nehod s chodci od roku 2001. Tento trend bohužel přetrvává dodnes. Nově platný zákon má vliv i na řadu nehod a také na tzv. „skoronehody“ na komunikacích, kdy sice nedojde ke střetu s chodcem, ale k prudkým nepředvídaným brzděním a tím dochází často ke srážkám vozidel (njetí zezadu).

V zákoně č. 361/2000 Sb. [4] byly ke dni 1. 7. 2006 provedeny změny zákonem č. 411/2005 Sb. o provozu na pozemních komunikacích [5]. Některé formulace v původním znění zákona č. 361/2000 Sb. nebyly příliš šťastné. Například chodec nesmí vstupovat na přechod pro chodce nebo na silnici, přijíždějí-li vozidla s právem přednosti v jízdě (myšleno pravděpodobně i s právem absolutní přednosti v jízdě), nebo že chodec musí dát přednost tramvaji. Problematická je tato situace ve chvíli, kdy se chodci podaří překonat tu část komunikace, po níž jezdí silniční vozidla. V tu chvíli se ocitá se na rozhraní silnice a drážního tělesa. Lepší případ nastává tehdy, když je mezi nimi ostrůvek, ten však bohužel v mnoha případech nemívá ani minimální rozměr a tak například chodec s kočárkem se ocitá v dosti nepříjemné situaci. Ze strany jedné jej ohrožuje silniční vozidlo a ze strany druhé tramvaj. Situace je to opravdu nezáviděníhodná a tak je chodec s kočárkem vlastně odsouzen na jedné straně spoléhat na vlastní odhad vzdálenosti od projíždějící tramvaje a na straně druhé na toleranci a obezřetnost řidičů vozidel jedoucích po silnici, respektive i řidičů tramvají.

Nepříliš jasné je naopak pro řidiče označení připravujícího se chodce k přecházení vozovky. Ve slovním spojení „chodec hodlá“ může být pro mnohé také dosti široká paleta činností odehrávajících se před přechodem pro chodce. Hodlá například skupinka debatujících nebo usilovně telefonujících jedinec u přechodu nebo nehodlá přecházet. V praxi často se vyskytující jev vypadá následovně. Pokud řidič zastaví, dostane od chodců pokyn „jed“. Pokud nezastaví, slyší za sebou spoustu nadávek. Pocity řidiče jsou jistě v tomto případě dosti rozporuplné.

O nic lépe na tom nejsou ani nevidomí. Teoreticky může totiž nastat situace, že slepecký proužek vedoucí přes silnici (měl by pokračovat přes kolejíště tramvaje?) najednou před kolejemi končí a slepec je ponechán napospas řidiči tramvaje. Ano i taková projektová dokumentace již spatřila světlo světa a dokonce byla opatřena i několika úředními razítky. I

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

† Ing. Ladislav Šíma, Dopravně inženýrská kancelář, Ostravské komunikace, a.s., Novoveská 25/1266, 709 00 Ostrava – Mariánské Hory, Česká republika, tel.: +420 595 621 336, fax: +420 595 621 103, e-mail: sima@okas.cz

toto byla jedna z možností výkladu tohoto zákona. Samozřejmě na světelně řízených křižovatkách postavených či zrekonstruovaných poslední dobou je situace s nevidomými vyřešena vodícími proužky a akustickými signály. Paradoxní situace pro plynulost silničního provozu za křižovatkou nastává také tehdy, když v blízkosti světelné křižovatky je umístěn „obyčejný“ přechod pro chodce. Takže ve chvíli, kdy se již nervóznímu motoristovi podařilo konečně po několika popojetích překonat křižovatku, je nucen zastavit a dát přednost chodci jdoucímu například na tramvajový ostrůvek. Plynulost provozu a potažmo i koordinace s následující křižovatkou samozřejmě bere za své.

Z podobného okruhu problematických situací bychom snad jen zmínili problémy vznikající na přejezdech pro cyklisty přes pozemní komunikaci. Ty ve většině případů bývají vyznačeny jako nedílná součást přechodů pro chodce. Pokud je takovýto přechod s cyklistickým přejezdem řízen světelnými signály, je vše téměř v pořádku. Jde tedy o řízení provozu dvoubarevnou soustavou. Červená – stůj, zelená – volno (jed', jdi). Chodec vstupuje do vozovky až na signál volno (totéž platí o vjezdu doposud stojícího cyklisty). Jisté nebezpečí pro chodce a cyklisty může nastat ve chvíli, kdy cyklista rozjíždí své kolo z nulové rychlosti a vlivem doposud malé setrvačnosti kol může vybočit ze svého směru o ohrozit tak vedle přecházející chodce. Vzhledem k nízkým rychlostem není nebezpečí případného nárazu extrémně vysoké, pokud se například nejedná o kolizi s malým dítětem či osobou invalidní nebo starou. Větší nebezpečnost bychom přikládali následující situaci. Chodec je již na přechodu a cyklista se snaží rychlejší jízdou stihnout svůj signál volno. Vjíždí na svůj přejezd, který přiléhá k přechodu pro pěší, zvýšenou rychlostí a ve chvíli předjíždění či míjení chodce zde existuje poměrně velký rozdíl rychlostí. V dosti značném počtu případů je navíc nucen cyklista před vjezdem na přejezd zatačet vlevo či vpravo poněvadž stezky pro cyklisty vedou souběžně s osou komunikace (taktéž chodníky).

Podstatně větší problém vzniká na přechodech pro pěší s přejezdy pro cyklisty, které nejsou řízeny. Vše je opět zapříčiněno ne úplně zřejmým výkladem zákona. Téměř jasně vyplývá, jakých práv požívá chodec na přechodu pro pěší (pozor jen na přednost a absolutní přednost). Ne zcela jednoznačně však lze pochopit, jaká práva a povinnosti se vztahují k přejezdům pro cyklisty. Původní paragraf 5 zákona č. 361/2000 Sb. [4] říká že: „řidič je dále povinen, s výjimkou řidiče tramvaje, umožnit chodci, který je na přechodu pro chodce nebo jej zřejmě hodlá použít pro nerušené a bezpečné přejití vozovky, proto se musí řidič takového vozidla přibližovat k přechodu pro chodce takovou rychlostí, aby mohl zastavit vozidlo před přechodem pro chodce, a pokud je to nutné, je povinen před přechodem pro chodce zastavit vozidlo“. Mnozí by se jistě mohli domnívat (a myslíme, že i domnívají), že zmíněných výhod na přechodech pro pěší lze obdobným způsobem využívat i na cyklistických přejezdech. Při představě cyklisty blížícího se rychlostí cca 25 km/h k cyklistickému přejezdu a vynucujícího si přednost k přejetí po tomto přejezdu na druhou stranu vozovky, se člověku pře očima odvíjí opravdu hrůzná představa. Samozřejmě je třeba také vidět automobil (autobus, nákladní automobil...) přijíždějící rychlostí 50 km/h, který se pohybuje, v poslední fázi obou pohybů, kolmo na směr jízdy cyklisty. Odhadnout a vyřešit v tomto případě možnost bezkolizního průjezdu obou účastníků této dopravní situace je úkolem důstojným pro velmi solidně vybavené počítačové pracoviště. Tato situace se ještě umocňuje, jedná-li se o cyklistický přejezd přes třeba čtyř pruhovou komunikaci. Nově a správně je v zákoně č. 411/2005 Sb. [5] v paragrafu 57 upřesněno, že: „před vjezdem na přejezd pro cyklisty se cyklista musí přesvědčit, zda-li může vozovku přejet, aniž by ohrozil sebe i ostatní účastníky provozu na pozemních komunikacích, cyklista smí přejíždět přes vozovku jen pokud s ohledem na vzdálenost a rychlost jízdy přijíždějících vozidel nedonutí jejich řidiče ke změně směru nebo rychlosti jízdy“. Toto rozlišení mezi chodcem a cyklistou bohužel 5 let chybělo v původním znění zákona. V paragrafu 58 jsou přímo vyjmenovány povinnosti cyklisty: „cyklista mladší 18 let je povinen za jízdy použít ochrannou přilbu schváleného typu podle zvláštního právního předpisu a mít ji nasazenou a řádně připevněnou na hlavě“. Původně bohužel chybělo upřesnění, že přilba musí být nasazena a upevněna na hlavě a tak často docházelo k paradoxním situacím, kdy občan tvrdil, že podle předpisů přilbu má, ale že stačí ji mít upevněnou třeba na zádech. Velmi vhodně je zde zařazena povinnost cyklisty, že: „za snížené viditelnosti mít za jízdy rozsvícen světlomet s bílým světlem svítícím dopředu a zadní svítilnu se světlem červené barvy nebo přerušovaným světlem červené barvy. Je-li vozovka dostatečně souvisle osvětlena, může

cyklista použít náhradou za světlomet svítlnu bílé barvy s přerušovaným světlem“. Z vlastních zkušeností lze konstatovat, že dva jedoucí cyklisté ve zcela temné části komunikace jsou schopni nejen toho, že jedou vedle sebe, nýbrž i toho, že ten při pravém okraji vozovky svítlnu s přerušovaným světlem červené barvy má, ale ten jedoucí v jízdním pruhu ne.

V paragrafu 17 odstavec 2 je nově formulováno předjíždění cyklistů a to takto: „řidič musí dát znamení o změně směru jízdy při předjíždění cyklisty“. Toto nařízení je jistě velice správné, protože řidič tímto znamením dá za sebou jedoucímu vozidlu jednoznačně najevo, že před ním se nachází nějaká překážka (tou může být například i cyklista). Řidič následujícího vozidla by tudíž neměl být překvapen, že se najednou cyklista objeví před ním, protože jej například přes před sebou jedoucí vozidlo nemohl spatřit. Tímto důvodem může být i fakt, že před ním jedoucí vozidlo jede blíže při pravém okraji vozovky než on sám.

Jednou z hlavních příčin nehod chodců se po vydání zákona č. 361/2000 Sb. stalo nedání přednosti chodci přecházejícímu vícepruhovou komunikaci (tj. více pruhů pro jeden směr jízdy). Ve většině případů je situace přímo modelová. Chodec zdárně překonává první jízdní pruh. Jedoucí vozidla v něm chodce vidí a snižují rychlost až zastavují. Při vstupu chodce do následujícího jízdního pruhu však díky špatnému vyhodnocení situace (ze strany řidiče) dochází ke kolizi přijíždějícího vozidla s chodcem (chodci). Vzniklých chyb může být několik. Řidič přes rozměrnější vozidlo chodce nemohl vidět. Přes něj také nemusel ani zaregistrovat značku IP6 po pravé straně vozovky (souběžná jízda stejnou rychlostí) v kombinaci s například v dané situaci ne příliš viditelným vodorovným dopravním značením V7 nebo prostě jen zhodnotil situaci ve vedlejším jízdním pruhu jako zpomalení vozidel z důvodu například poruchy některého vozidla či přičetl jejich nižší rychlost velké intenzitě provozu nebo pouze jen nevěnoval dostatečnou pozornost řízení vozidla. Do této situace nám vchází sebevědomý chodec s vírou, že on nyní požívá absolutní přednosti a neštěstí na sebe nenechá dlouho čekat. Samozřejmě může jít například také o dítě, které pochopitelně nemá (i díky své výšce a mentální zralosti) takový přehled nad vznikající situací. Zákon č. 411/2005 Sb. [5] upravuje zákon č. 361/2000 Sb. [4] takto: „řidič je kromě povinností uvedených v § 4 dále povinen, s výjimkou řidiče tramvaje, umožnit chodci, který je na přechodu pro chodce nebo jej zřejmě hodlá použít, nerušené a bezpečné přejití vozovky; proto se musí řidič takového vozidla přibližovat k přechodu pro chodce takovou rychlostí, aby mohl zastavit vozidlo před přechodem pro chodce, a pokud je to nutné, je povinen před přechodem pro chodce zastavit vozidlo“, odstavec „i“ řeší konečně povinnost souběžně jedoucích vozidel touto formulací: „řidič je kromě povinností uvedených v § 4 dále povinen snížit rychlost jízdy nebo zastavit vozidlo před přechodem pro chodce, sníží-li rychlost jízdy nebo zastaví-li vozidlo před přechodem pro chodce i řidiči ostatních vozidel jedoucích stejným směrem“. Otázkou zůstává, zda souběžně jedoucí řidič opravdu hodnotí dopravní situaci tak, že o přechodu pro chodce ví nebo ne (viz zmíněné důvody uvedené výše).

Stále se nám však také projevují problémy chodců s vozidly odbočujícími. Paragraf 5 zákona č. 361/2000 Sb. [4] říká: „řidič nesmí ohrozit chodce přecházející komunikaci, na kterou řidič odbočuje, při odbočování na místo ležící mimo pozemní komunikaci, při vjíždění na pozemní komunikaci a při otáčení nebo couvání“. Stále velká většina řidičů si neuvědomuje, že k této situaci dochází i na světelně řízených křižovatkách. Při zelené řidičů k odbočení, mají současně zelenou i chodci „za rohem“. Vyskytuje se i to, že řidiči vjíždějící například do garáže nebo na svůj pozemek, ohrožují při přejíždění chodníku chodce. Nová úprava zákona č. 361/2006 Sb. paragraf 70 odstavec 2 c říká: „signál se zeleným kruhovým světlem „Volno“ možnost pokračovat v jízdě, a dodrží-li ustanovení o odbočování, může odbočit vpravo nebo vlevo, přičemž musí dát přednost chodcům přecházejícím ve volném směru po přechodu pro chodce a cyklistům přejíždějícím ve volném směru po přejezdu pro cyklisty“. Tady už cyklisté požívají stejných výhod jako chodci, výklad je zcela jednoznačný, bez jakýchkoliv zavádějících domněnek.

V zákoně č. 411/2005 Sb. [5] se objevilo i několik dalších nových formulací a úprav, kterými se tento zákon snaží odstranit dřívější nedostatky. Zde uvádíme některá zajímavá a nová ustanovení.

Například paragraf 3 odstavec 4, jenž se týká známého nešvaru majitelů silných rychlých vozů a jejich používání tzv. antiradarů. Tento pak zní: „nikdo nesmí používat technické prostředky zařízení, která znemožňují nebo ovlivňují funkci technických prostředků

používaných policií nebo Vojenskou policií při dohledu na bezpečnost provozu na pozemních komunikacích (dále jen „antiradar“). Jako docela diskutabilní bych viděl rozhlasová zpravodajství o umístěných policejních hlídkách a radarech, která je možno denně slyšet v komerčních rádích. Pokud tyto informace vezmeme tak, že díky nim je hlídka odhalena a její činnost degradována, jistě to správné není. Pokud však vezmeme v úvahu, že například hlídka již operuje v jiné lokalitě a řidiči v místě její původní lokalizace, díky zprávě z éteru, stále striktně dodržují předpisy, může být právě toto pro bezpečnost silničního provozu to dobré.

Paragraf 6 o povinném používání bezpečnostních pásů a dětských autosedaček. Ve znění: „nepřevážovat ve vozidle kategorie M1, N1, N2 nebo N3, které není vybaveno zadržným systémem 1. dítě mladší 3 let, 2. dítě menší než 150 cm na sedadle vedle řidiče“, „dítě musí být umístěno v dětské autosedačce, která odpovídá jeho hmotnosti a tělesným rozměrům“. Není téměř pochopitelné, když někteří řidiči ve vozidlech vybavených airbagem bezpečnostní pásy nepoužívají. Toto zřejmě pramení z falešného pocitu bezpečí v silných a hlavně tichých vozech. Je třeba si uvědomit, že airbag používaný bez zapnutého bezpečnostního pásu se stává v okamžiku nárazu smrtící zbraní. Zcela již potom nepochopitelné je například to, co je často vidět na místních účelových komunikacích. Řidič veze svého nezletilého potomka na svém klíně a učí jej „řídít auto“. I vysoce vzdělané osoby je možno také přistihnout u toho, že své ratolesti vozí v zadních sedadlech v autě na svém klíně a jsou k tomu ještě navíc schopni se s nimi společně zapnout do jednoho bezpečnostního pásu. Nebo extrém druhý, kdy dítě na zadním sedadle sedí na klíně osoby nepřipoutané. Popřípadě nechají dítě stát mezi předními sedadly. Jak takové nezodpovědné počínání končí při případné havárii, asi není nutno popisovat.

Bohužel je zde stále několik výjimek, které mohou ohrozit bezpečnost cestujících v osobním vozidle. Viz odstavec 7, který zní: „přesahuje-li počet přepravovaných dětí starších tří let počet sedadel vybavených bezpečnostními pásy nebo dětskými autosedačkami, může řidič vozidla kategorie M1 a N1 přechodně, nejdéle do 1. května 2008, na pozemních komunikacích s výjimkou dálnic a rychlostních silnic přepravovat na zadním sedadle větší počet dětí než je počet sedadel vybavených bezpečnostními pásy nebo dětskými autosedačkami bez použití zadržného systému“. To se především týká starších méně rozměrných vozů, navíc v kombinaci s tím, že tato vozidla nemívají bezpečnostní pásy na zadních sedadlech. Tato výjimečná ustanovení však opravdu platí pouze do 1. května roku 2008. Samozřejmě majitelé starších vozů mohou namítnout, že výjimka by měla platit stále. Je ale především si nutno uvědomit, že náš život a naše zdraví by měly být pro nás pro všechny vždy na prvním místě. A to je při nehodě vždy přímo svázáno i s pasivní bezpečností našeho vozidla.

Paragraf 6 dále hovoří zcela jednoznačně o tom, že: „přepravovaná osoba je povinna být za jízdy připoutána na sedadle bezpečnostním pásem, pokud jím je sedadlo povinně vybaveno“, s výjimkou zdravotních důvodů, které musí být doloženy lékařským potvrzením.

Konečně také veřejnost dostala díky paragrafu 7 zbraň proti řidičům, kteří se nevěnují plně řízení vozidla a hojně používají např. mobilních telefonů bez hands free sad. Paragraf 7 jasně říká: „řidič nesmí při jízdě vozidlem držet v ruce nebo jiným způsobem telefonní přístroj nebo jiné hovorové nebo záznamové zařízení“. Pozornost řidiče však může být rozptýlena i jinými způsoby například hlasitou hudbou. Dnes již je známo, že tvrdý rock, metal či jiný podobný hudební směr povzbuzuje agresivitu řidiče a ta určitě za volant nepatří. On ani ten telefonní hovor přes hands free sadu či dialog se spolucestujícím určitým způsobem ovlivňuje chování a reakce řidiče.

Změny a nové úpravy se také týkají například § 87a, z nějž vyplývá povinnost: „držitel řidičského oprávnění skupin C, C+E a C1+E, který řídí nákladní automobil o největší povolené hmotnosti převyšující 7500 kg nebo speciální automobil o největší povolené hmotnosti převyšující 7500 kg nebo jízdní soupravu, která je složena z nákladního automobilu a přípojného vozidla nebo ze speciálního automobilu a přípojného vozidla a jejíž největší povolená hmotnost převyšuje 7500 kg, držitel řidičského oprávnění skupin D a D+E a podskupin D1 a D1+E, který řídí motorové vozidlo zařazené do příslušné skupiny nebo podskupiny řidičského oprávnění, je povinen podrobit se dopravně psychologickému vyšetření a vyšetření neurologickému, včetně elektroencefalografického“. Protože ve většině

těchto případů se jedná o řidiče profesionály, kteří tráví za volantem většinu své pracovní doby, je jistě na místě prověřit zda jsou fyzicky a psychicky způsobilí tuto činnost vykonávat.

Jako nové se také nařizuje celodenní svícení vozidel a to v paragrafu 32, který říká, že: „motorové vozidlo musí mít vždy za jízdy rozsvícená obrysová světla a potkávací světla nebo světla pro denní svícení, pokud je jimi vybaveno podle zvláštního právního předpisu. Tramvaj musí mít rozsvícená potkávací světla nebo světla pro denní svícení. Určitě velmi pro bezpečnost provozu užitečná věc. Každý z nás se jistě již setkal se situací, kdy vozidlo tmavšího odstínu nebo motorové vozidlo menších rozměrů (např. motocykl) splynulo s pozadím. V tuto chvíli jistě nebylo k nehodě daleko. Na straně druhé však někdy s rozsvícenými světly splývají směrová světla, sloužící pro dávání znamení o změně směru jízdy.

Konečně je také podle logiky v paragrafu 29 vyřešeno počínání řidiče při vjíždění, jízdě a vyjíždění z okružní křižovatky: „při vjíždění na kruhový objezd a jízdě po kruhovém objezdu, nepřejíždí-li z jednoho jízdního pruhu do druhého podle § 12 odst. 5, řidič nedává znamení o změně směru jízdy; při vyjíždění z kruhového objezdu řidič je povinen dát znamení o změně směru jízdy (zde bohužel nesprávně použit název kruhový objezd, lépe označit jako okružní křižovatku*).

