

ŽILINSKÁ UNIVERZITA V ŽILINE Strojnícka fakulta

AUTOREFERÁT DIZERTAČNEJ PRÁCE

Žilina, 2024

Ing. Denis Molnár



ŽILINSKÁ UNIVERZITA V ŽILINE Strojnícka fakulta

Ing. Denis Molnár

AUTOREFERÁT DIZERTAČNEJ PRÁCE

Návrh konštrukčného riešenia manipulačného zariadenia pri brzdovom stave

Na získanie akademického titulu **doktor** ("philosophiae doctor", v skratke "PhD.") v študijnom odbore Strojárstvo v študijnom programe Koľajové vozidlá

Žilina 2024

Dizertačná práca bola vypracovaná v dennej forme doktorandského štúdia na Žilinskej univerzite v Žiline, Strojníckej fakulte, Katedre dopravnej a manipulačnej techniky.

Predkladateľ:	Ing. Denis Molnár Žilinská univerzita v Žiline Strojnícka fakulta Katedra dopravnej a manipulačnej techniky
Školiteľ:	doc. Ing. Miroslav Blatnický, PhD. Žilinská univerzita v Žiline Strojnícka fakulta Katedra dopravnej a manipulačnej techniky
Oponenti:	 prof. Ing. Peter Zvolenský, CSc. Žilinská univerzita v Žiline Strojnícka fakulta Katedra dopravnej a manipulačnej techniky
	 doc. Ing. Bohuš Leitner, PhD. Žilinská univerzita v Žiline Fakulta bezpečnostného inžinierstva Katedra technických vied a informatiky ul. 1. mája 32, 010 26 Žilina
	 Ing. Severín Skotnický, PhD. Inštitút vzdelávania a psychológie práce, pracovisko Žilina Mateja Bela 8756/1B 010 15 Žilina

Autoreferát bol rozoslaný dňa:

Obhajoba dizertačnej práce sa koná dňa o hod. v miestnosti hod. v miestnosti na SjF, Univerzitná 8215/1, 010 26, Žilina, pred komisiou pre obhajobu dizertačnej práce schválenou odborovou komisiou v študijnom odbore Strojárstvo, v študijnom programe Koľajové vozidlá, vymenovanou dekanom Strojníckej fakulty, Žilinskej univerzity v Žiline.

S dizertačnou prácou je možné sa oboznámiť na referáte pre vedu a výskum dekanátu SjF, UNIZA, Univerzitná 8215/1, 010 26 Žilina.

ÚVOD

Veda a výskum z pohľadu brzdných a jazdných vlastností koľajových vozidiel, sú v súčasnosti mimoriadne dôležité nástroje pri intervencii a predikcii javov s danou problematikou súvisiacich. Môžu byť realizované priamo pri prevádzke skúmaných vozidiel, alebo sú uskutočňované v podmienkach laboratórií vybavených skúšobnými stavmi. Všetky brzdové stavy využívajú pri činnostiach súvisiacich s prípravou meracieho procesu zariadenia manipulačnej techniky, pričom tieto buď vôbec umožňujú prípravu meracej bázy, alebo významne zvyšujú jej produktivitu. A práve v ťažkom laboratóriu katedry DMT sa takéto akreditované skúšobné zariadenie nachádza. Zotrvačníkový brzdový stav v príprave meracej bázy využíva mostový žeriav, ktorý má z dôvodu geometrických parametrov laboratória obmedzené vlastné rozprestreté parametre, čo je riešené nekomfortným priťahovaním bremena obsluhou brzdového stanovišťa. To je zároveň hlavný dôvod vzniku dizertačnej práce, z výsledkov ktorej sa predpokladá zvýšenie efektívnosti prípravy meracej bázy.

Zlepšovanie produktivity pracovných činností je úzko späté so stupňom mechanizácie, ktorá je podmienená nasadzovaním novej dopravnej a manipulačnej techniky. Rozvoj mechanizácie, automatizácie, robotizácie a ich uplatnenie v pracovnom, manipulačnom procese, si vyžaduje ovládať problematiku adekvátnych technických disciplín využitých aj pri zlepšovaní súčasného stavu v ťažkom laboratóriu pomocou konštrukčného návrhu nového technického riešenia sofistikovaného manipulátora.