Ošetřeno je také chování nákladních automobilů na dálnici. Ne ovšem způsobem, který toužebně očekávali řidiči osobních vozidel. Původní vize, že předjíždění se nákladních vozidel navzájem bude zakázáno, vzalo za své. Paragraf 36 řeší toto pro řidiče nákladních vozidel ne zcela jednoznačně a to následující formulací: „řidič nákladního automobilu o celkové hmotnosti převyšující 3500 kg a řidič jízdní soupravy, jejíž celková délka přesahuje 7 m, nesmí předjíždět jiné vozidlo, pokud k jeho předjetí nemá dostatečnou rychlost, takže by omezil jízdu ostatní vozidla svou výrazně nižší rychlostí jízdy“. Dle našeho názoru se dá vždy říct: „na počátku předjížděcího manévru jsem měl rychlost dostatečnou, ale vlivem stoupání (větru...) jsem ji ztratil“. A opět jsme v okamžiku, kdy se na dálnici předjíždějí dvě jízdní soupravy a jedna jede rychlostí 80 km/h a druhá vedle ní rychlostí o 0,5 km/h větší. Bohužel naše dálniční síť je ve většině případů pouze dvou pruhová (a to bohužel bude platit i pro u nás nově budovanou D47) a tak tyto dva kolosy zpomalí provoz na celém úseku. Zcela jistě by jiná situace mohla být, pokud by dálnice měla jízdní pruhy 3. V tomto případě, stejně tak jako je tomu např. v Německu, si umíme představit i povolení vyšší rychlosti na dálnici než je tomu dosud (130 km/h). Nejnižší povolená rychlost je v tuto chvíli vyřešena paragrafem 35 následovně: „na dálnici je dovolen provoz motorových vozidel a jízdních souprav, jejichž nejvyšší dovolená rychlost není nižší než 80 km/h. V úseku dálnice procházející obcí je dovolen i provoz motorových vozidel a jízdních souprav pro veřejnou hromadnou dopravu, jejichž nejvyšší povolená rychlost není nižší než 65 km/h“.

Drobné změny doznala i úprava obsažená v paragrafu 43 – omezení jízdy některých vozidel: „na dálnici a silnici I. třídy je zakázána jízda nákladním a speciálním automobilům a zvláštním vozidlům o maximální přípustné hmotnosti převyšující 7500 kg a nákladním a speciálním automobilům a zvláštním vozidlům o maximální přípustné hmotnosti převyšující 3500 kg s připojeným přípojným vozidlem a) v neděli a ostatních dnech pracovního klidu podle zvláštního právního předpisu (dále jen den pracovního klidu) v době od 13:00 do 22:00 hodin, b) v sobotu v období od 1. července do 31. srpna v době od 7:00 do 13:00 hodin, c) v pátek v období od 1. července do 31. srpna v době od 17:00 do 21:00 hodin“. Myslíme, že většina řidičů osobních vozidel toužebně očekávala, že toto omezení bude celoroční. Omezení se však bohužel týká pouze prázdninových měsíců. Obavy ze zaplnění silnic nižších tříd vyvstávají také z toho, že díky zpoplatnění dálnic, silnic pro motorová vozidla a silnic I. tříd, se provoz těžkých nákladních vozidel přesune na silnice II. a III. tříd nebo i na místní komunikace. Drobnou nedotaženost vidíme také v rozpětí pátečního zákazu. Dle našeho názoru páteční odpolední špička začíná již mnohem dříve než v 17 hodin.

* Pro pojmenování okružní křižovatky se obecně vžil název „Kruhový objezd“. Naše legislativa používá jak pojem „Kruhový objezd“, tak dokonce i pojem „Křižovatka s kruhovým objezdem“. Z dopravního hlediska je však pojem „Kruhový objezd“ nepřijatelný. Okružní křižovatka se řadí mezi usměrněné křižovatky a nejedná se tudíž o objezd. Rovněž odborná literatura (normy, technické podmínky atp.) uvádí pouze pojem „Okružní křižovatka“.

Nově je také řešen §119 - registr řidičů a také bodové hodnocení porušení povinností stanovených zákonem. Výborná zpráva je také to, že policie je již schopna u řidiče zjistit díky přístrojům nejen alkohol, ale i jiné návykové látky.

Bohužel stále není povinnosti absolvovat opakovaná školení řidičů. Předpisy se mění, čas plyne, léta přibývají a řidič „amatér“ není žádným způsobem nucen k aktualizaci si svých znalostí získaných v autoškole před mnoha lety. Věříme, že je mezi námi řada řidičů, kteří si z vlastní iniciativy nějaké nové zákony a vyhlášky přečtou, ale většina to asi nebude. U řidičů „profesionálů“ je situace mnohem lepší. Jsou totiž povinni jednou ročně absolvovat 1 – 2 denní školení zaměřené na řízení vozidla a bezpečnost silničního provozu. Co bychom však všude doporučovali absolvovat všem řidičům (ale hlavně těm začínajícím) je simulovaný náraz, která zprostředkovává ÚAMK na svém trenažéru. Náraz v dvousedadlové kabině jedoucí rychlostí 12 km/h po ponakloněné rovině se ve své podstatě rovná nárazu vozidla do překážky rychlostí cca 30 km/h. Každý by si měl ověřit, co jsou to setrvačné síly. Hlavně však mladí respektive začínající řidiči, kteří často díky kvalitním vozům vybavených množstvím podpůrných bezpečnostních zařízení, podléhají pocitu falešného bezpečí. To navíc v kombinaci s energií mládí a nevyvinutým pudem sebezáchovy je kombinace přímo vražedná. Názory mladých: „tohle auto sedí v zatáčkách jako přibité a ze silnice jej neurveš“, jsou dnes zcela běžné. Je nutné si však uvědomit, že fyzikální zákony mají své meze a platí bezezbytku pro všechny. Jistě by nebylo od věci přijmout obdobná opatření jako třeba v sousedním Rakousku, kde se mladí řidiči musí do 12 měsíců od absolvování autoškoly povinně zúčastnit kurzu o jízdě v extrémních podmínkách. Jako vhodné se jeví i návrh o zpřísnění dohledu nad řidiči do dvou let praxe v řízení motorového vozidla.

Literatura a zdroje informací

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

[2] Křivda, V. *Základy organizace a řízení silniční dopravy*. Ostrava: VŠB-TUO, FS, Institut dopravy, 2006, 170 s. ISBN 80-248-1253-3.

[3] Šíma, L. *Návrh úprav organizace a řízení dopravy na Sokolské třídě v Ostravě v úseku 30. dubna – Českobratrská*. Ostrava: VŠB-TUO, FS, Institut dopravy, 2007.

[4] *Zákon č. 361/2000 Sb.*, o provozu na pozemních komunikacích a o změnách některých zákonů.

[5] *Zákon č. 411/2005 Sb.*, kterým se mění zákon č. 361/2000 Sb., o provozu na pozemních komunikacích... (platnost od 1. 7. 2006)

Problems of Amendment of Highway Code

The paper deals with select parts of law No. 361/2000 Sb. (Highway Code). It refers to positive changes and also to problem part of this law. The paper is based on experiences and proposals by staff and co-workers of Laboratory of Road Transport, Institute of Transport, VŠB-TU Ostrava.

Key words: Road Transport, Safety

Recenzent: doc. Ing. Petr Škapa, CSc.

NÁVRH ÚPRAV NA SILNICI I/56 VE MĚSTĚ HLUČÍN

Vladislav KŘIVDA*
Pavel RIESS†

Klíčová slova: silniční doprava, bezpečnost

Abstrakt:

Článek pojednává o možných úpravách na dvou křižovatkách (Opavská – Ostravská – Celní a Opavská – Čs. armády) na silnici I/56 ve městě Hlučín. Článek se opírá o zkušenosti a návrhy pracovníků a spolupracovníků Laboratoře silniční dopavy při Institutu dopravy, FS, VŠB-TU Ostrava.

1. Úvod

Silnice I/56 je důležitou spojnicí historicky významného města Slezska - Opavy, města Hlučín a krajského města Ostravy. Dále pokračuje přes Frýdek-Místek do Beskyd a k hranicím se Slovenskou republikou. Na zmíněné komunikaci byly sledovány samotné křižovatky Opavská – Ostravská – Celní (A013) a Opavská – Čs. armády (A009) – viz obr. 1. Vzdálenost těchto křižovatek je 152 m.

První řešená křižovatka A 013 (viz obr. č. 2) je křižovatkou silničního tahu I/56 Opava - Ostrava a městské komunikace II/469. Jde o křižovátku úroňovou, průsečnou se samostatnými rameny pro pravé odbočení a ostrůvky, které slouží pro oddělení jízdních pruhů. V současné době je bez světelného signalizačního zařízení (dále jen SSZ).

Druhá ze sledovaných křižovatek, A 009 (viz obr. č. 3), je křižovatkou silnice I/56 Opava - Ostrava, městské sběrné komunikace II/469 a místní obslužné komunikace. Křižovatka A 009 je úroňová, průsečná a řízená SSZ.

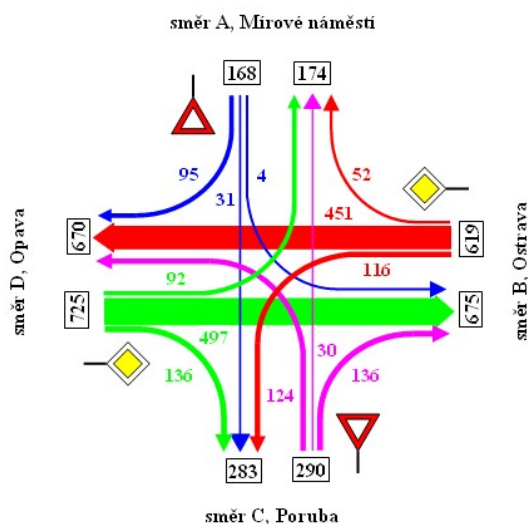
Obr. 2 a 3 obsahují rovněž hodinové intenzity v jednotkových vozidlech [jv/h].



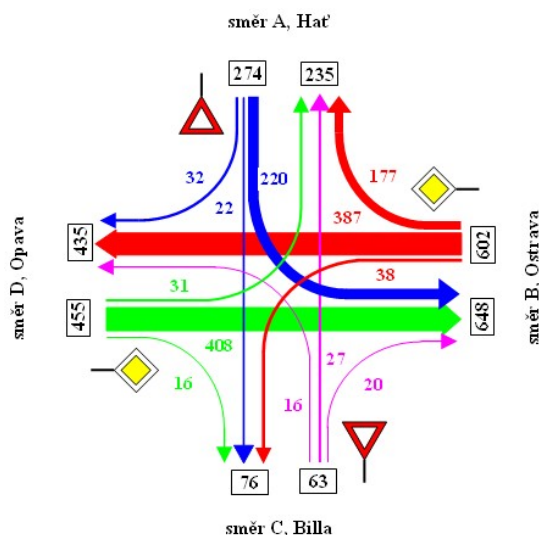
Obr.1. Sledované křižovatky na silnici I/56 v Hlučíně

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

† **Ing. Pavel Riess**, KVV Ostrava, Nádražní 119, 701 01 Ostrava 1, Česká republika, tel.: +420 973 487 752, e-mail: pavelriess@seznam.cz



Obr.2. Křižovatka A013 (Opavská – Ostravská – Celní), vč. pentlogramu [jv/h]



Obr.3. Křižovatka A009 (Opavská – Čs. armády), vč. pentlogramu [jv/h]

2. Analýza konfliktních situací Folprechtovou metodou

Analýza konfliktních situací (KS) byla provedena Folprechtovou videoanalýzou konfliktních situací (viz [1] a [2]) v rámci Laboratoře silniční dopravy (www.id.vsb.cz/LSD). Vzhledem k omezenému rozsahu tohoto příspěvku si dovoluujeme odkázat zájemce na literaturu [3], kde je podrobně provedena analýza obou sledovaných křižovek. Konstatujeme pouze to, že na křižovatce A013 byl určen výsledný koeficient relativní konfliktnosti k_R na 1,3 KS/100 jv a na křižovatce A009 na 0,61 KS/100 jv. Tyto poměrně nízké hodnoty jsou zapříčiněny především vysokou shovívavostí samotných řidičů a to především na křižovatce A009 (více viz [3]).

3. Úpravy na křižovatce A013

Na křižovatce A013, která je v současnosti neřízená, lze pro zvýšení bezpečnosti silničního provozu provést následující úpravy:

- drobné úpravy – ty spočívají v doplnění dopravních značek IP 6 (přechod pro chodce) v místech, kde tyto nejsou, doplnění svislou i vodorovnou značkou A 11 (Pozor, přechod pro chodce) ve směru od Ostravy (svislá s žlutozeleným reflexním podkladem) a optickou psychologickou brzdou (opět od Ostravy). Další úprava (tentokrát stavební) je nutná u přípojovacího pruhu (ve směru od Poruby vpravo na Ostravu), který je v současnosti nedostatečný)

- b) osazení křižovatky SSZ (obr. 4) – pro hlavní komunikaci se jedná o směrové signály a pro vedlejší o plné kruhové signály. Bylo navrženo čtyřfázové schéma a délka cyklu 60 s.
- c) návrh okružní křižovatky (obr. 5) – byla navržena okružní křižovatka o vnějším průměru 35 m, vjezdy, výjezdy i okružní pás jednopruhový. Průměr středového ostrova (vč. pojezdného prstence) je 21 m.

4. Úpravy na křižovatce A009

Na křižovatce A009, která je v současnosti řízená SSZ, byla pro zvýšení bezpečnosti silničního provozu navržena úprava na okružní křižovatku (obr. 6). Ta má vnější průměr 32 m, vjezdy, výjezdy i okružní pás jsou jednopruhové. Průměr středového ostrova (vč. pojezdného prstence) je 18 m.

5. Zhodnocení předložených návrhů

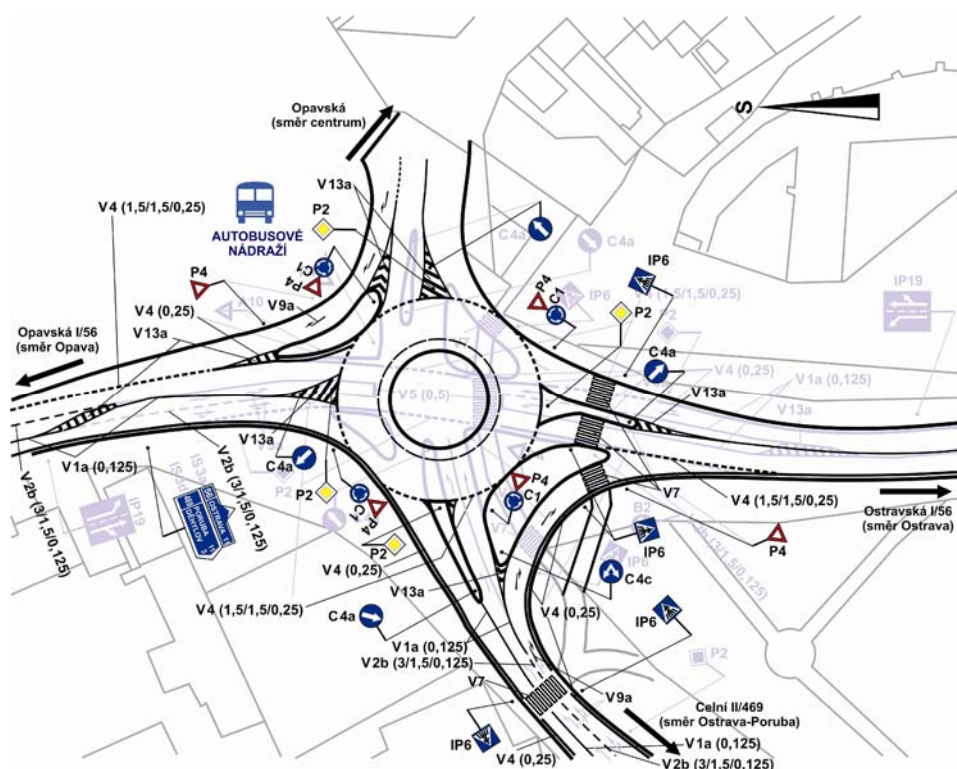
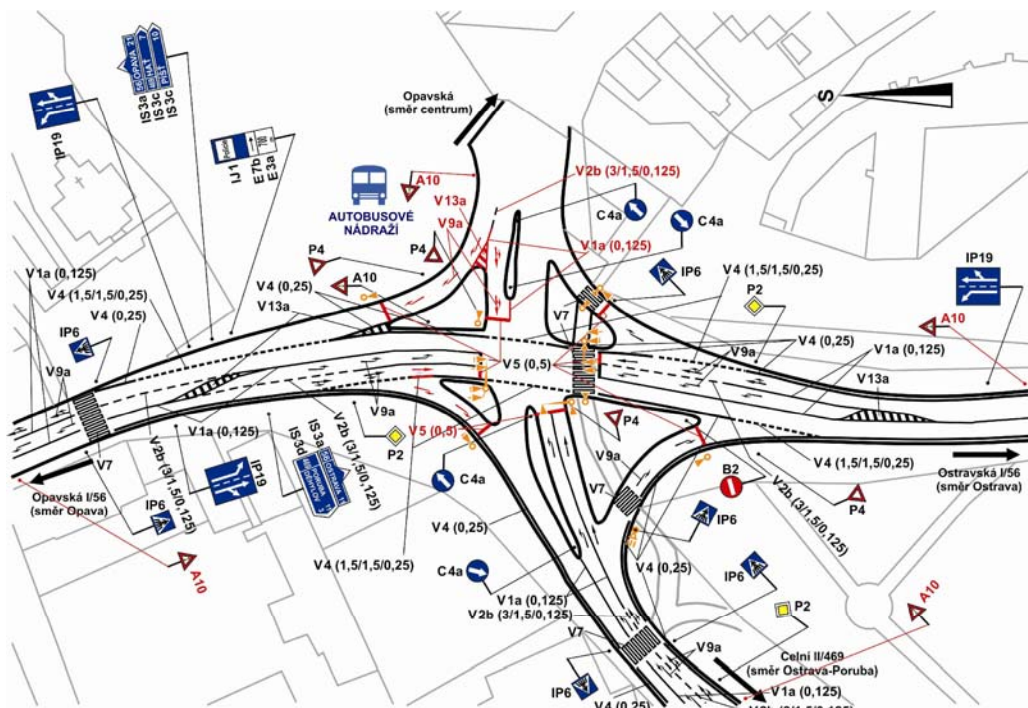
V předcházejících kapitolách jsou navrženy úpravy, které by měly více či méně snížit bezpečnostní riziko na sledovaných křižovatkách, resp. zvýšit plynulost provozu. Nutno zdůraznit, že řešení obou křižovatek spolu vzájemně souvisí, protože vzdálenost mezi nimi je pouze 152 m a tudíž může docházet ke vzájemnému ovlivňování provozu na nich. Pro přehlednost jsou navrženy úpravy ve 4 variantách v tab. 1. Varianty A, B, C vycházejí z využití stávajícího stavu křižovatky A 009, která je osazena SSZ. Ve variantě D je navržena přestavba obou křižovatek na křižovatky okružní.

Varianta A vychází ze stávajícího SSZ na křižovatce A 009 a relativně malých úprav křižovatky A 013. Toto řešení je nejméně ekonomicky náročné, jednalo by se řádově o investici ve výši 0,2 mil. Kč. Tato varianta řeší bezpečnostní hledisko pouze minimálně, protože neomezuje vznik dopravních kongescí na daném úseku. Vyřešil by se pouze problém s pravým odbočením vozidel ve směru od centra města a od Poruby. Instalováním dopravních značek A 11 (Pozor, přechod pro chodce) ve směru od Ostravy, by se zlepšila také informovanost řidičů přijíždějících od Ostravy, zejména těch, kteří přijíždějí nepřiměřenou rychlostí. Nevýřešilo by se však problematické odbočování doleva ve směru od centra (tzn. navíc od autobusového nádraží) zejména pro výjezd autobusů a ve směru od Poruby.

Tab.1. Varianty řešení křižovatek A 009 a A 013

Varianta	Křižovatka A 009 (řízená SSZ)	Křižovatka A 013 (neřízená)
A	SSZ	Drobné úpravy (0,2 mil. Kč)
B	SSZ	SSZ (3,5 až 4,0 mil. Kč)
C	SSZ	Okružní křižovatka (7 až 8 mil. Kč)
D	Okružní křižovatka (6 až 7 mil. Kč)	Okružní křižovatka (7 až 8 mil. Kč)

Ve variantě B je navrženo osazení křižovatky A 013 světelným signalizačním zařízením, křižovatka A 009 zůstává ve stávajícím stavu. Při vhodném navržení signálního plánu (počtu fází cyklu, koordinace atp.) se docílí bezpečnějšího provozu zejména v období dopravní špičky. Finanční náročnost tohoto řešení je již poměrně vyšší. Náklady by se podstatně zvýšily při realizaci koordinace obou křižovatek. Nevýhodou světelných signalizačních zařízení je, že v případě nečinnosti SSZ jedné nebo druhé křižovatky se křižovatky stávají stejně potenciálně nebezpečnými jako v současném stavu. Docházelo by k dopravním kongescím v prostoru křižovatek i v úseku mezi křižovatkami. Po dobu provozování SSZ je nutné počítat s dalšími náklady na jeho provoz, servis a opravy.



Obr.5. Křižovatka A013 – návrh okružní křižovatky (slabě naznačen současný stav)

Ve variantě C je opět se SSZ na křižovatce A 009 a křižovatka A 013 navržena jako okružní. Je zřejmé, že na okružní křižovatce A 013 by se snížila rychlost projíždějících vozidel s nutností změny směru jízdy a úpravy přednosti v jízdě na okružní křižovatce ve všech směrech. Snížením rychlosti projíždějících vozidel a zkrácením délky přechodů se

Variantu D počítá s přebudováním obou křižovatek na křižovatky okružní. Jedná se stavebně i finančně o nejnáročnější variantu. Navržené rozměry okružních křižovatek vycházejí z prostorových možností, ze stávajících zastavěných ploch průsečných křižovatek A 009 a A 013, a povolených limitů dle TP 135. Kapacity křižovatek byly vypočteny dle třech metod a dle všech vyhovují [3]. Až praxe by ukázala zda se obě okružní křižovatky nebudou negativně ovlivňovat. Okružní křižovatka nevyužívá žádných technických prostředků pro řízení provozu, energetické nároky oproti SSZ jsou nulové a oproti variantě se SSZ nenarušuje tolik plynulost dopravy.

Všechny navržené varianty řešení mají reálný základ a byly by v současné době možnými opatřeními ke snížení potenciální nebezpečnosti daných křižovatek. Dle kapacitních výpočtů stávajících křižovatek vychází současný stav kapacitně jako vyhovující. Přesto však velký počet konfliktních situací vytváří z tohoto prostoru nebezpečné místo. Úkolem variant řešení je tento stav zvrátit.

Z navrhovaných variant se nám jeví jako nejvýhodnější z hlediska bezpečnostního i ekonomického variantu B. Řeší bezpečnost na daném úseku a je ekonomicky méně náročná než varianty C a D, zejména pořizovací cena vybudování SSZ na křižovatce A 013 je nižší. Řízení křižovatek SSZ by zajistilo plynulost provozu vozidel a bezpečnost chodců při přecházení vozovek. Okružní křižovatka, i když kapacitním výpočtem vyhovuje, může v reálném provozu ukázat něco jiného a pak by následná přestavba byla finančně daleko náročnější než u změny SSZ, kde například jen změnou signálních plánů, výměnou návěstidel apod., lze variabilně měnit charakteristiku křižovatky.

Z hlediska objemu předpokládaných potřebných finančních prostředků by bylo vhodné při případné realizaci úprav křižovatek přihlížet ke skutečnosti, jak výhledově ovlivní situaci v provozu na řešeném úseku silnice I/56 uvedení do provozu dálnice D 47 Ostrava – Bohumín a sounáležících infrastruktur.

Literatura a zdroje informací

- [1] Folprecht, J.; Křivda, V. *Organizace a řízení dopravy I*. Ostrava: VŠB-TUO, 2006. 158 s. ISBN 80-248-1030-1
- [2] Křivda, V. *Základy organizace a řízení silniční dopravy*. Ostrava: VŠB-TUO, FS, Institut dopravy, 2006, 170 s. ISBN 80-248-1253-3
- [3] Riess, P. *Úpravy organizace a řízení dopravy na průtahu silnice I/56 městem Hlučín*. Ostrava: VŠB-TUO, FS, Institut dopravy, 2007

Abstract:

Proposal of Repair of Road I/56 in Hlučín-City

The paper deals with possible proposals on two intersections (Opavská – Ostravská – Celní a Opavská – Čs. armády) in road I/56 in Hlučín-City. The paper is based on experiences and proposals by staff and co-workers of Laboratory of Road Transport, Institute of Transport, VŠB-TU Ostrava.

Key words: Road Transport, Safety

Recenzent: doc. Ing. Petr Škapa, CSc.

VYUŽITIE GYROSKOPICKÉHO JAVU PRI NATÁČANÍ BREMENA

Jozef KULKA¹, Mária FERENČÍKOVÁ²

Kľúčové slová: gyroskopický efekt, kladnica, žeriav, natáčanie bremena

Abstrakt:

V príspevku je popísaná konštrukčná úprava kladnice pre využitie gyroskopického javu pri natáčaní bremien. Zároveň na príklade je ukázaná užívateľská dostupnosť riešenia.

1. Úvod

Problematicku manipulácie s materiálom môžeme charakterizovať mnohými kritériami. Napríklad z celkového počtu pracovníkov v priemysle v hospodárstve pripadá 40 až 50 % na pracovníkov v oblasti manipulácie s materiálom, a to rôznymi formami. Náklady na manipuláciu s materiálom sú v strojárskom priemysle asi 20 % z celkových nákladov na spracovanie.

Na výrobu 1 tony hotových výrobkov pripadá 100 až 185 ton prepravovaného materiálu. Vzhľadom k uvedeným skutočnostiam je potrebná modernizácia a racionalizácia manipulácie s materiálom.

Pri práci žeriavov je často potrebné pootočiť bremenom zaveseným na háku. Táto operácia sa vykonáva ručne a hlavne pri veľkých a ťažkých bremenách je to práca namáhavá a do určitej miery aj nebezpečná. Preto je v záujme prevádzkovateľov takýchto zariadení podľa možností vylúčiť človeka z takýchto operácií alebo aspoň minimalizovať jeho prítomnosť na takom pracovisku.

2. Možnosti úprav mechanizmov zdvihu

Jedným z riešení, je úprava kladnice napr. pridaním elektroprevodovky s požadovanými parametrami na upravený koniec otočne uloženého háku alebo vo vlastnej réžii vyrobeného požadovaného prevodu a jeho aplikáciou na kladnicu. Často je ešte možnosť odpojenia pohonu pre prípad ručnej manipulácie. Tieto úpravy si však vyžiadali aspoň minimálny zásah do pôvodnej konštrukcie kladnice (napr. predĺžené tiahla kvôli vsunutiu elektroprevodovky).

Ďalšou z možností je zariadenie skonštruované na princípe účinku ventilátorov. Aj toto riešenie má rad nevýhod. Jednou z nich je potreba veľkého vyloženia ventilátora voči osi otáčania, pretože výsledný moment je závislý na ramene sily.

Tento príspevok sa zaoberá zariadením, ktoré pracuje na princípe gyroskopického javu. Zariadenie by malo otáčať zaveseným bremenom bez toho, aby sa reakčný moment prenášal na laná. Ďalšou výhodou tohto zariadenia je to, že nie je potrebný zásah do konštrukcie žeriava. Je to samostatné zariadenie, ktoré sa zavesí na hák žeriava. Jedinou úpravou žeriava je vyriešenie prívodu elektrickej energie k zariadeniu.

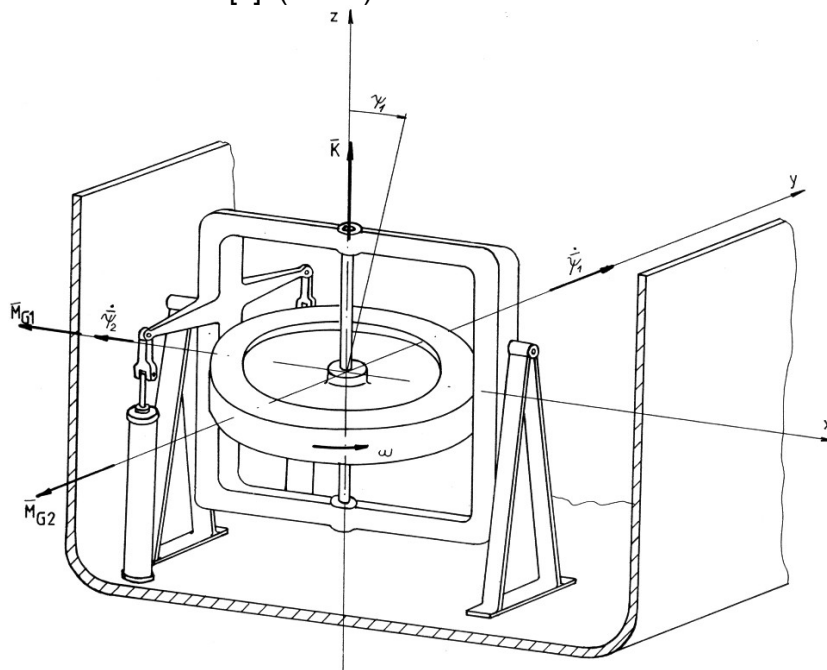
Základné požiadavky, ktoré by malo spĺňať navrhované zariadenie, sa určili ako:

- natáčanie okolo zvislej osi,
- možnosť natáčania v oboch smeroch,
- minimálny zásah do pôvodnej konštrukcie kladnice, resp. traverzy,
- ovládanie z kabíny žeriava,
- podľa možnosti zariadenie, ktoré sa dá ľahko demontovať,
- použitie pre viacero typov žeriavov,
- hmotnosť a rozmery mechanizmu aby čo najmenej ovplyvňovali zdvihové parametre žeriava.

¹Ing. Kulka Jozef, PhD., ²Mgr. Ferenciková Mária, Katedra konštruovania, dopravy a logistiky, SjF TU v Košiciach, Letná 9, 042 00 Košice, e-mail: jozef.kulka@tuke.sk, maria.ferencikova@tuke.sk

Navrhnuté zariadenie pracuje na princípe gyroskopického momentu, ktorý vzniká pri natáčaní rotujúceho zotrvačníka. Ak natáčame roztočený zotrvačník okolo osi, ktorá je rôznobežná s osou vlastnej rotácie zotrvačníka, vzniká gyroskopický moment, ktorý sa snaží preklopiť zotrvačník okolo osi kolmej na os vlastnej rotácie a zároveň aj na os natáčania zotrvačníka (os precesie).

Ako vzor vhodne poslúži príklad často používaný v praxi na stabilizáciu smeru pohybu. Najjednoduchšie sa to vysvetlí na stabilizácii chodu lode na rozbúrenej hladine pomocou Schlickovho stabilizátora [1] (obr. 1).



Obr.1. Princíp Schlickovho stabilizátora

Nech sa loď pohybuje v kladnom smere súradnice y. Zotrvačník s momentom zotrvačnosti I_3 je roztočený tak, že jeho moment hybnosti smeruje hore a má veľkosť:

$$\mathbf{K} = I_3 \cdot \boldsymbol{\omega} \quad (1)$$

Pozdĺžnu os lode nám predstavuje os y, priečnu os x a zvislú os z. Ťažisko leží pod osou y. Vlnobitie vychýli loď napr. okolo pozdĺžnej osi y o uhol ψ_1 (v kladnom smere). Zotrvačník, ktorý sa môže otáčať ešte okolo osi x a z v tomto okamihu zapôsobí na loď gyroskopickým momentom:

$$\overline{\mathbf{M}}_{G1} = \overline{\mathbf{K}} \times \overline{\boldsymbol{\psi}}_1, \quad (2)$$

ktorého smer je naznačený na obr.1. Tento moment vychýli zotrvačník okolo osi x. Toto vychýlenie dopredu sa stáva precesiou. Vplyvom tejto druhej precesie zotrvačník zapôsobí na loď druhým gyroskopickým momentom:

$$\overline{\mathbf{M}}_{G2} = \overline{\mathbf{K}} \times \overline{\boldsymbol{\psi}}_2, \quad (3)$$

ktorý má opačný smer ako pôvodná výchylka ψ_1 , snaží sa teda zmenšiť pôvodnú výchylku. Tým pôsobí moment M_{G2} proti vychýleniu lode a stabilizuje ju.

Kývanie lode okolo horizontálnej osi x musí byť pritom silne tlmené, ináč by sa amplitúda nezmenšovala a nedosiahol by sa účel zariadenia.

3. Určenie hlavnej pohybovej rovnice zariadenia

Zložka uhlovej rýchlosti do smeru osi zotrvačníka:

$$\omega_\zeta = \dot{\phi} + \dot{\psi} \cdot \cos \vartheta = \dot{\phi} + \dot{\psi} \cdot \cos 90^\circ = \dot{\phi} = \omega = \text{konšt.} \quad - \text{rotácia zotrvačníkov}$$

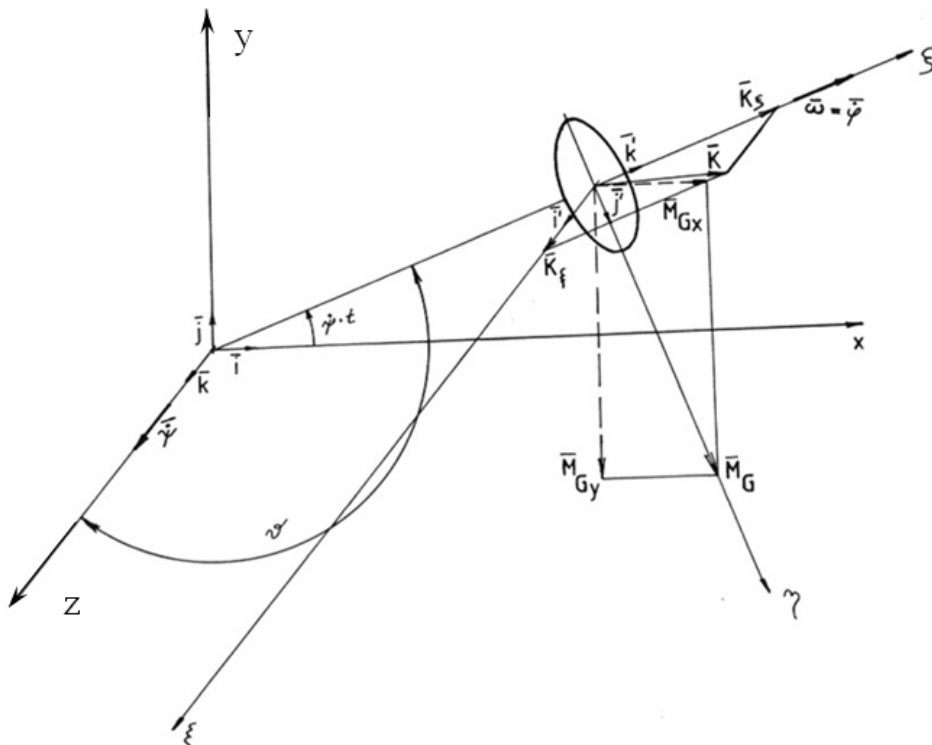
Zložka uhlovej rýchlosti do osi ξ :

$$\omega_\xi = \dot{\psi} \cdot \sin \vartheta = \dot{\psi} \cdot \sin 90^\circ = \dot{\psi} = \text{konst.} \quad - \text{naklápanie zotrvačníkov}$$

$\dot{\phi}, \dot{\psi}$ - môžeme považovať za konštanty.

Náš predpoklad platí len vtedy, ak už sú elektromotory rozbehnuté. Pri rozbehu elektromotorov sú $\dot{\varphi} \neq \text{konšt.}$, $\dot{\psi} \neq \text{konšt.}$. Môžeme zaviesť takéto zjednodušenie, pretože tým značne zjednodušíme výpočet a nedopustíme sa veľkej chyby. Potom zložky momentu hybnosti K sú:

$$K_{\xi} = I_3 \cdot \dot{\varphi}, \quad K_{\xi} = I_1 \cdot \dot{\psi} \quad (4)$$



Obr.2. Gyroskopický moment v karteziánskom súradnicovom systéme

Podľa literatúry [2]: $\vec{M}_G = \vec{K} \times \dot{\psi} \vec{\eta}$ (5)

Z (4) vyplýva: $\vec{K} = K_{\xi} \cdot \vec{k}' + K_{\eta} \cdot \vec{i}' = I_3 \cdot \dot{\varphi} \cdot \vec{k}' + I_1 \cdot \dot{\psi} \cdot \vec{i}'$ (6)

Dosadením (6) do (5) dostaneme:

$$\vec{M}_G = \vec{K} \times \dot{\psi} \vec{\eta} = [\vec{i}' \cdot I_1 \cdot \dot{\psi} + \vec{k}' \cdot I_3 \cdot \dot{\varphi}] \times \vec{k} \cdot \dot{\psi} = (\vec{i}' \times \vec{k}) I_1 \cdot \dot{\psi}^2 + (\vec{k}' \times \vec{k}) I_3 \cdot \dot{\varphi} \cdot \dot{\psi} \quad (7)$$

Podľa obr.2 $\vec{i}' \times \vec{k} = 0$, $\vec{k}' \times \vec{k} = \vec{j}$, potom:

$$\vec{M}_G = \vec{j} \cdot I_3 \cdot \dot{\varphi} \cdot \dot{\psi} \quad (8)$$

Odtiaľ veľkosť gyroskopického momentu

$$M_G = |\vec{M}_G| = I_3 \cdot \dot{\varphi} \cdot \dot{\psi} \quad (9)$$

Pre náš účel (otáčanie bremena okolo osi y) sa dá využiť len zložka gyroskopického momentu do osi y M_{Gy} :

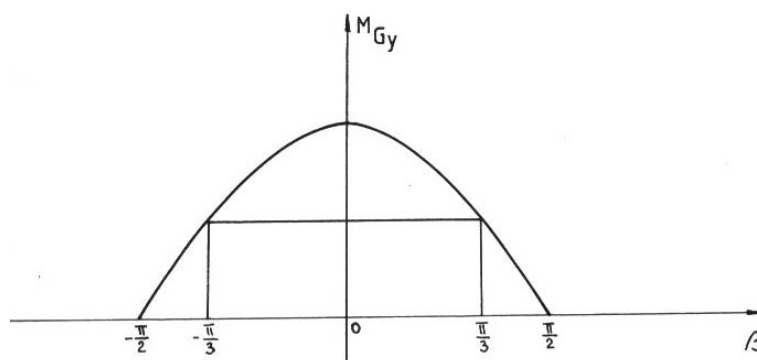
$$M_{Gy} = I_3 \cdot \dot{\varphi} \cdot \dot{\psi} \cdot \cos \psi \cdot t, \quad (10)$$

pričom maximálnu hodnotu nadobúda zložka M_{Gy} vtedy, keď je os otáčania zotrvačníka totožná s horizontálnou osou, t.j. $\dot{\psi} \cdot t = 0 \Rightarrow \cos \psi \cdot t = 1$.

Potom $M_{Gy \max} = I_3 \cdot \dot{\varphi} \cdot \dot{\psi}$ (11)

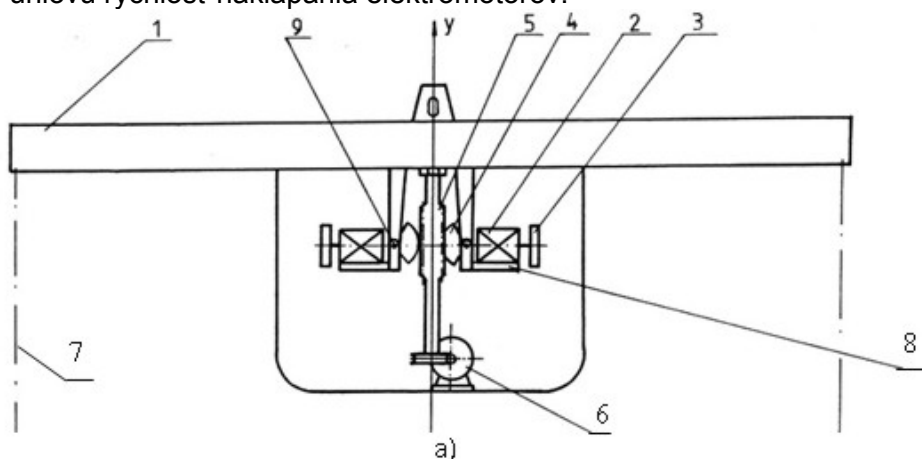
Na obr.3 je znázornený priebeh gyroskopických momentov v závislosti na uhle naklonenia osi vlastnej rotácie zotrvačníka. Pri uhle $\beta > \pi/3$ by bola účinnosť naklápania malá. Využila by sa menej ako polovica celkového gyroskopického momentu, preto sa volí rozsah naklápania $\beta \in \langle -\pi/3; \pi/3 \rangle$.