Pokiaľ sa zameriame na legislatívu manipulačnej techniky podľa príslušných noriem a vyhlášok, tak zistíme, že ručne poháňané zdvíhadlá do nosnosti 1 000 kg nepatria medzi vyhradené technické zariadenia. Z tohto poznatku potom vyplynula skutočnosť, že takéto zariadenie počas života nemusí absolvovať sériu nákladných revíznych prehliadok a skúšok. Inováciou, ktorá už bola odkonzultovaná so spoločnosťami zaoberajúcimi sa výrobou, prevádzkovaním a servisovaním manipulačných zariadení ako aj komunikáciou s nezávislými revíznymi technikmi, je ručne ovládanému zariadeniu umožniť pohon elektrickým akumulátorovým skrutkovačom, pričom konštrukcia takéhoto zdvíhacieho a manipulačného zariadenia nie je ku dnešnému dňu nikde využívaná či patentovaná. Z tohto dôvodu nie je s takouto konštrukciou uvažované ani v príslušných normách a vyhláškach. V práci budú vedecko-výskumnou činnosťou opísanou v práci riešené problémy sprevádzajúce návrh takéhoto zariadenia pri splnení podmienok bezpečnosti, funkčnosti, ekonomickosti, vyrobiteľnosti a zmontovateľnosti. Preto budú pri návrhu okrem klasických analytických metód využité programové balíky ako Catia, Ansys či SysWeld, aby od revíznych prehliadok oslobodený konštrukčný návrh bol bezpečný. Preto koncepcia dizertačnej práce je volená s ohľadom na podstatu očakávaného výsledku, kedy prvá kapitola teoretická kapitola pojednáva o analýze súčasného stavu problematík využívania manipulačnej techniky pre potreby akreditovaných skúšobných brzdových stavov.

Druhá kapitola poskytuje informácie o samotnom zotrvačníkovom stave a jeho príprave na meraciu bázu, čo poskytuje prepojenie so zamýšľaným výskumom návrhu originálneho sofistikovaného manipulátora. V tretej kapitole je potom vykonaný konštrukčný návrh, ktorý je kapitolou 4 podporený výsledkami numerických simulácií najdôležitejších komponentov. Posledná kapitola si kladie za cieľ vykonať simulácie procesu zvárania vybraných komponentov a zabezpečiť konštrukciu aj z pohľadu technologických zásahov typu zváranie kontrolou zvyškových napätí.

Hlavným cieľom teda je skonštruovať zariadenie, ktorého normatíva bude podliehať návrhom elektricky poháňaných manipulačných strojov, ale s podmienkou jeho vyňatia zo skupiny vyhradených technických zariadení. Zariadenie nebude podliehať revíznym kontrolám a bude sofistikovane navrhnuté pre potreby experimentálnej činnosti na zotrvačníkovom brzdovom stave katedry dopravnej a manipulačnej techniky.

ANALÝZA SÚČASNÉHO STAVU PROBLEMATIKY

Vo všetkých oblastiach nášho života existuje množstvo zariadení na manipuláciu s materiálom, pričom aplikácia manipulačných prostriedkov je realizovaná v rôznych odvetviach priemyslu, napríklad v stavebníctve, strojárskej výrobe, drevospracujúcom priemysle, ale aj v potravinárstve. Okrem toho sa využívajú na prekladiskách, v skladoch, a taktiež je podstatné ich využitie pri manipulácii na skúšobných stavoch, ako sú napríklad skúšobné stavy brzdných komponentov koľajových vozidiel. Znalosť teórie dopravných a manipulačných strojov je základným predpokladom ich ďalšieho technického rozvoja. Vývoj manipulačných strojov sa odzrkadľuje jednak v ich vysokej technickej úrovni, rovnako aj vo zvyšujúcej sa bezpečnosti a hospodárnosti. Tieto zariadenia sa líšia od najelementárnejších zariadení ovládaných ručne až po najsofistikovanejšie počítačom riadené systémy na manipuláciu s materiálom, ktoré môžu zahŕňať obrovské množstvo ďalších prevádzkových a ovládacích funkcií. Takmer rovnako rozmanité a početné sú aj stratégie a metódy klasifikácie manipulačných zariadení [1], [2], [3].