V podstate sa navrhli dva varianty riešenia, ktoré sú schematicky znázornené na obr. 4a,b.

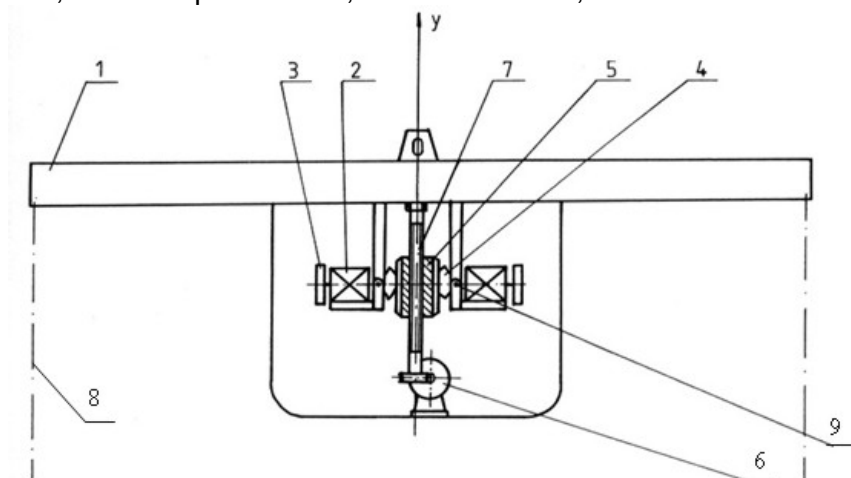


Obr.3. Priebeg gyroskopických momentov v závislosti na uhle naklonenia osi vlastnej rotácie

V prvom prípade (obr.4a) závitovka poháňaná elektroprevodovkou (6) zaberá s dvomi ozubenými segmentmi (4), ktoré sú spojené s nosičmi elektromotorov (8) a naklápajú elektromotory (2) okolo čapov (9). Súčasným naklápaním elektromotorov a rotáciou zotrvačiek (3) vzniká gyroskopický moment, ktorý spôsobí otáčanie zariadenia spolu s traverzou (1) a bremenom (7) okolo osi y. Ako výhodu tejto alternatívy možno uviesť konštantnú uhlovú rýchlosť naklápania elektromotorov.



Obr.4,a Varianty riešenia: 1- traverza, 2- elektromotor, 3- zotrvačník, 4- ozubený segment, 5- závitovka, 6- elektroprevodovka, 7- laná bremena, 8- nosič elektromotora, 9- čap



Obr.4,b Varianty riešenia: 1- traverza, 2- elektromotor, 3- zotrvačník, 4- ozubený segment, 5- matica pohybovej skrutky, 6- elektroprevodovka, 7- pohybová skrutka, 8- laná bremena 9- čap

Ako nevýhodu zasa dotyk v ozubení v jednom bode a potrebu väčšieho výkonu elektroprevodovky, pretože sily pôsobia na väčšom ramene ako pri použití pohybovej skrutky.

V druhom prípade (obr.4b) pohybová skrutka (7) je poháňaná elektroprevodovkou (6). Pohyb sa prenáša na maticu (5). Ozubený hrebeň, ktorý je súčasťou matice, zaberá s ozubeným segmentom (4) a vyvodzuje naklápanie elektromotorov (2) okolo čapov (9). V tomto prípade ako nevýhodu treba uviesť, že zariadenie má vyššiu hmotnosť ako predchádzajúci prípad. Ako výhody zasa možno uviesť, že sa dosiahne konštantná uhlová rýchlosť naklápania, nízky výkon elektroprevodovky, pretože hmotnosť matice odľahčuje závit pohybovej skrutky a dobré záberové pomery medzi ozubeným segmentom a ozubeným hrebeňom.

Ako výhodnejšie riešenie sa javí druhý prípad. V podstate je tvorený dvomi rotujúcimi zotrvačníkmi poháňanými elektromotormi a naklápacím mechanizmom. Pohybová skrutka naklápacieho mechanizmu je poháňaná elektroprevodovkou. Pohyb sa prenáša na maticu. Ozubený hrebeň, ktorý je súčasťou matice, zaberá s ozubeným segmentom a vyvodzuje naklápanie elektromotorov okolo čapov uložených v nosníkoch, ktoré sú privarené na vrchu skrine. Vrch skrine je privarený k traverze. Spodok skrine je k vrchu skrine priskrutkovaný.

Roztočením zotrvačníkov a súčasným naklápaním sa vyvodzuje gyroskopický moment, ktorého pôsobením sa otáča celé zariadenie na háku žeriava okolo vertikálnej osi. Interval naklápania je vymedzený koncovými spínačmi, ktoré spôsobia reverzáciu chodu oboch elektromotorov a taktiež elektroprevodovky. Súčasnou reverzáciou elektroprevodovky aj elektromotorov sa nemení smer pôsobenia gyroskopického momentu, preto sa nemení ani smer otáčania zariadenia okolo vertikálnej osi. Smer otáčania sa mení zmenou zmyslu otáčania elektroprevodovky, pričom zmysel otáčania elektromotorov sa nemení.

Pri pokusnom výpočte zariadenia sa uvažovalo s natáčaním betónového panela s rozmermi 3000x2000x150 mm, ktorého hmotnosť bola 2115 kg. V horizontálnej rovine sa bremeno malo natočiť za čas $t = 30\text{s}$ o uhol 180° a počas tohto natáčania sa vo vertikálnej rovine mal natočiť mechanizmus o uhol 60° . Tento uhol je považovaný za maximálny uhol naklopenia mechanizmu. Pre tieto vstupné hodnoty vyšla požadovaná hmotnosť zotrvačníka $m_z = 36,5\text{ kg}$ a tomu zodpovedajúci výkon elektromotora $P = 1376\text{ W}$. Do výpočtu bola zahrnutá aj hmotnosť traverzy 65 kg. Traverza bola jednoduchej konštrukcie z profilu I 180.

Záver

Pre posúdenie pracovnej činnosti a skutočných parametrov zariadenia by bolo potrebné zostrojiť prototyp, pretože pri výpočte sa uvažovalo s určitými zjednodušeniami, ktoré by mohli spôsobiť odchýlky od vypočítaných parametrov. Spomenuté zariadenie je najvhodnejšie použiť pri manipulácii s dlhšími bremenami, pretože konštrukcia mechanizmu natáčania sa dá zahrnúť do konštrukcie traverzy. Ak by sa uvažovalo s použitím tohto zariadenia pre natáčanie bremien zavesených na bežnej kladnici, znížila by sa tým výška zdvihu žeriava.

Tento článok vznikol v rámci riešenia projektu projektu VEGA pod číslom 1/2196/05 Logistické prvky a systémy v materiálových a informačných tokoch, ich inovácie a použitie výpočtových a experimentálnych metód na zabezpečenie ich životnosti.

Použitá literatúra:

- [1] Brát, V., Stejskal, V., Votípka, F.: Základy dynamiky strojů a konstrukcí, Praha, ČVUT, 1971,
- [2] Gonda, J.: Dynamika pre inžinierov, SAV, Bratislava, 1972,
- [3] Hrabovský, L., Nečas, J.: Měřicí stand určený k testování vybavovací rychlosti omezovačů rychlosti výtahů. Mezinárodní konference „Zdvihací zařízení v teorii a praxi“. Brno 20.-21.5.2003, ISBN 80-214-2375-7, str.122 -126.

Recenzent: doc. Ing. Karol Kubín, CSc.

MOŽNOSTI POHONU LANOVIEK

Jozef KULKA¹, Martin MANTIČ²

Kľúčové slová: poháňacia stanica, napínacia stanica, nákladná a osobná lanová doprava

Abstrakt:

V ďalšom texte sa pojednáva práve o problematike umiestnenia poháňacej a napínacej stanice pri obežnom lanovom systéme. Vlastná napínacia sila je rozdielna nielen v jednotlivých bodoch obidvoch vetví lanovky, ale neustále sa mení v tom istom bode dráhy v dôsledku pohybu vozňa (bremena).

1. Úvod

Aj keď nákladná lanová doprava pomaly stráca na význame, v oblasti turistiky, cestovného ruchu a hlavne rozvoja zimných športov majú osobné lanovky a vleky nezastupiteľné miesto. Usporiadanie takej lanovky alebo vleku, t.j. umiestnenie poháňacej a napínacej stanice, počet podpier na trati bude súvisieť od viacerých špecifických faktorov.

V ďalšom texte sa pojednáva práve o problematike umiestnenia poháňacej a napínacej stanice pri obežnom lanovom systéme. Vlastná napínacia sila je rozdielna nielen v jednotlivých bodoch obidvoch vetví lanovky, ale neustále sa mení v tom istom bode dráhy v dôsledku pohybu vozňa (bremena). Nestálosť napínacej sily lana v istom bode je tým menšia, čím tuhšia je dráha s vozňom. Priebeh napínacej sily sa dá ľahko určiť v ľubovoľnom úseku dĺžky dráhy z rozdielnosti napínacích síl v za sebou nasledujúcich bodoch dráhy. Pritom dôležitú úlohu hrá poloha pohonu a napínacieho zariadenia ťažného lana.

2. Umiestnenie pohonu lanoviek s obežnou prevádzkou

Rozdiel medzi napínacími silami na nábežnej vetve pohonu a zbiehajúcej vetve lana je obvodovou silou. Ak je obvodová sila kladná, je potrebný príkon; ak je záporná, dostávame prebytok sily. Pohon sa má umiestniť pokiaľ je to možné, na tom konci dráhy, kde je väčšie zaťaženie, teda k plnej strane prislúchajúcej vetvy ťažného lana, ktorá môže byť poháňaná alebo brzdená. Zatiaľ čo zariadenie na napínanie ťažného lana patrí na koniec dráhy, kde pri navrhnutom pohone vznikajú najmenšie sily v ťažnom lane. Iba prostredníctvom takéhoto usporiadania sa dá zaručiť pokojný chod najmä pri dlhších dráhach v ťažkom teréne a hlavne pri veľkých nákladoch vo vozňoch a značných rozstupoch vozňov.

Ak je pohon usporiadaný tak, že účinok na viac zaťaženú vetvu ťažného lana (plnú vetvu) pôsobí cez menej zaťaženú vetvu (prázdnu vetvu), môže dôjsť pri nepriaznivých terénnych pomeroch k silným výkyvom a vzniká nebezpečenstvo vypadnutia vozňa v prázdnej vetve v úseku klesania nosného lana (vylepšenie týchto podmienok je možné prostredníctvom silnejšieho nosného lana v prázdnej vetve). Zároveň usporiadanie napínacieho zariadenia ťažného lana na konci dráhy s väčšími napínacími silami vyžaduje k bezpečnej prevádzke lanovky veľmi ťažké napínacie závažie a v súvislosti s tým tiež zosilnené ťažné lano. Niekedy však okolnosti donútia robiť menej účelné usporiadanie pohonu a napínacieho zariadenia ťažného lana. Potom ale nemali by byť pozdĺž celej trasy dráhy iba nepriaznivé úseky.

Podľa toho či je sklon dráhy veľký alebo malý a či pritom ide o dopravu do kopca alebo dolu kopcom, sú miesta uloženia pohonu a napínacieho zariadenia ťažného lana iné. Na jednoduchom príklade si ukážeme možné spôsoby usporiadania medzi dvomi bodmi vo vybranom úseku terénu.

Ing. Jozef Kulka, PhD., ²Ing. Martin Mantič, PhD., TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, Katedra konštruovania, dopravy a logistiky, Letná 9, 042 00 Košice, e-mail: jozef.kulka@tuke.sk, martin.mantic@tuke.sk

2.1 Doprava hore, pohon hore, napínacia stanica ťažného lana dolu

- Q je tiaž vozňa v plnej vetve (vetva s nákladom)
- W je tiaž (prázdneho) vozňa na nezaťaženej vetve.

The diagram illustrates a two-way transmission line system. On the left, a voltage source $G_1 = 2S_0$ is connected to a series impedance S_0 . The line then splits into two parallel paths. The upper path contains a series impedance W followed by a shunt impedance Q . The lower path contains a shunt impedance Q followed by a series impedance W . The two paths recombine at a junction. The total impedance seen from the source is Z_{in} , and the total admittance is Y_{in} . The diagram also shows the incident and reflected waves, the total impedance Z_{in} , and the total admittance Y_{in} .

v hornej stanici a napínaním v dolnej stanici

A: $S_{VA} = S_0$

$$\mathbf{I:} \quad S_{VI} = S_0 + q_1 h_1 + n_1 Q \sin \psi_1^* + (n_1 Q \cos \psi_1^* + q_1 L_1) f_1 \pm (n_1 Q + q_1 L_1^*) \frac{p}{g}$$

$$\text{II: } S_{\text{VII}} = S_{\text{VI}} - q_1 h_2 - n_2 Q \sin \psi_2^* + (n_2 Q \cos \psi_2^* + q_1 L_2) f_1 \pm (n_2 Q + q_1 L_2^*) \frac{p}{g}$$

$$\mathbf{B}: \quad S_{VB} = S_{VII} + q_1 h_3 + n_3 Q \sin \psi_3^* + (n_3 Q \cos \psi_3^* + q_1 L_3) f_1 \pm (n_3 Q + q_1 L_3^*) \frac{p}{g}$$

$$S_{VB} = S_0 + q_1 H + Q \sum n_i \sin \psi_i^* + (Q \sum n_i \cos \psi_i^* + q_1 L) f_1 \pm$$

$$\pm (Q \sum n_i + q_1 L^*) \frac{p}{g} \quad (1)$$

Prázdná vetva:

A: $S_{LA} = S_0$

I: $S_{LI} = S_0 + q_1 h_1 + n_1 W \sin \psi_1^* - (n_1 W \cos \psi_1^* + q_1 L_1) f_1 \mp (n_1 W + q_1 L_1^*) \frac{p}{g}$

II: $S_{LII} = S_{LI} - q_1 h_2 - n_2 W \sin \psi_2^* - (n_2 W \cos \psi_2^* + q_1 L_2) f_1 \mp (n_2 W + q_1 L_2^*) \frac{p}{g}$

B: $S_{LB} = S_{LII} - q_1 h_3 - n_3 W \sin \psi_3^* - (n_3 W \cos \psi_3^* + q_1 L_3) f_1 \mp (n_3 W + q_1 L_3^*) \frac{p}{g}$

Po dosadení medzihodnôt dostaneme:

$$S_{LB} = S_0 + q_1 H + W \sum n_i \sin \psi_i^* + (W \sum n_i \cos \psi_i^* + q_1 L) f_1 \mp (Q \sum n_i + q_1 L^*) \frac{p}{g} \quad (2)$$

Z týchto vzťahov vyplýva pre obvodovú silu na hnacom kotúči.

$$U = S_{VB} - S_{LB} = Q \sum n_i \sin \psi_i^* - W \sum n_i \sin \psi_i^* + (Q \sum n_i \cos \psi_i^* + W \sum n_i \cos \psi_i^* + 2q_1 L) f_1 \pm \pm (Q \sum n_i + W \sum n_i + 2q_1 L^*) \frac{p}{g} \quad (3)$$

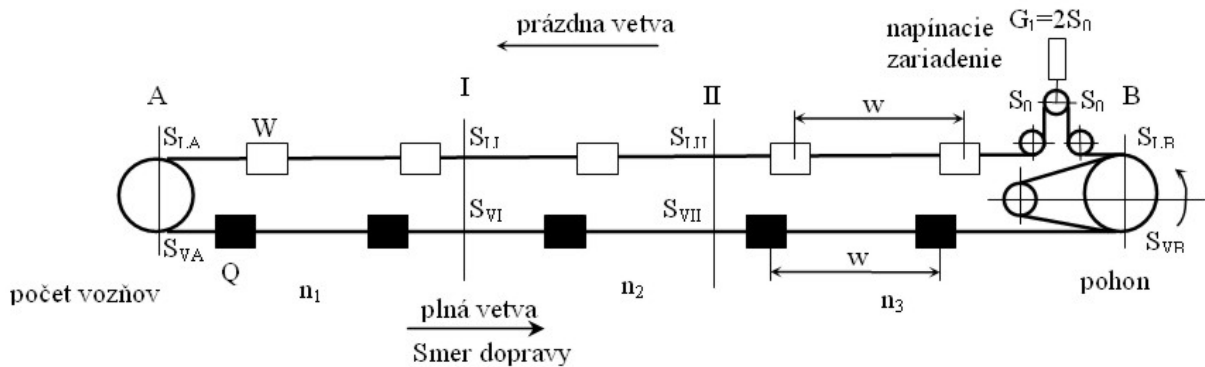
Pokiaľ sklon dráhy je tak veľký, že prázdna vetva vyvodzuje ťah dolu; je umiestnenie napínacieho závažia ťažného lana na dolnom konci A správne, pretože tam vzniká najmenšia napínacia sila. Z rovnice (3) teda dostávame podmienku vynechaním dynamických účinku ako

$$W \sum n_i \sin \psi_i^* > (W \sum n_i \cos \psi_i^* + q_1 L) f_1$$

S_0 a $q_1 H$ sa vyrovnávajú na obidvoch stranách dráhy, a preto odpadajú. Ak nie je splnená táto podmienka, tzn. predpokladáme malé stúpania na vyšetrovanom úseku krajiny, mali by sme použiť ďalší možný spôsob usporiadania, a to:

2.2 Doprava hore, pohon hore, napínacia stanica ťažného lana hore

Napínacia sila ťažného lana je teraz v prázdnnej vetve najmenšia v bode B, preto aj napínacie závažia je tam umiestnené. Pre priebeh napínacej sily v ťažnom lane vplyva:



Obr.3. Schéma usporiadania lanovky pri doprave hore s pohonom v hornej stanici napínaním v hornej stanici

Prázdná vetva:

B: $S_{LB} = S_0$

II: $S_{LII} = S_0 - q_1 h_3 - n_3 W \sin \psi_3^* + (n_3 W \cos \psi_3^* + q_1 L_3) f_1 \pm (n_3 W + q_1 L_3^*) \frac{p}{g}$

I: $S_{LI} = S_{LII} + q_1 h_2 + n_2 W \sin \psi_2^* + (n_2 W \cos \psi_2^* + q_1 L_2) f_1 \pm (n_2 W + q_1 L_2^*) \frac{p}{g}$

$$\mathbf{A:} \quad S_{LA} = S_{LI} - q_1 h_1 - n_1 W \sin \psi_1^* + (n_1 W \cos \psi_1^* + q_1 L_1) f_1 \pm (n_1 W + q_1 L_1^*) \frac{p}{g}$$

Po dosadení medzihodnôt dostávame

$$S_{LA} = S_0 - q_1 H - W \sum n_i \sin \psi_i^* + (W \sum n_i \cos \psi_i^* + q_1 L) f_1 \pm (W \sum n_i + q_1 L^*) \frac{p}{g}$$

Plná vetva:

$$\mathbf{A:} \quad S_{VA} = S_{LA}$$

$$\mathbf{I:} \quad S_{VI} = S_{VA} + q_1 h_1 + n_1 Q \sin \psi_1^* + (n_1 Q \cos \psi_1^* + q_1 L_1) f_1 \pm (n_1 Q + q_1 L_1^*) \frac{p}{g}$$

$$\mathbf{II:} \quad S_{VII} = S_{VI} - q_1 h_2 - n_2 Q \sin \psi_2^* + (n_2 Q \cos \psi_2^* + q_1 L_2) f_1 \pm (n_2 Q + q_1 L_2^*) \frac{p}{g}$$

$$\mathbf{B:} \quad S_{VB} = S_{VII} + q_1 h_3 + n_3 Q \sin \psi_3^* + (n_3 Q \cos \psi_3^* + q_1 L_3) f_1 \pm (n_3 Q + q_1 L_3^*) \frac{p}{g}$$

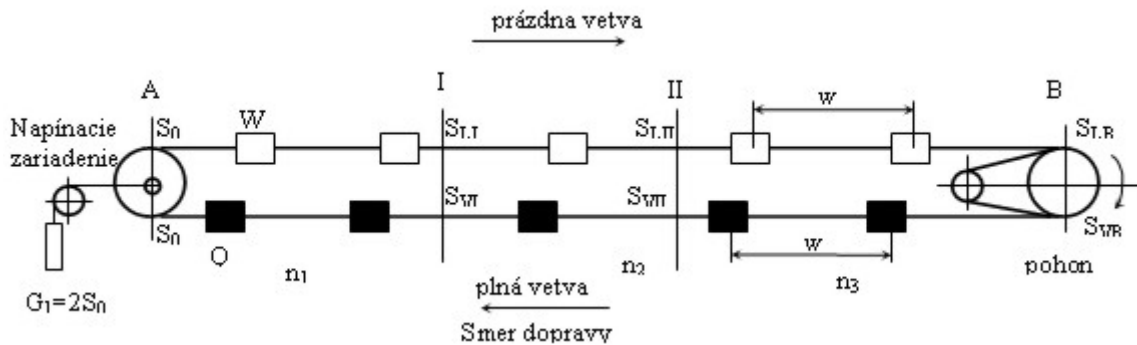
Po dosadení medzihodnôt dostaneme:

$$S_{VB} = S_0 + Q \sum n_i \sin \psi_i^* - W \sum n_i \cos \psi_i^* + (Q \sum n_i \cos \psi_i^* + W \sum n_i \cos \psi_i^* + 2q_1 L) f_1 \pm (Q \sum n_i + W \sum n_i + 2q_1 L^*)$$

Pre obvodovú silu platí rovnaký vzťah ako pri 1.

2.3 Doprava dole, pohon hore, napínacie zariadenie dole (obr.4)

Situačná schéma je na obr.4. Je rovnaká ako v prípade 1, iba smer dopravy a tým aj zmysel pohybu ťažného lana je opačný. Pribeh napínacej sily odpovedá nasledujúcim rovniciam:



Obr.4. Schéma usporiadania lanovky pri doprave dole s pohonom v hornej stanici a napínaním v dolnej stanici

Plná vetva:

$$\mathbf{A:} \quad S_{VA} = S_0$$

$$\mathbf{I:} \quad S_{VI} = S_0 + q_1 h_1 + n_1 Q \sin \psi_1^* - (n_1 Q \cos \psi_1^* + q_1 L_1) f_1 \mp (n_1 Q + q_1 L_1^*) \frac{p}{g}$$

$$\mathbf{II:} \quad S_{VII} = S_{VI} - q_1 h_2 - n_2 Q \sin \psi_2^* - (n_2 Q \cos \psi_2^* + q_1 L_2) f_1 \mp (n_2 Q + q_1 L_2^*) \frac{p}{g}$$

$$\mathbf{B:} \quad S_{VB} = S_{VII} + q_1 h_3 + n_3 Q \sin \psi_3^* - (n_3 Q \cos \psi_3^* + q_1 L_3) f_1 \mp (n_3 Q + q_1 L_3^*) \frac{p}{g}$$

Po dosadení medzihodnôt dostaneme:

$$S_{VB} = S_0 + q_1 H + Q \sum n_i \sin \psi_i^* - (Q \sum n_i \cos \psi_i^* + q_1 L) f_1 \mp (Q \sum n_i + q_1 L^*) \frac{p}{g}$$

Prázdna vetva:

$$\mathbf{A:} \quad S_{LA} = S_0$$

$$\text{I: } S_{Li} = S_0 - q_1 h_1 - n_1 W \sin \psi_1^* + (n_1 W \cos \psi_1^* + q_1 L_1) f_1 \pm (n_1 W + q_1 L_1^*) \frac{p}{\gamma_g}$$

$$\text{II: } S_{\text{LII}} = S_{\text{LI}} - q_1 h_2 - n_2 W \sin \psi_2^* + (n_2 W \cos \psi_2^* + q_1 L_2) f_1 \pm (n_2 W + q_1 L_2^*) \frac{p}{g}$$

$$\mathbf{B:} \quad S_{LB} = S_{LII} - q_1 h_3 - n_3 W \sin \psi_3^* + (n_3 W \cos \psi_3^* + q_1 L_3) f_1 \pm (n_3 W + q_1 L_3^*) \frac{p}{g}$$

Po dosadení medzihodnôt dostávame

$$S_{LB} = S_0 + q_1 H + W \sum n_i \sin \psi_i^* + (W \sum n_i \cos \psi_i^* + q_1 L) f_1 \pm (W \sum n_i + q_1 L^*) p / \sigma$$

Obvodová sila je potom

$$U = S_{LB} - S_{VB} = W \sum n_i \sin \psi_i^* - Q \sum n_i \sin \psi_i^* + (Q \sum n_i \cos \psi_i^* + W \sum n_i \cos \psi_i^* + 2q_1 L) f_1 \pm (Q \sum n_i + W \sum n_i + 2q_1 L^*) \frac{p}{q} \quad (4)$$

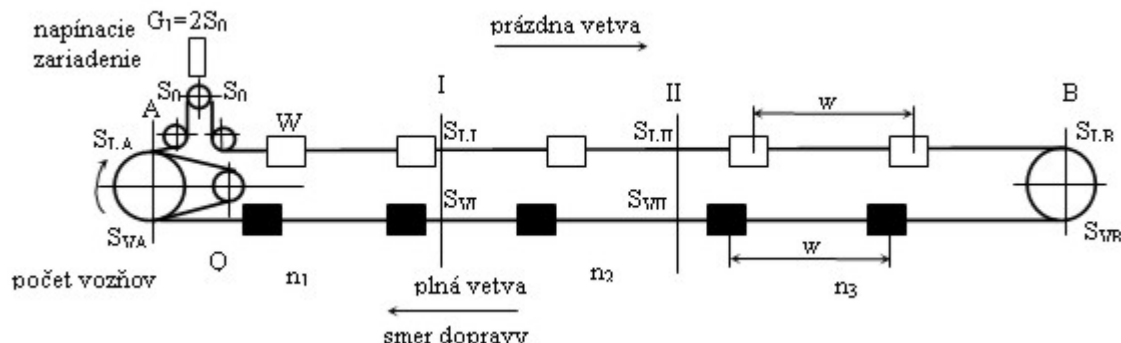
Umiestnenie pohonu v B je správne, keď z výrazu pre S_{VB} v dôsledku daných pomerov sklonu dráhy je ešte splnená podmienka

$$Q \sum n_i \sin \psi_i^* \rangle (Q \sum n_i \cos \psi_i^* + q_1 L) f_1 \quad (5)$$

to znamená, že plná vetva sa „sama“ ťahá smerom nadol. Ak podmienka (5) nie je splnená, bolo by vhodné umiestniť pohon v údolnej stanici. Samovoľnú prevádzku dráhy nebudeme uvažovať, pretože podmienka (4) pri väčších sklonoch je spätá s podmienkou (5).

2.4 Doprava dole, pohon dole, napínacie zariadenie dole

Toto usporiadanie je vhodné pre mierne klesajúce dráhy, keď už nie je splnená podmienka (5). Napínacia sila ťažného lana bude v prázdnej vetve na strane A najmenšia, a preto sa musí tiež tam nachádzať aj napínacie zariadenie ťažného lana.



Obr.5. Schéma usporiadania lanovky pri doprave dole s pohonom v dolnej stanici a napínaním v dolnej stanici

Pre napínanie silu v lane v charakteristických bodoch dráhy platia nasledujúce vzťahy:

Prázdná vetva:

A: $S_{LA} = S_0$

$$\text{I: } S_{\text{LI}} = S_0 + q_1 h_1 - n_1 W \sin \psi_1^* + (n_1 W \cos \psi_1^* + q_1 L_1) f_1 \pm (n_1 W + q_1 L_1^*) \frac{p}{g}$$

$$\text{II: } S_{\text{LII}} = S_{\text{LI}} - q_1 h_2 - n_2 W \sin \psi_2^* + (n_2 W \cos \psi_2^* + q_1 L_2) f_1 \pm (n_2 W + q_1 L_2^*) \frac{p}{g}$$

$$\mathbf{B}: \quad S_{LB} = S_{LII} - q_1 h_3 - n_3 W \sin \psi_3^* + (n_3 W \cos \psi_3^* + q_1 L_3) f_l \pm (n_3 W + q_1 L_3^*) \frac{p}{g}$$

Po dosadení medzihodnôt dostaneme

$$S_{LB} = S_0 + q_1 H + W \sum n_i \sin \psi_i^* + (W \sum n_i \cos \psi_i^* + q_1 L) f_1 \pm (W \sum n_i + q_1 L^*) \frac{p}{g}$$

Plná vetva:

$$\mathbf{B:} \quad S_{VB} = S_{LB}$$

$$\mathbf{II:} \quad S_{VII} = S_{VB} - q_1 h_3 - n_3 Q \sin \psi_3^* + (n_3 Q \cos \psi_3^* + q_1 L_3) f_1 \pm (n_3 Q + q_1 L_3^*) \frac{p}{g}$$

$$\mathbf{I:} \quad S_{VI} = S_{VII} + q_1 h_2 + n_2 Q \sin \psi_2^* + (n_2 Q \cos \psi_2^* + q_1 L_2) f_1 \pm (n_2 Q + q_1 L_2^*) \frac{p}{g}$$

$$\mathbf{A:} \quad S_{VA} = S_{VI} - q_1 h_1 - n_1 Q \sin \psi_1^* + (n_1 Q \cos \psi_1^* + q_1 L_1) f_1 \pm (n_1 Q + q_1 L_1^*) \frac{p}{g}$$

Po dosadení medzihodnôt dostaneme

$$S_{VA} = S_0 + W \sum n_i \sin \psi_i^* - Q \sum n_i \sin \psi_i^* + (W \sum n_i \cos \psi_i^* + Q \sum n_i \cos \psi_i^* + 2q_1 L) f_1 \pm (Q \sum n_i + W \sum n_i + 2q_1 L^*) \frac{p}{g}$$

Výraz pre obvodovú silu bude vyzeráť:

$$U = S_{VA} - S_{LA} = W \sum n_i \sin \psi_i^* - Q \sum n_i \sin \psi_i^* + (Q \sum n_i \cos \psi_i^* + W \sum n_i \cos \psi_i^* + 2q_1 L) f_1 \pm (Q \sum n_i + W \sum n_i + 2q_1 L^*) \frac{p}{g}$$

Veličiny $\sum n_i \sin \psi_i^*$ atď. vyskytujúce sa vo vzťahoch pre obvodovú silu vo všeobecnosti nemôžu byť vynechané aby sa vzťahy zjednodušili, pretože úsekové dĺžky L_i^* nie sú celočíselné násobky rozstupov vozňov w a pri presnom výpočte v každom úseku i pre celkovú napínavú silu sa dosadzuje nepriaznivejší počet vozňov n_i .

Záver

Štyri prezentované prípady predstavujú usporiadania, ktoré sú smerodajné, ak sa jedná o dopravu iba v jednom smere, teda zaťažená je vždy tá istá vetva. Ak pri premenlivom smere dopravy preklenutý výškový rozdiel je dostatočne veľký, poloha pohonu a napínacieho zariadenia ťažného lana určí sa pre každý prípad zvlášť. Naproti tomu ak je dráha s meniacim sa smerom dopravy plochá, rozhodneme sa pre polohu pohonu a napínacieho zariadenia ťažného lana v závislosti na pomeroch, zložitosti zariadenia a na nepriaznivejšom smere dopravy. Pri väčších dĺžkach lanových dráh sa zvykne dráhu rozdeliť na niekoľko poháňacích úsekov. Každý úsek má vlastný pohon a napínanie ťažného lana a jeho dĺžka bude závisieť od menovitej nosnosti lana.

Tento príspevok vznikol v rámci riešenia grantového projektu VEGA 1/2196/05 Logistické prvky a systémy v materiálových a informačných tokoch, ich inovácie a použitie výpočtových a experimentálnych metód na zabezpečenie ich životnosti.

Literatúra:

- [1] Cselényi, J., Illés, B., Kovács, L.: Eigenheiten des Ziehstärkediagramms von Zugseilen bei Personenseilbahnen, Zborník ZzvTaP, Tatranská Lomnica, 2004, ISBN 80-88922-85-2.
- [2] Kuľka, J., Kastelovič, E.: Možnosti výpočtu priehybu lana lanových zariadení. In: Zborník z konferencie "Zdvíhacie zariadenia v teórii a praxi", Tatranská Lomnica, 2000.
- [3] Kuľka, J., Kopas, M.: Polygóny síl a jazdná dráha dvojlanového systému visutých lanoviek. In: Zborník z konferencie "Zdvíhacie zariadenia v teórii a praxi", Tatranská Lomnica, 2002.

Recenzent: doc. Ing. Karol Kubín, CSc.

OPTIMÁLNE NAVRHOVANIE PRVKOV MECHANICKÝCH KONŠTRUKCIÍ S OHĽADOM NA PREDPÍSANÚ MINIMÁLNU DOBU ICH TECHNICKÉHO ŽIVOTA

Bohuš Leitner¹², Roman Kocúr¹³

Kľúčové slová: optimalizácia, optimalizačné úlohy, dimenzovanie, mechanické konštrukcie, stochastické namáhanie, technický život, MKP model, kumulácia únavového poškodenia.

Abstrakt:

V článku je prezentovaný jeden z možných prístupov optimálneho navrhovania prútových konštrukcií vzhľadom na predpísanú dobu života ich jednotlivých prvkov. Uvedená metodika sa ukazuje ako vhodný a efektívny nástroj optimalizácie. Možno konštatovať, že uspela aj pri komparácii s kvalitnejšie naprogramovanými metódami spojenej optimalizácie v MATLABovskej knižnici (funkcie FMINS.M, CONSTR.M apod.). Nakoľko obmedzujúce podmienky odvíjajúce sa od určenia doby života dimenzovanej časti konštrukcie (najmä kvôli rainflow dekompozícii) sú veľmi komplikované a väčšinou exaktne nepopísateľné, spojité optimalizačné postupy často nevedú k požadovaným výsledkom.

1. Úvod

Jedným z aktuálnych problémov v oblasti optimalizácie mechanických sústav je návrh metodiky a realizácia riešenia počítačovej optimalizácie modelovaných objektov nielen z pohľadu „klasických“ (t.j. pevnostných, frekvenčných a iných obmedzení), ale aj z pohľadu predikovanej úrovne spoľahlivosti (najmä únavovej životnosti), realizovanej pomocou MKP analýzy. Cieľom príspevku je objasniť jednu z možných ciest optimálneho návrhu prútových konštrukcií (ale aj iných typov konštrukcií) vzhľadom na predpísanú minimálnu dobu technického života ich jednotlivých častí. Zámerom autorov je rozšíriť problematiku optimalizácie strojných uzlov a celých konštrukcií o oblasť týkajúcu sa najmä problematiky ich spoľahlivosti, ktorá v mnohých prípadoch technickej praxe dominuje nad „klasickými“, staticky zameranými, optimalizačnými postupmi.

2. Základy počítačovej optimalizácie prvkov zložitých mechanických systémov

Problémom optimalizácie nie sú len ťažkosti s formuláciou kritérií, ale aj existencia veľkého množstva parametrov ovplyvňujúcich výsledné riešenie. Preto je bežné analyzovať vplyv jednotlivých parametrov oddelene. Takto sa sleduje vplyv zmeny tvaru, vlastností materiálu, prierezu určitej časti konštrukcie atď. Vlastný proces optimálneho navrhovania konštrukčných prvkov strojných zariadení je schematicky zobrazený na obr. 1.

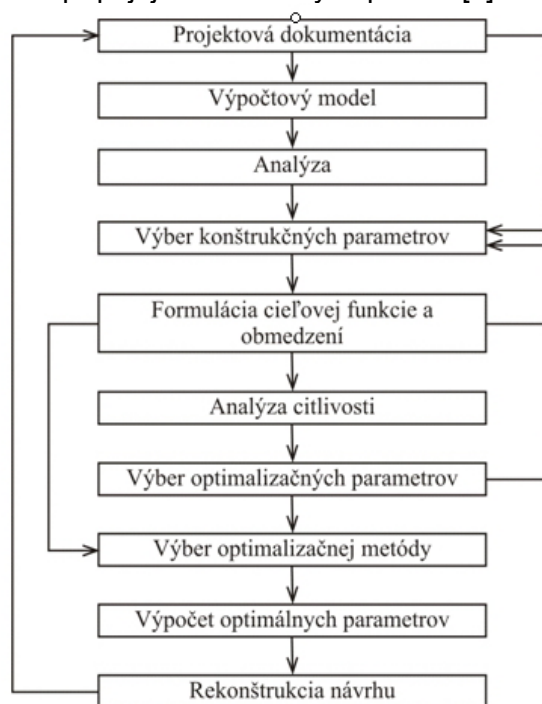
Pod optimálnym riešením vo všeobecnosti rozumieme „najlepšie riešenie“ z hľadiska istého, vopred zvoleného, kritéria (t.j. riešenie, ktoré za daných obmedzujúcich podmienok vedie k dosiahnutiu extrémneho cieľového funkcie). Cieľová funkcia $F(\mathbf{x})$ predstavuje u mechanických konštrukcií a ich uzlov najčastejšie cenu, hmotnosť, deformácie, maximálne napätie alebo predpísané hodnoty niektorých modálno-spektrálnych vlastností. Cieľová funkcia je vyjadrená v explicitnej, príp. implicitnej forme prostredníctvom tzv. optimalizačných (návrhových) premenných x_i .

Vektor optimalizačných (návrhových, konštrukčných) premenných $\mathbf{x}$ obsahuje ako svoje zložky parametre, ktoré sa počas optimalizácie menia. Návrhové premenné môžu byť hrúbky, dĺžky, materiálové vlastnosti apod.. Principiálne možno návrhové premenné rozdeliť na **veľkostné alebo rozmerové premenné - sizing variables**, ktoré menia len veľkostné

¹² **doc. Ing. Bohuš Leitner, PhD.**, Katedra technických vied a informatiky, Fakulta špeciálneho inžinierstva, Žilinská univerzita v Žiline, ul. 1.mája 32, 010 26 Žilina, SR, tel. +421-41-513 6863, e-mail: Bohus.Leitner@fsi.uniza.sk

¹³ **Ing. Roman Kocúr, PhD.**, Katedra aplikovanej mechaniky, Strojnícka fakulta, Žilinská univerzita v Žiline, Univerzitná. 1, 010 26 Žilina, SR, tel. +421-41-513 2974, e-mail: Roman.Kocur@fstroj.uniza.sk

parametre konštrukcie bez vplyvu na jej geometriu a **tvorové premenné** - **shape variables**, ovplyvňujúce tvar konštrukcie príp. jej elementárnych prvkov [1].



Obr.1. Proces optimálneho navrhovania technických systémov

V procese optimalizácie rozlišujeme niekoľko základných etáp [2]:

1. Vytvorenie správneho a dostatočne presného virtuálneho modelu systému (statický alebo dynamický) - návrh fyzikálnej štruktúry definovanej typom a konfiguráciou jednotlivých diskrétnych prvkov (hmotných bodov, tuhých telies, nehmotných pružných väzieb, tlmičov a konečných prvkov). Optimalizačný návrh konštrukcie vyžaduje komplexné riešenie v rámci uzavretého cyklu, ktorý začína i končí v projektovej dokumentácii (obr.1).

Popísanie objektu matematickými prostriedkami – vytvorenie adekvátneho matematického modelu (sústavu rovníc), ktorý bude vyjadrovať platné fyzikálne zákony napr. podmienky väzieb, rovnice rovnováhy apod.

Matematická formulácia optimalizačnej úlohy - optimálny cieľový stav sa vyjadruje tzv. **cieľovou (účelovou) funkciou**

$$F = F(\mathbf{x}) \quad (1)$$

definovanou pri uvažovaní tzv. **vedľajších (obmedzujúcich) podmienok** v tvare nerovností, ktoré vymedzujú prípustnú oblasť riešení

$$G_j = G_j(\mathbf{x}) \leq 0 \quad (2)$$

kde $\mathbf{x} = [x_1 \ x_2 \ \dots \ x_n]^T$ je vektor optimalizačných (návrhových, konštrukčných) premenných.

Uvedené vzťahy obsahujú všeobecne nelineárne funkcie vektora $\mathbf{x}$ a preto nutnú podmienku existencie extrému možno zapísať v tvare tzv. **Kuhn-Tuckerovej nutnej podmienky** [1, 2]:

$$\text{grad}[F(\mathbf{x})] + \sum_{j=1}^m \lambda_j \times \text{grad}[G_j(\mathbf{x})] + \sum_{k=1}^l \lambda_{m+k} \times \text{grad}[H_k(\mathbf{x})] = 0 \quad (3)$$

kde λ_j je Lagrangeov multiplikátor ($j = 1 \dots m+k$), $F(\mathbf{x})$ je cieľová funkcia, $G_j(\mathbf{x})$ sú vedľajšie podmienky dané nerovnosťami, $H_k(\mathbf{x})$ sú vedľajšie podmienky dané rovnosťami.

V dôsledku všeobecne nelineárneho charakteru cieľovej funkcie i funkcií obmedzení budú Kuhn-Tuckerove rovnice nelineárne, čo vo väčšine prípadov nemožno vyriešiť analyticky. V takom prípade je vhodné aplikovať iteračné metódy, umožňujúce vypočítať postupnosť vektorov $\mathbf{x}_r$ ($r=1,2,\dots$), konvergujúcich k optimu.

3. Matematická formulácia optimalizačných úloh v inžinierskej praxi

Na základe požiadaviek inžinierskej praxe je možné formulovať cieľovú funkciu a vedľajšie, obmedzujúce podmienky problému tak, aby bolo možné extremalizovať (maximalizovať resp. minimalizovať) napr. výrobné náklady, hmotnosť, technologickú náročnosť príp. ďalšie prevádzkové a spoľahlivostné parametre. Základnými optimalizačnými úlohami z pohľadu vyšetrovania mechanických vlastností a inžinierskej praxe sú [3]:

- **pevnostný návrh staticky namáhaných konštrukcií alebo strojných častí**

$$\begin{aligned} \min[F(\mathbf{x})] \text{ pri } \sigma_i(\mathbf{x}) - \sigma_{iDOV} \leq 0, \quad i = 1 \dots m \\ u_i(\mathbf{x}) - u_{iPRED} \leq 0, \quad i = 1 \dots k, \end{aligned} \quad (4)$$

kde: $F(\mathbf{x})$ je cieľová funkcia popisujúca hmotnosť konštrukcie, jej cenu, príp. iné významné technologicko-prevádzkové vlastnosti, $\sigma_i(\mathbf{x}) - \sigma_{iDOV}$ je pevnostná obmedzujúca podmienka a $u_i(\mathbf{x}) - u_{iPRED}$ je deformačná obmedzujúca podmienka.

- **pevnostný návrh dynamicky namáhaných konštrukcií alebo strojných častí**

$$\begin{aligned} \min[F(\mathbf{x})] \text{ pri } \sigma_{iA}(\mathbf{x}) - \sigma_{iADOV} \leq 0, \quad i = 1 \dots m \\ u_{iA}(\mathbf{x}) - u_{iAPRED} \leq 0, \quad i = 1 \dots k, \end{aligned} \quad (5)$$

kde: $F(\mathbf{x})$ je cieľová funkcia popisujúca hmotnosť konštrukcie, alebo iné technické parametre, $\sigma_{iA}(\mathbf{x}) - \sigma_{iADOV}$ je pevnostná obmedzujúca podmienka vyjadrená v amplitúdach napätia a $u_{iA}(\mathbf{x}) - u_{iAPRED}$ je deformačná obmedzujúca podmienka vyjadrená v amplitúdach posunutí.

- **modálne a spektrálne naladenie výpočtových modelov**

$$\min[F(\mathbf{x})] \text{ pri } \Omega_i(\mathbf{x}) - \Omega_{iDOV} \leq 0, \quad i = 1 \dots m \quad (6)$$

$$\text{resp. } \min[F(\mathbf{x})] = \min \left[\sum_{i=1}^m (\Omega_i^2 - \Omega_{iPRED}^2)^2 \right] \quad i = 1 \dots m, \quad (7)$$

kde: $F(\mathbf{x})$ je cieľová funkcia popisujúca napr. hmotnosť konštrukcie príp. predstavujúca tiež vhodne formulovanú funkciu spektrálnych vlastností, $\Omega_i(\mathbf{x}) - \Omega_{iPRED}$ môže definovať vybrané spektrálne obmedzenia,

- **optimálne navrhovanie konštrukcií z pohľadu únavovej pevnosti resp. životnosti**

$$\begin{aligned} \min[F(\mathbf{x})] \text{ pri } D_i(\mathbf{x}) - D_{iDOV} \leq 0, \quad i = 1 \dots m \\ T_i(\mathbf{x}) - T_{iPRED} \leq 0, \quad i = 1 \dots k, \end{aligned} \quad (8)$$

kde: $F(\mathbf{x})$ je cieľová funkcia popisujúcou najčastejšie hmotnosť konštrukcie, príp. ďalšie technické parametre systému, $D_i(\mathbf{x}) - D_{iDOV}$ je obmedzujúca podmienka vyjadrená mierou kumulácie poškodenia sledovaného prvku, $T_i(\mathbf{x}) - T_{iPRED}$ je obmedzujúca podmienka vyjadrená odhadom doby do porušenia t.j. minimálnej požadovanej „doby života“ prvku.

- **iné úlohy optimálneho návrhu konštrukcií** definované z pohľadu ďalších významných výrobnotechnologických parametrov (napr. max. využitie unifikovaných prvkov apod.).

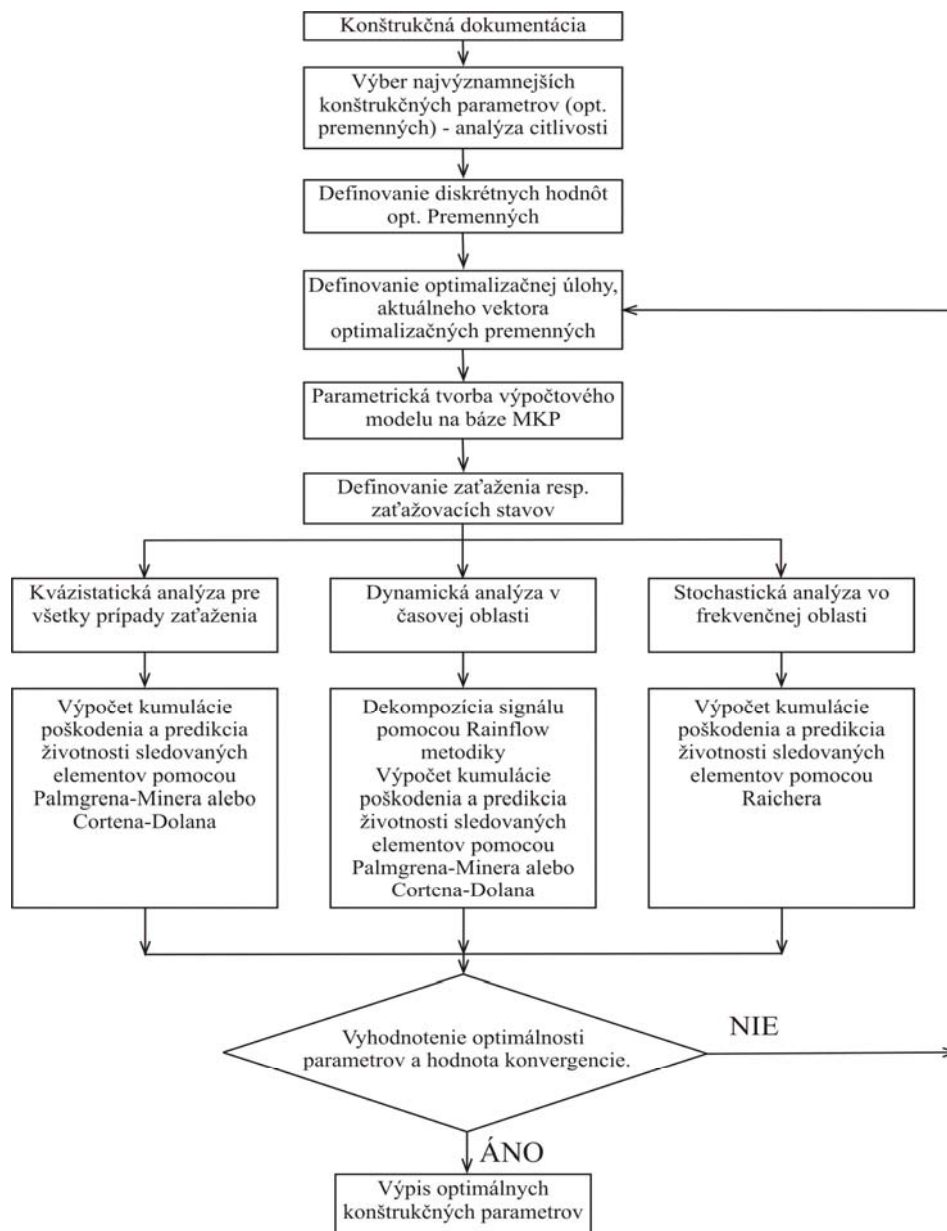
4. Návrh metodiky optimalizácie vybraných parametrov prvkov strojných konštrukcií z pohľadu únavovej pevnosti a kumulácie poškodenia

Veľký význam sa v procese konštruovania kladie na optimálne navrhovanie príp. zlepšovanie parametrov technického systému ako celku. Veľký dôraz sa kladie na optimalizáciu systému z hľadiska apriórnej - vlozenej spoľahlivosti (najčastejšie z pohľadu únavovej pevnosti a kumulácie únavového poškodenia).

Základom je výber vhodných optimalizačných premenných (reprezentujúcich najvýznamnejšie konštrukčné parametre). Na ich základe sa realizuje analýza citlivosti a sú definované diskkrétne hodnoty optimalizačných premenných. Na základe chovania sa systému a charakteru optimalizačných premenných sa identifikuje vhodná optimalizačná metóda pre ten ktorý konkrétny prípad a definuje sa tzv. **štartovací bod optimalizačného procesu**. Prevažná väčšina optimalizačných metód je prepojená na metódu konečných

prvkov (MKP) a preto je potrebné v tejto fáze optimalizačného procesu spracovať MKP model analyzovaného technického systému. Správnou definíciou zaťaženia resp. najvýznamnejších záťažových stavov je virtuálny model systému pripravený na aplikáciu optimalizačných metód a analýz.

Výsledkom série optimalizačných analýz sú optimálne parametre modelu, ktorých relevantnosť určuje najčastejšie výsledná funkčnosť, použiteľnosť i ekonomická návratnosť výrobku. Ak sa v procese optimalizácie nepodarilo nájsť vhodné riešenie, je nutné použiť inú metodiku hľadania optimálneho návrhu (najčastejšie spočíva v zmene: optimalizačnej metódy, štartovacieho bodu, ďalších významných parametrov, MKP modelu, metodiky riešenia stavových rovníc a pod.). Po realizácii zmien sa pokračuje v procese optimalizácie vyššie uvedenými krokmi dovtedy, kým nie je dosiahnutá očakávaná kvalita výsledkov [4].



Obr.2. Schéma navrhovanej metodiky optimálneho navrhovania konštrukčných parametrov s ohľadom na kumuláciu únavového poškodenia

Po tejto etape pokračuje proces konštruovania následnou úpravou technického riešenia na základe nových parametrov a tiež technologická a organizačná príprava výroby, výroba, inštalácia a spustenie prevádzky technického systému. Štruktúra optimálneho

navrhovania konštrukčných parametrov z pohľadu minimalizácie hmotnosti pri obmedzeniach vzhľadom na únavovú pevnosť a životnosť je schematicky spracovaná na obr.2.

4.1 Implementácia navrhovanej metodiky do jazyka MATLAB

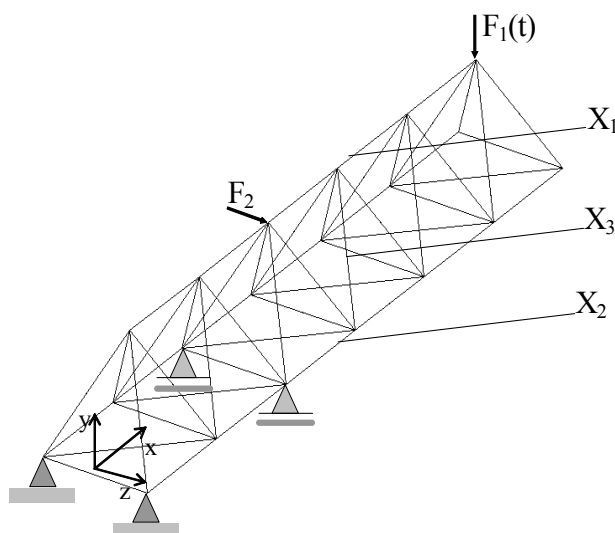
Pre riešenie úloh minimalizácie hmotnosti konštrukcií modelovaných pomocou MKP s obmedzeniami vzhľadom na minimálnu prepísanú dobu technického života (určovanú klasickou metodikou Corten-Dolan a rainflow dekompozíciou priebehu napätí v jednotlivých prvkoch systému bol vytvorený program OPTIM_FAT.M v jazyku MATLAB.

```
% PROGRAM OPTIM_FAT
clear
% Definovanie startovacieho bodu:
dp=[7,7,7];
% Definovanie hranic pre optimalizacne premenne:
hran=[0,7;1,7;0,7];
F=0;
ikontrol=0;
numvar=max(size(dp));
[Fs]=hlava(dp);
while F<Fs
for i=1:numvar
    dp(i)=dp(i)-1;
    if dp(i)<=hran(i,2) & dp(i)>hran(i,1)
        [F]=hlava(dp);
    else
        dp(i)=dp(i)+1; F=Fs;
    end
    if F<Fs
        while F<Fs
            Fs=F; dp(i)=dp(i)-1;
            if dp(i)<=hran(i,2) & dp(i)>hran(i,1)
                [F]=hlava(dp);
            else
                dp(i)=dp(i)+1; F=Fs;
            end
        end
    elseif F>=Fs
        dp(i)=dp(i)+1;
        if dp(i)<=hran(i,2) & dp(i)>hran(i,1)
            [F]=hlava(dp);
        else
            dp(i)=dp(i)-1; F=Fs;
        end
        while F<Fs
            Fs=F; dp(i)=dp(i)+1;
            if dp(i)<=hran(i,2) & dp(i)>hran(i,1)
                [F]=hlava(dp);
            else
                dp(i)=dp(i)-1; F=Fs;
            end
        end
    end
end
end
Fs
end
optimum=dp
[fmin,ZIVOT]=hlava(optimum)
```

Podprogram „hlava.m“ vyhodnocuje upravovanú cieľovú funkciu, ktorá predstavuje hmotnosť konštrukcie penalizovanú v prípade, že nie je splnená niektorá obmedzujúca podmienka (v tomto prípade odhadovaná doba života analyzovaných členov) nedosiahne minimálnu predpísanú hodnotu.

4.2 Praktická aplikácia navrhovanej metodiky - testovací príklad

Praktická realizácia optimalizačného procesu bola overovaná na niekoľkých konštrukciách a konštrukčných prvkoch (napr. rám koľajového vozidla a iné). Bolo zistené, že využívanie diskretnej optimalizácie má význam, predovšetkým pri navrhovaní rámových a prútových konštrukcií, kde sa vyberajú prierezy z existujúcich profilov [5]. Pre ilustráciu navrhovanej metodiky budú uvedené výsledky pre prípad minimalizácie hmotnosti jednoduchej priestorovej prútovej konštrukcie (Obr.3) pri daných obmedzeniach na určenú minimálnu dobu jej technického života $T = 250\,000$ hod. Bola predpokladaná existencia troch optimalizačných skupín prvkov s rovnakým prierezom – prierez X_1 majú horné horizontálne prúty, prierez X_2 dolné horizontálne prúty v oboch radoch a ostatné prúty konštrukcie majú identický prierez X_3 . Parametre prierezov $X_1 - X_3$ predstavujú diskretnú veličinu, určujúcu číslo prierezu z celkového počtu možných prierezov. do výpočtu uvažovaných valcovaných rúrkových profilov.



Obr.3. Model analyzovanej prútovej konštrukcie

Prehľad uvažovaných valcovaných rúrkových profilov je uvedený v Tab.1.

Tab.1 Uvažované valcované rúrkové profily

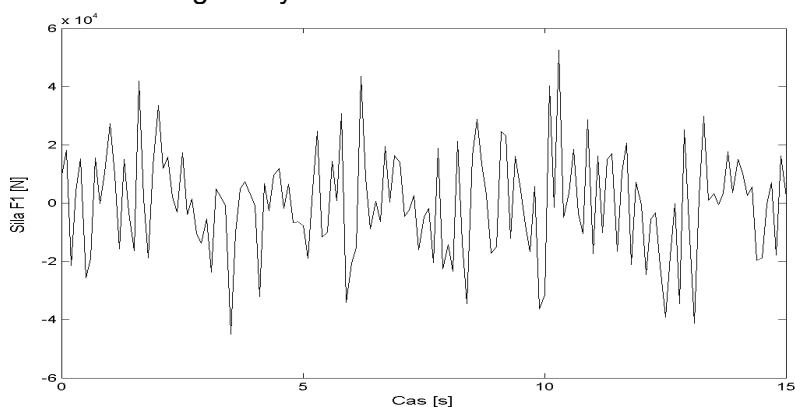
Poradové číslo profilu	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Priemer rúrky [mm]	51	60	70	83	102	114	121	121	152	194
Hrúbka steny [mm]	6	6	6	6	6	6	6	8	8	8
Plocha prierezu [mm ²]	848	1020	1210	1450	1810	2040	2170	2840	3620	4680

Vonkajšie zaťaženie analyzovanej konštrukcie bolo definované dynamickou silou $F_1(t)$, ktorej náhodný priebeh je zrejmý z Obr. 4 a statickou silou $F_2=25000$ [N].

Pre zvolené optimalizačné skupiny boli určené nasledovné profily:

- X_1 : profil č.4 až 10,
- X_2 : profil č.4 až 10,
- X_3 : profil č.1 až 7.

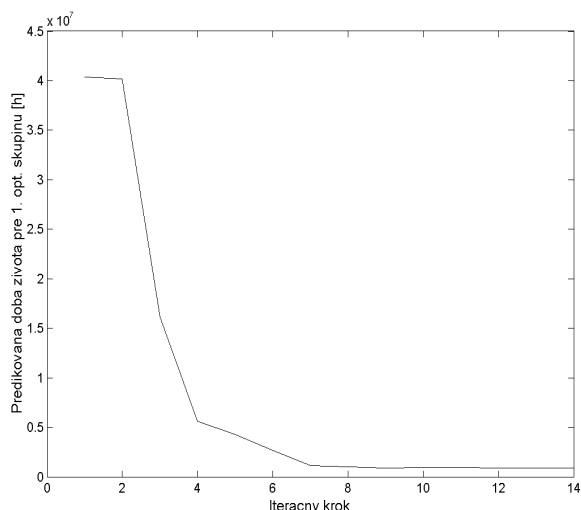
Úloha bola riešená prostredníctvom vyššie uvedeného programu OPTIM_FAT.M. Na dekompozíciu náhodného priebehu napätia v jednotlivých prútoch bola použitá rainflow metodika podľa Baldu [7] a predikovanie úrovne únavového poškodenia a výpočet doby do porušenia bol realizovaný metodikou Corten-Dolan [6]. Získané výsledky sú v skrátenej forme prezentované v Tab.2 a graficky na obr. 5 až 8.



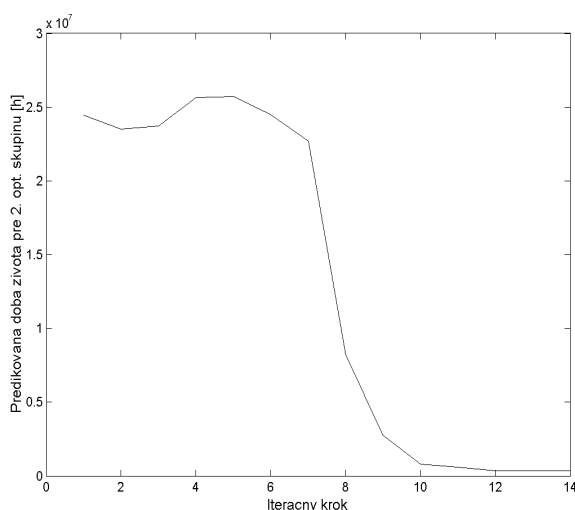
Obr.4. Uvažovaný stochastický priebeh budiacej sily $F_1(t)$

Tab.2 Výsledky procesu optimalizácie

	X_1	X_2	X_3	Hmotnosť [kg]
Štartovací bod	10	10	7	828
Optimálny bod	4	5	5	516



Obr.5. Priebeh konverencie doby života pre 1. optimalizačnú skupinu (X_1)



Obr.6. Priebeh konverencie doby života pre 2. optimalizačnú skupinu (X_2)

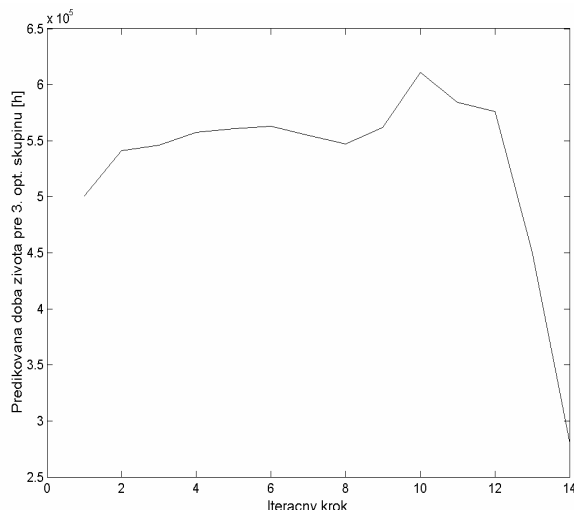
5. Záver

Definovanie komplexnej metodiky numerických výpočtov pri návrhoch konštrukčných parametrov strojných zariadení a ich častí je neustále doplňané novými poznatkami a návrhmi rozličných modifikácií už známych postupov. Cieľom autorov bola snaha o doplnenie niektorých výpočtových prostriedkov do spomenutého výpočtového reťazca optimalizačných postupov. Jedná sa hlavne o problematiku predikcie spoľahlivosti dynamicky namáhaných konštrukcií [8] a ich následnú inováciu na základe optimalizačných postupov.

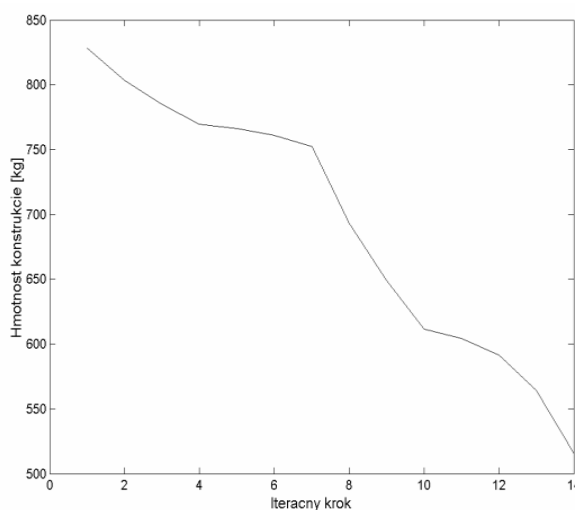
Jedným z aktuálnych problémov v oblasti optimalizácie mechanických sústav je návrh a riešenie počítačovej optimalizácie modelovaných objektov z pohľadu nielen „klasických“ tzn. pevnostných, frekvenčných alebo iných obmedzení, ale aj napríklad z pohľadu stanovenej minimálnej predikcie únavovej životnosti, zisťovanej pomocou MKP analýzy.

Cieľom článku preto bola stručná charakteristika techniky optimálneho dimenzovania prútových konštrukcií s ohľadom na predpísanú dobu technického života ich určených

prvkov. Navrhovaná metodika sa ukazuje ako vhodný a efektívny nástroj pre realizáciu optimalizačných výpočtov konštrukcií z pohľadu ich spoľahlivosti (resp. únavovej životnosti), ktorá je v požiadavkách technickej praxe väčšinou dominantná [9]. Vytvorená softvérová podpora pre optimálne dimenzovanie prvkov mechanických konštrukcií prakticky plne porovnateľná s niektorými modulmi spojenej optimalizácie v programových balíkoch ako MATLAB apod.



Obr.7. Pribeh konvergenzie doby života pre 3. optimalizačnú skupinu (X_3)



Obr.8. Pribeh konvergenzie výslednej hmotnosti konštrukcie

6. Použitá literatúra

- [1] SÁGA, M., VAŠKO, M., KOCÚR, R. et al 2006: Aplikácia optimalizačných algoritmov v mechanike telies. VTS pri ŽU v Žiline, 2006. ISBN 80-969165-9-9
- [2] ŽMINDÁK, M., SÁGA, M., TVARUŽEK, J., HUSÁR, Š. 2000: Optimalizácia mechanických sústav. EDIS vydavateľstvo ŽU v Žiline, Žilina, 2000, ISBN 80-7100-631-9.
- [3] DEKÝŠ, V., SÁGA, M., ŽMINDÁK, M. 2004: Dynamika a spoľahlivosť mechanických sústav. Vedecko-technická spoločnosť pri Žilinskej univerzite, Žilina, 187 s. ISBN 80-969165-2-1.
- [4] CHOVANEC, M., LEITNER, B. 2004: Optimalizácia parametrov mechanických konštrukcií ako proces minimalizácie rizík ich zlyhania. In: Zborník seminára „Fórum mladých vedeckých pracovníkov“, FŠI ŽU, Žilina – na CD. ISBN 80-8070-325-6
- [5] SÁGA, M., VAVRO, J., KOPECKÝ, M. 2002: Počítačová analýza a syntéza mechanických sústav, ZUSI, Žilina.
- [6] PAPUGA, J. – RUŽIČKA, M. 2001: Uniaxiální a multiaxiální metody řešení životnosti z hlediska algoritmizace. In: 17. konferencia “Computational Mechanics 2001”, Nečtiny, ČR
- [7] BALDA, M. 1996: Vícekanálové sledování kumulace poškození v reálnem čase. In: Vedecká konferencia “Dynamika strojů ‘96“, ZČU-FAV, Perník, ČR.
- [8] CARPINTERI, A., SPAGNOLI, A., VANTADORI, S. 2001: Critical plane approach for multiaxial fatigue of metals. In: Zeszyty naukowe Politechniki Opolskiej - seria Mechanika, z.67, 269/2001. Politechnika Opolska, Opole, Poland, ISSN 0209-0848.
- [9] SÁGA, M., LEITNER, B. 2002: Príspevok k optimalizácii mechanických parametrov traťových strojov. In: Zborník prednášok XI. Medzinárodného seminára “Traťové stroje v teorii a praxi – SETRAS 2002“, VTS pri ŽU, Žilina, ISBN 80-968823-2-5.

Práca bola podporovaná agentúrou VEGA prostredníctvom projektu č. 1/3154/06.

Recenzent: prof. Ing. Jaromír MÁČA, CSc.

VYUŽITÍ POVRCHOVÉ ULTRAZVUKOVÉ VLNY K DIAGNOSTICE JÍZDNÍ PLOCHY ŽELEZNIČNÍHO DVOJKOLÍ

JOSEF NEUGEBAUER¹⁴

Klíčová slova: povrchová ultrazvuková vlna, jízdní plocha, diagnostika, železniční dvojkolí

Abstrakt:

Článek se zabývá diagnostikou jízdní plochy železničního dvojkolí. Diagnostika je zaměřena na vyhledávání příčných únavových trhlin v jízdní ploše a okolku dvojkolí železničních vozidel. Pro diagnostiku byla použita ultrazvuková povrchová vlna jež je do materiálu zkoušené součásti generována sondou povrchových vln.

1. Úvod

Mezi metody technické defektoskopie patří i metody ultrazvukové. Fyzikální podstatou ultrazvukové defektoskopie je odraz ultrazvukového svazku na fázovém rozhraní způsobeném necelistvostí zkoušeného materiálu. A taktéž změna prostupnosti ultrazvukového svazku materiálem.

Podle pohybu částic prostředí vzhledem ke směru šíření vlny rozeznáváme obecně tyto druhy ultrazvukových vln:

- podélné nebo-li longitudinální, kde pohyb částic prostředí je ve směru šíření vlny,
- příčné nebo-li transverzální, kde pohyb částic prostředí je kolmý na směr šíření vlny,
- povrchové jinak též Rayleighovy, kde pohyb částic prostředí je možno popsat pomocí protáhlé elipsy,
- deskové jinak též Lambovy, kde kmitání částic je charakterizováno příčným kmitáním v rovině rovnoběžné s povrchem.

Šířící se ultrazvukovou vlnu můžeme popsat mimo jiné její vlnovou délkou λ , frekvencí f a rychlostí šíření c . Všechny tyto ukazatele jsou navzájem svázány pomocí vztahu (1) :

$$\lambda = \frac{c}{f} \left[m = \frac{ms^{-1}}{s^{-1}} \right] \quad (1)$$

Rychlost šíření ultrazvukové vlny je funkcí vlastností prostředí, modulu pružnosti v tahu a smyku, hustotě prostředí a Poissonova čísla. V literatuře najdeme experimentálně stanovené rychlosti šíření ultrazvukové vlny, kdy pro výpočet povrchové vlny je udáván přibližný výraz (2):

$$c_R \approx \frac{0,87 + 1,12\mu}{1 + \mu} \cdot c_T \left[ms^{-1} \right]$$

kde: c_R - rychlost šíření povrchové vlny, c_T - rychlost šíření příčné vlny [$3250ms^{-1}$ v oceli při $20^\circ C$], μ - Poissonovo číslo.

Při dopadu ultrazvukové vlny na fázové rozhraní dochází k odrazu, lomu a pokud můžeme materiál popsat pomocí modulu pružnosti ve smyku též k transformaci vlny. Pro dopad vlny na rozhraní platí Snellův zákon. Při splnění podmínky tzv 3. kritického úhlu vzniká v materiálu povrchová vlna.

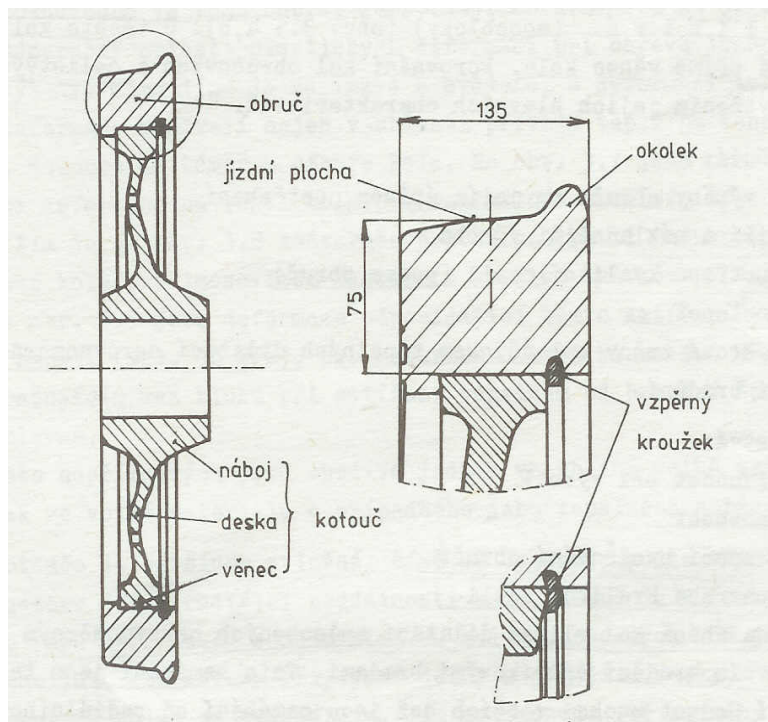
Tato povrchová vlna je s výhodou používána při zkoušení celistvosti jízdní plochy a okolku obručových kol železničních vozidel.

2. Jízdní plocha, okolek

Cosí vlastně máme představit pod pojmy jízdní plocha a okolek?

¹⁴ Ing. Josef Neugebauer, Fakulta strojní, VŠB-TU Ostrava, Institut dopravy, Ústav kolejové dopravy, 17. listopadu 15, 708 33 Ostrava-Poruba, Česká republika, tel.: +420 59 732 4428, fax: +420 59 691 6490, e-mail: josef.neugebauer@vsb.cz

Pohyb železničních vozidel je uskutečňován valením kol po kolejnici. Aby bylo zajištěno bezpečné vedení kola po kolejnici je na obruči vytvořen tzv. okolek. Tento okolek tedy směrově vede železniční vozidlo po kolejích a to bez jakéhokoliv zásahu lidského činitele. Mimochodem, vyloučení lidského činitele ze směrového vedení vozidla je důvodem vyšší bezpečnosti železniční dopravy proti dopravě silniční. Okolek tedy můžeme popsat jako „nálitek“ na vnitřní straně kola jenž je zhotoven po celém obvodu kola jak je znázorněno na obr.1 [3].



Obr.1. Jízdní plocha a okolek železničního dvojkolí

Jízdní plochu potom definujeme jako křivkovou plochu ohraničenou na jedné straně okolkem a na straně druhé vnějším čelem obruče.

Jízdní plocha i okolek jsou namáhány jak silami svislými od hmotnosti vozidla tak silou tažnou (u hnacích vozidel) i brzdnou.

Mimo to je okolek při průjezdu obloukem namáhán silou jež je kolmá na dvě předešlé.

Z výše uvedeného je tedy zřejmé, že jak jízdní plocha tak okolek jsou značně namáhané části kola a s nezanedbatelným vlivem na bezpečnost jízdy vozidla.

Jak vlastně taková zkouška jízdní plochy a okolku pomocí povrchové ultrazvukové vlny probíhá?

3. Diagnostika jízdní plochy a okolku železničního dvojkolí

Pro zkoušení používáme sondu povrchových vln o nízké frekvenci (méně jak 1MHz). Rozsah časové základny musí být nastaven tak, aby bylo možno zobrazit dráhu ultrazvukového svazku v celém obvodu kola. Pro nastavení časové základny použijeme kalibrační měрку K1.

Zkouška je prováděna jako zkouška srovnávací. Což znamená, že si na srovnávací měrce s přesně definovanou umělou necelistvostí nastavíme citlivost zkoušení. Tuto citlivost povýšíme o cca 2dB na tzv. vyhledávací citlivost. S takto nastaveným přístrojem můžeme přistoupit k samotnému zkoušení.

Vlastní zkoušení probíhá ve dvou identických krocích. Sondu přiložíme na volnou jízdní plochu zkoušeného kola tak jak je demonstrováno na obr.2.

Při zkoušení posouváme sondu po jízdní ploše v rozmezí cca 100 mm a zároveň ji vytáčíme do okolku. Tento postup opakujeme po pootočení kola o 180°.

Při vyhodnocování je třeba mít na paměti, že vzdálenost cca 250 mm časové základny není vhodná k vyhledávání vad. Toto je zapříčiněno šířkou počátečního impulsu jež činí tento úsek nepřehledným.



Obr.2. Přiložení sondy na zkoušený povrch

Pokud jsou během zkoušení nalezeny indikace necelistvostí je třeba doplnit metodu ultrazvukovou jinou metodou. Zde přichází v úvahu metoda magnetická polévací, pomocí níž ověříme výskyt necelistvostí.

4. Závěr

Závěrem si dovoluji konstatovat, že metoda ultrazvukové povrchové vlny je vhodná a provozní praxe ukázala, že i citlivá k detekci necelistvostí jež vznikají za provozu na jízdni ploše a okolku. Svou relativní nenáročností a rychlostí dobře vyhovuje potřebám provozu. Zařazení těchto zkoušek do údržbových systémů kolejových vozidel vede bezpochyby ke zvýšení bezpečnosti železničního provozu a racionalizaci údržby vozidel.

5. Seznam literatury

- [1] J. Obráz – Ultrazvuk v měřicí technice. SNTL Praha, 1984
- [2] R. Šmíd ; M. Kreidl – Technická diagnostika. BEN/technická literatura, 2006
- [3] ČD V 99/1

AUTOMATIZACE PŘEKLÁDKY V KONTEJNEROVÉM TERMINÁLU

Jaromír ŠIROKÝ¹⁵

Klíčová slova: překládka, kontejner, automatizace překládky, portálový jeřáb.

Abstrakt:

Hamburský přístav patří mezi nejvýznamnější přístavy ve světě. Velkou měrou na celkových přepravních výkonech se podílejí kontejnerové terminály, zejména terminály spadající pod působnost HHLA. Jedním z nejmodernějších terminálů je kontejnerový terminál Altenwerder, který disponuje mnoha automatizovanými systémy překládky kontejnerů z námořních lodí na železniční a silniční dopravu. V příspěvku jsou popsány jednotlivé automatizované systémy využívané v tomto terminálu, jako jsou automatizovaná vozidla AGV či automatické portálové jeřáby ASC.

1. Úvod

Hamburský přístav (HHLA - Hamburger Hafen und Logistik AG) se řadí v současnosti mezi giganty světových přístavů a v oblasti kontejnerových terminálů mezi nejmodernější nejen v Evropě, ale i ve světě. Přístav Hamburg v současnosti disponuje čtyřmi hlavními kontejnerovými terminály (z nichž HHLA provozuje tři terminály), jakož i osmi multifunkčními terminály, které slouží i pro překládku kontejnerů. Nejvýznamnější kontejnerové terminály jsou schopny odbavit i kontejnerové lodě budoucí generace s označením Post-Panamax, které mohou na palubě ukládat až osmnáct kontejnerů vedle sebe. Jelikož jsou schopny v časovém intervalu do 24 hodin odbavit 2500 TEU a více, i ty největší kontejnerové lodě mohou opustit přístav během jednoho dne.

2. Přepravní výkony kontejnerových terminálů HHLA

Světový obchod a námořní doprava každým rokem roste. Tento nárůst dokládají i výkony, kterými se hamburský přístav staví v oblasti kontejnerových přeprav na 8. místo ve světě. Nárůst u kontejnerových přeprav ve světě činil 10,5 %, v celém hamburském přístavu pak 9,6 % (celkem bylo přeloženo 135 mil. tun zboží). Jestliže v roce 1990 byl obrát kontejnerů v hamburském přístavu 1,95 mil TEU a v roce 2000 to bylo již 4,28 mil TEU, tak v roce 2006 to bylo 8,9 mil TEU. Z evropských kontejnerových přístavů je před ním jen Rotterdam (7. místo). Přední místa v těchto výkonech ve světě zastupují zejména přístavy jihovýchodní Asii a to zejména v Číně (Hong Kong, Shanghai, Shenzhen Ports). Samotné kontejnerové terminály spadající pod působnost HHLA zauímají ve světovém žebříčku 16. pozici, což je velice významný post. Meziroční nárůst překládky kontejnerů v těchto terminálech byl úctyhodných 16,1 %. Velký podíl na tomto nárůstu má zejména rozvoj terminálu Altenwerder, který patří právem mezi nejmodernější ve světě. Ovšem nejvyšší meziroční nárůst zaznamenal ve světě přístav Ningbo v Číně s 34,4 %, což jen dokládá velký boom čínského exportu zejména do Evropy. I další čínské přístavy (např. Shanghai nebo Qingdao) prezentují meziroční nárůst o 20 %. Výčet 16 největších kontejnerových terminálů ve světě dokládá i následující tabulka (viz Tab. 1).

Nárůst přepravních výkonů nejen hamburských kontejnerových terminálů, ale i terminálů Rotterdam, Antwerpy a Bremahaven, představuje i následující obrázek (Obr. 1). Zde je zaznamenán vývoj kontejnerových výkonů v letech 1990-2006 v uvedených terminálech.

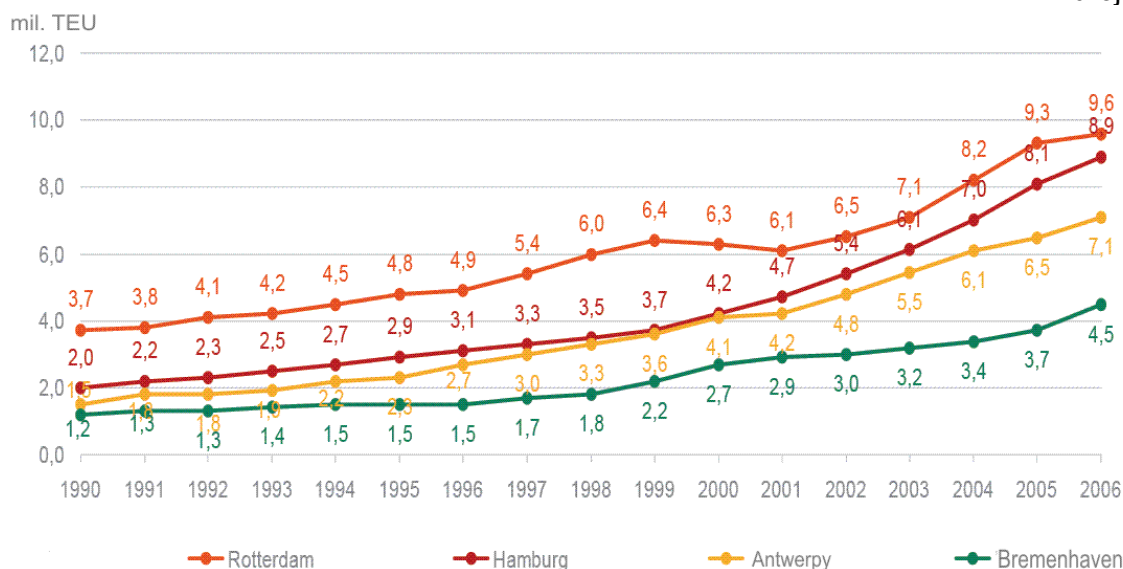
¹⁵ Ing. Jaromír Široký, Ph.D., Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera, Katedra technologie a řízení dopravy, Studentská 95, 532 10 Pardubice, Česká republika, tel.: +420 466 036 199, fax: +420 466 036 094, e-mail: jaromir.siroky@upce.cz

Ze souhrnných statistických údajů vyplývá, že na předních místech ve světě se v překládce kontejnerů umísťují terminály, které se snaží buď zcela nebo alespoň částečně automatizovat překládací operace. Tyto postupné kroky k částečné či úplné automatizaci překládky vedou zejména ke zvýšení bezpečnosti překládky, ale hlavně ke zrychlení překládacích operací a s tím související i levnější samotné překládky. Jestliže před necelými deseti lety byla překládka velké kontejnerové lodi otázkou několika dní, dnes tato překládka lodí s kapacitou 7 000 TEU proběhne během necelých 24 hodin. Automatizace se týká několika fází překládky, od portálových jeřábů pro překládku kontejnerů z kontejnerových lodí na příbřežní hranu, přes přesun kontejnerů na ukládací plochu terminálu a následná překládka kontejnerů na vozidla či plavidla ostatních druhů dopravy. Nejen hamburský přístav, ale např. Rotterdam či Singapur, šly cestou modernizace překládacích operací ve všech fázích překládky.

Tab.1 Top 16 světových kontejnerových terminálů

Pozice		Přístav	Země	mil. TEU (2006)	mil. TEU (2005)	index +/- (%)
2006	2005					
1	2	Singapore	Singapore	24,8	23,2	6,9
2	1	Hong Kong	Čína	23,5	22,6	4,2
3	3	Shanghai	Čína	21,7	18,1	20,1
4	4	Shenzhen Ports (Chiwan, Shekou, Yantian)	Čína	18,5	16,2	14,0
5	5	Busan	Jižní Korea	12,0	11,8	1,6
6	6	Kaohsiung	Taiwan	9,8	9,5	3,2
7	7	Rotterdam	Holandsko	9,6	9,3	3,4
8	9	Hamburg	Německo	8,9	8,1	9,6
9	10	Dubai	UAE	8,8	7,6	15,2
10	8	Los Angeles	USA	8,5	7,5	13,2
11	12	Qingdao	Čína	7,6	6,3	20,0
12	11	Long Beach	USA	7,3	6,7	8,6
13	14	Antwerpen	Belgie	7,0	6,5	8,2
14	13	Ningbo	Čína	7,0	5,2	34,4
15	17	Port Kelang	Malaysie	6,2	5,5	11,8
16	14	HHLA	Německo	6,1	5,3	16,1
Suma				181,2	164,1	10,4

Zdroj: HHLA



Zdroj: HHLA

Obr.1. Vývoj kontejnerových výkonů v evropských terminálech v letech 1990-2006

3. Automatizace překládky v terminálu CTA

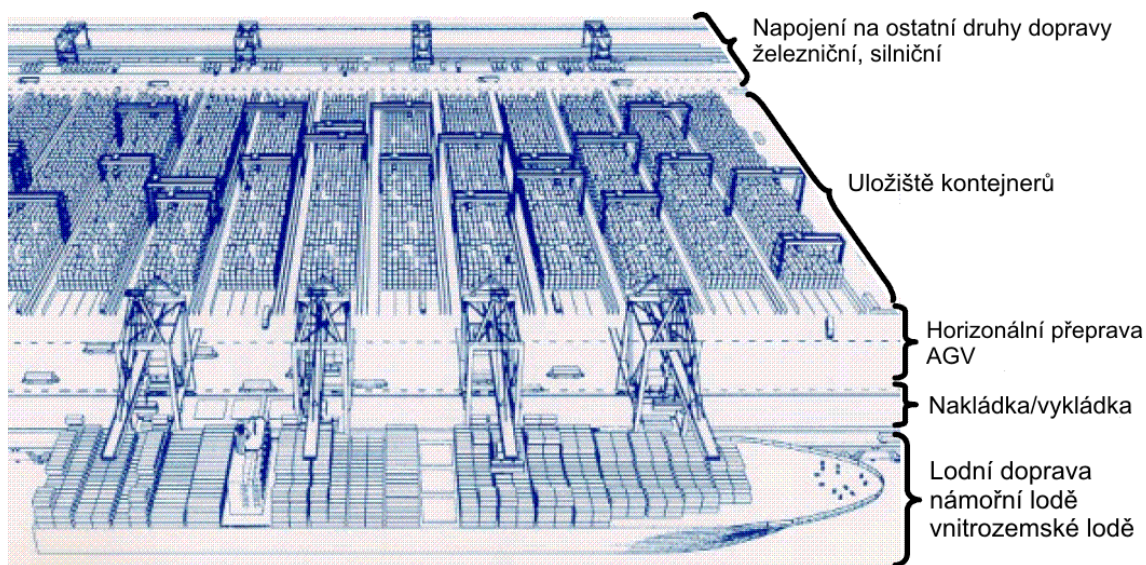
Jak již bylo výše uvedeno, společnost HHLA provozuje 3 kontejnerové terminály. Mezi nejmodernější z nich patří terminál Altenwerder. Kontejnerový terminál Altenwerder (CTA - Container Terminal Altenwerder) se může pyšnit jako jeden z nejmodernějších terminálů na světě. Řadí se mezi nejmladší kontejnerové terminály v Hamburku, neboť oficiálně byl otevřen 25.10.2002. Tento terminál se rozprostírá na ploše 880 000 m². Kapacita terminálů (obratu) je 1,9 mil TEU/rok, která se má postupně navyšovat na konečných 3 mil TEU. Samotná plošná kapacita terminálu je 33 000 TEU (z toho 3 000 pro izotermické kontejnery). Pro námořní lodě nabízí přístavní molo v délce 1,4 km, na kterém je vystaveno 14 portálových jeřábů umožňujících ukotvení a překládku až 4 kontejnerových lodí typu "Post-Panamax". Kromě těchto překládacích prostředků se k manipulaci s kontejnery používají automatické vozíky (AGV - Automated Guided Vehicles), kterých je plánováno celkem 73 (v současnosti 65 v provozu) a 15 terminálových tahačů s 200 návěsy. Tuto flotilu doplňují automatické portálové jeřáby (ASC - Automatic Stacking Crane), kterých je v konečném stavu plánováno 44 (v počátcích provozu v roce 2004 jich bylo 22). Tyto portálové jeřáby, které operují na ploše cca 225 000 m², jsou dvojí výšky a tím umožňují rychlejší překládku kontejnerů v jednotlivých sekcích terminálu. Denně se v tomto terminálu přeloží kontejnery ze 3 625 kamionů a 810 železničních vozů. Pro napojení na železniční síť pak slouží železniční terminál, který zahrnuje 6 kolejí délky 700 m (doporučená délka kolejí dle dohody AGTC) a je obslužen 4 portálovými kolejovými jeřáby. Nejen tyto výkony vedly provozovatele terminálu k vyššímu systému automatizace překládacích prací a tím i zavedení automaticky vedených vozíků v tomto kontejnerovém terminálu. Tato technická vylepšení a automatizace překládkových operací podporují vysokou produktivitu a při minimalizaci nákladů tak garantují nízkou dobu skladování v terminálu.

Tab.2 Technické parametry CTA

Terminál	Přístavní molo (m)	Ponor (m)	Plocha (ha)	Portálové jeřáby ("Post-Panamax")	Současná kapacita (mil. TEU)	Kapacita v roce 2010 (mil. TEU)
CTA	1400	16,7	88	14 (13)	1,9	3,0

Zdroj: Port of Hamburg

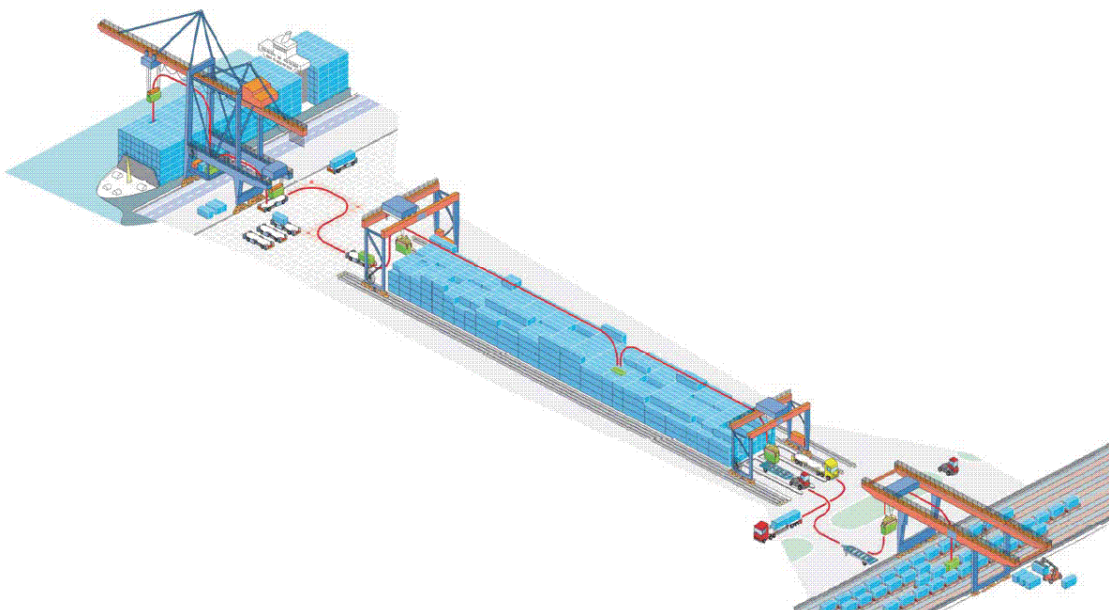
Samotná překládka kontejnerů probíhá v CTA v několika fázích, které jsou prováděny v jednotlivých obslužných oblastech. Tyto oblasti jsou zobrazeny na následujícím obrázku (viz. Obr.2.).



Zdroj: HHLA

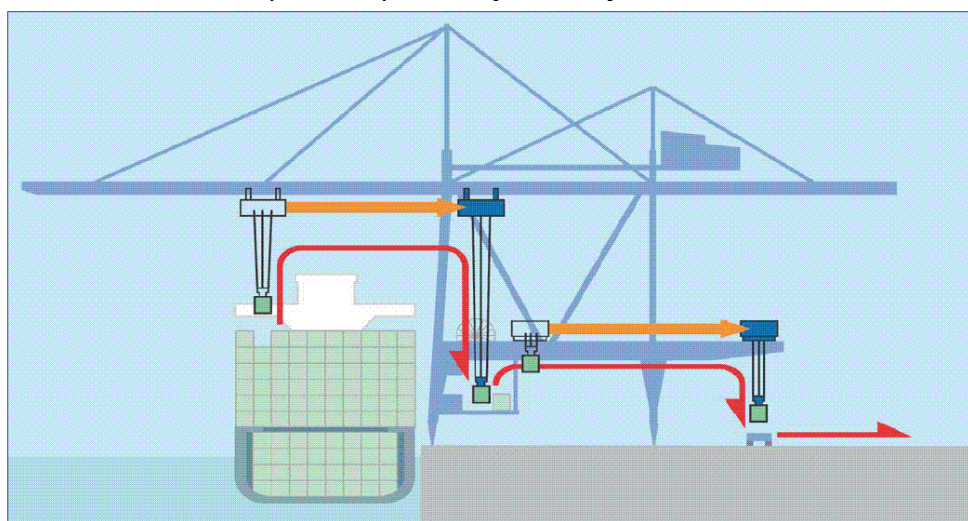
Obr.2. Jednotlivé oblasti kontejnerového terminálu CTA

Ve výše uvedených oblastech terminálů dochází k postupným překládkám kontejnerů (viz. Obr. 3.). Samotnou nakládku či vykládku kontejnerů z lodí, a to jak námořních, tak i lodí určených jen pro vnitrozemskou plavu, obstarávají na nábrežní hraně poloautomatizované portálové jeřáby (viz. Obr. 4.). Tyto jeřáby obsluhuje jen jeden pracovník, jeřábník, který zajišťuje překládku kontejnerů z lodě na odstavnou plochu portálového jeřábu do oblasti, která je již plně automatizovaná. Každý portálový jeřáb je opatřen touto odstavnou, která slouží k shromažďování kontejnerů. Tyto kontejnery jsou pak automatickým jeřábovým systémem překládány do polohy pod portálový jeřáb na již přistavené automatizované vozíky AGV (Automated Guided Vehicles). Vozidla AGV mají všechna kola rejdová (nezávisle na sobě), což napomáhá přesnému pohybu při navádění na dané místo nakládky či vykládky kontejneru a umožňuje tak plánování a programování tras těchto vozidel za účelem dosažení maximální flexibility. Dále jsou tyto nápravy symetrické a pohybují se jak dopředu tak dozadu stejnou rychlostí, a to 6 m.s^{-1} . V zatáčkách je tato rychlost snížena na 3 m.s^{-1} . Brzdná dráha vozidla je při takové rychlosti 8 m a při použití nouzové brzdy s nákladem 60 t je dosaženo max. brzdné vzdálenosti 6 m. Díky své délce, která činí 14,8 m, dokáže přepravit kontejnery různých délek (20'/40'/45') popř. dvojici 20' kontejnerů (viz. Obr. 5.).



Zdroj: HHLA

Obr.3. Schéma procesu překládky v kontejnerovém terminálu CTA



Zdroj: HHLA

Obr.4. Portálový jeřáb na nábrežní hraně kontejnerového terminálu CTA

Bezpečnost pohybu vozidel je zajišťována řadou laserových detektorů, které zjišťují přítomnost překážky v jízdě cestě. Vlastní přepravní proces pak začíná přistavením lodi k vykládce. V té chvíli je k této lodi přidělen překládací jeřáb a nosiče kontejnerů. Každý kontejner si s sebou nese informaci, kam má být přeložen a ta je předána automatickému nosiči kontejnerů, které tento kontejner dopraví na místo určení. Jízdní cesta nosiče se skládá z přímých úseků, které jsou doplněny zatáčkami s úhlem otočení 90°. S provozem těchto automatických nosičů kontejnerů je velmi úzce spojen vývoj navigačního a řídicího systému. Integrovaný komunikační systém je schopen zpracovat více než 250 informací současně a neustále komunikuje s řídicím systémem. Tyto navigační a řídicí systémy jsou nutnou podmínkou správného a bezpečného fungování celého systému. Navigační systém obsahuje pasivní transpondéry, které jsou zapuštěny do povrchu dopravních cest terminálu. Když pak AGV přejede přes tento transpondér, je možné stanovit jeho přesnou polohu v souřadném systému a tato poloha je odeslána do počítače ke zpracování. Tento systém umožňující sledování a řízení pohybu pomocí transpondérů dodává např. firma Götting KG v Lehartu, Německo, která jím vybavila kontejnerový terminál v kolumbijské Cartageně nebo francouzský přístav Le Havre.



Zdroj: HHLA

Obr. 5. Automatizované vozidlo AGV

Navigační systém následně porovná aktuální pozici vozidla s předpokládanou pozicí dle výpočtu a pokud obě polohy nesouhlasí, provede korekci. V tomto směru je rychlost a řízení AGV regulováno průběžně. Ve stejné době již také tato data putují do řídicího systému. Navigační systém je navržen tak, aby vozidlo dosáhlo daného místa s chybou max. +/- 3cm. To dokládají i praktické zkušenosti z hamburského CTA, kde na ploše 100 x 1 400 m operovalo 45 vozíků AGV s touto přesností, která byla výrobcem garantována.

Tab.3 Typy a způsoby překladačů

Překládka	pasivní	aktivní
s obsluhou	silniční návěsy železniční vozíky silniční vlaky	portálové obkročné překladače ramenové překladače čelní překladače
bez obsluhy	AGV	ALV

Zdroj: Autor

Vozidla AGV patří obecně do skupiny pasivních mobilních překladačů. Určitou nadstavbou těchto překladačů jsou pak portálové obkročné vozíky (tzv. ALV - Automated Lifting Vehicle), které dokáží pomocí obsluhy operovat v celém kontejnerovém terminálu. Tato vozidla se ovšem v terminálu CTA nevyužívají. Jejich služeb je využito v dalších hamburských kontejnerových terminálech, zejména v CTT a CTB. Novinkou v této oblasti je kombinace AGV a ALV, kterou představila společnost Seoho ve spolupráci s korejským

institutem KMI (viz. Obr. 6.). Toto nové vozítko je určitou modifikací pasivních vozidel AGV a aktivních portálových obkročných vozíků ALV. Jeho provoz je plně automatizovaný. Pro svou navigaci používá systém D-GPS s přesností pohybu na 20 mm. Každá náprava je poháněna dieselelektrickým motorem o výkonu 300 kW, z nichž každý má vlastní invertor pro hladké a přesné řízení a může tak redukovat poloměr zatáčení 12 m. Nosnost tohoto vozidla je až 55 tun a dokáže vyvinout rychlost 30 km.h⁻¹ (prázdný) nebo 21 km.h⁻¹ (naložený). V současné době je tento moderní překladač testován na překládacích plochách terminálů Gwangyang a Hyundai.



Zdroj: WorldCargo News 6/2006

Obr.6. Vozidlo ALV nové generace

Další výrazné zrychlení a zkvalitnění překládky kontejneru v terminálu umožňují automatické portálové jeřáby, tzv. ASC (Automatic Stacking Crane). Tyto jeřáby zajišťují přepravu kontejneru uvnitř terminálu nejčastěji z oblasti nábřeží, kde dochází převážně k vykládce a nakládce kontejnerů na kontejnerovou loď, do předem daných skladovacích sektorů překladiště. Tyto jeřáby se vyznačují automatickým provozem, krátkými časovými cykly jednotlivých operací a vysokou přesností zaměření na danou pozici kontejneru. Díky plně automatizovanému systému stohování pak dokáže operativně měnit výšku zdvihu a dokáže stohovat kontejnery od jedné až do pěti vrstev. Jeřáby se pohybují max. rychlostí 21 km.h⁻¹ po kolejové dráze, která ohraničuje jejich prostorovou působnost. Na šířku dokáží uložit až 10 kontejnerů a díky dlouhé kolejové dráze mohou uskladnit kontejnery až v 37 radách. Bezpečnost pohybu jeřábu na dráze a ochrana proti kolizi s uloženými kontejnery je zajišťována řídicím systémem, který v sobě zahrnuje integrované antikolizní algoritmy. Tyto systémy pak umožňují překládku kontejnerů s maximální chybou polohy 50 mm. Spreader je k portálovému jeřábu přichycen 4 jednoduchými lany, které zaručují vysokou životnost jeřábu (viz. Obr. 7.).



Zdroj: HHLA

Obr. 7. Automatické portálové jeřáby ASC v terminálu CTA

4. Závěr

Závěrem je možno konstatovat, že kontejnerový terminál Altenwerder v Hamburgu je v současnosti jedním z nejmodernějších terminálů nejen v Evropě, ale i ve světě. Vysoký stupeň automatizace překládky kontejnerů zejména z velkých námořních lodí na železniční vozy a či silniční vozidla zajišťuje rychlou a hlavně bezpečnou překládku veškerých typů kontejnerů řady ISO 1. To dokládá i množství překládaných kontejnerů, které bylo v CTA přeloženo v roce 2006 přes 2,1 mil. TEU.

5. Literatura

[1] *Automated Guided Vehicles plus Software*, internetové stránky společnosti Gottwald Port Technology GmbH [online], c2006 [cit. 2006-02-10], dostupné z <www.gottwald.com>.

[2] HHLA Container Terminals, internetové stránky společnosti Hamburger Hafen und Logistik AG [online], c2006 [cit. 2006-04-10], dostupné z <www.hhla.de>.

[3] Goller, H. *HHLA Container-Terminal Altenwerder*, Concepts for Europe from the German North, 7.3.2007, Hamburg Hafen und Logistik AG.

[4] WorldCargo news, internetový časopis [online], duben 2007, dostupné z <www.worldcargonews.com>.

[5] HHLA Container Terminals, internetové stránky společnosti Hamburger Hafen und Logistik AG [online], c2007 [cit. 2007-05-15], dostupné z <www.hhla.de>.

[6] Zukunftsprogramm für den Hamburger Hafen bis 2015, internetové stránky společnosti Hafen Hamburg [online], c2007 [cit. 2007-05-09], dostupné z <www.hafen-hamburg.de>.

[7] Cempírek, V. Rekordní výkony přístavu Hamburk, *Logistika – Měsíčník hospodářských novin*, ročník XIII, číslo 2/2007, Datum vydání: 19.2.2007, str. 54-55, ISSN 1211-0957.

[7] Široký, J. *Rozmach kontejnerové dopravy v evropských kontejnerových terminálech*, *Železničná doprava a logistika*, elektronický odborný časopis o železniční dopravě, preprave, logistike a manažmente, Katedra železniční dopravy, Fakulty prevádzky a ekonomiky dopravy a spojov, Žilinskej univerzity v Žiline, Číslo 2/2006, Dátum vydania: 14.6.2006, str. 46-56, ISSN 1336-7943.

Příspěvek vznikl za podpory Institucionálního výzkumu „Teorie dopravních systémů“ (MSM 0021627505) Univerzity Pardubice.

Recenzent: doc. Ing. Václav Cempírek, Ph.D.