Všetky brzdové skúšobné stavy využívajú pri činnostiach súvisiacich s prípravou meracieho procesu zariadenia dopravnej a manipulačnej techniky, hlavne pri manipulácii so skúšobnými vzorkami, ich uskladnením, ale aj napríklad s časťami skúšobného stavu, ktoré je potrebné premiestniť, poprípade vymeniť (prevodovky, zaťažovacie kalibrované platne). Vo veľkej miere sa využívajú rôzne typy žeriavov, najmä elektrické mostové žeriavy, ale aj portálové žeriavy, poprípade stĺpové, či výložníkové žeriavy. Svoje uplatnenie nachádzajú aj nízkozdvižné vozíky a manipulačné vozíky.



Obr. 1 Prostriedky manipulácie na brzdových skúšobných stavoch: a) TÜV NORD [4], b) DB Systemtechnik [5], c) časť mostového žeriava na skúšobnom stave KDMT



Obr. 2 Manipulačné zariadenia využívané na brzdových stavoch: a) Dynamometrické skúšobné zariadenie na hodnotenie trecích materiálov [6], b) Skúšobná komora pre testovanie klátikových a kotúčových bŕzd železničných vozidiel na TU Graz [7].

Využitie elektrického mostového žeriavu môžeme vidieť na obr. 1a, kde vyškolený pracovník obsluhuje žeriav s cieľom uložiť železničné koleso zavesené na lane na miesto určenia. Využitie mostového žeriava je možné usudzovať aj pri skúšobnom stave DB Systemtechnik GmbH, kde v ľavej

hornej časti obrázka (obr. 1b) môžeme vidieť nosník žeriavovej dráhy mostového žeriava. Ďalším používaným mostovým žeriavom je elektrický mostový žeriav o nosnosti 12 500 kg na zotrvačníkovom brzdovom stave KDMT, ktorého časť je zobrazená na obr. 1c modro-žltou farbou. Stĺpový otočný žeriav (obr. 2a) zase využívajú pracovníci pri činnostiach na výkonovom skúšobnom stave určenom na hodnotenie trecích materiálov na úrovni komponentov. Ďalším príkladom využitia elektrického mostového žeriava je pri prácach na brzdovom stave Ústavu konštrukčnej odolnosti a železničnej technológie na univerzite v Grazi (obr. 2b).

Manipulačné zaradenia teda zohrávajú dôležitú úlohu pri príprave meracieho procesu uskutočňovanom na skúšobných brzdových stavoch a nezaobíde sa bez nich hlavná experimentálna činnosť daných skúšobných stavov. Manipulácia s materiálom teda zahŕňa pohyb na krátke vzdialenosti v rámci budovy alebo medzi budovou a dopravným prostriedkom. Využíva sa pri nej široká škála ručných, poloautomatických a automatizovaných zariadení a zahŕňa ochranu, skladovanie a kontrolu materiálov počas ich výroby, skladovania, distribúcie, spotreby a likvidácie. Manipuláciu s materiálom možno použiť na vytvorenie časovej a miestnej úžitkovosti prostredníctvom manipulácie, skladovania a kontroly materiálu, na rozdiel od výroby, ktorá vytvára tvarovú úžitkovosť zmenou tvaru, formy a zloženia materiálu [8].

Suma sumárum, manipulačné prostriedky teda uľahčujú prácu vyškoleným pracovníkom, zvyšujú bezpečnosť manipulácie a skracujú čas prípravy meracieho procesu. Vo všeobecnosti, efektívne zariadenia na manipuláciu s materiálom a zdvíhacie zariadenia sú nevyhnutné na optimalizáciu produktivity, zaistenie bezpečnosti na pracovisku a zefektívnenie činností v rôznych odvetviach. Investícia do správneho zariadenia a dodržiavanie správnych pokynov na používanie zlepší efektivitu, zníži prestoje i úrazy a zvýši produktivitu [9].

Konštrukčný návrh sa začína plánovaním, analýzou, návrhom a končí sa zhotovením. Je to umenie a veda, ktorá využíva poznatky z mechaniky materiálov, statiky, dynamiky a pochopenia správania sa konštrukcií pre výber materiálu a geometrie konštrukcií tak, aby bezpečne a hospodárne prenášali určené sily. Bezpečnosť a prevádzkyschopnosť sa zabezpečuje prostredníctvom pevnosti a tuhosti, zatiaľ čo ekonomické riešenie sa môže dosiahnuť dodržaním minimálnych požiadaviek miestnych predpisov, použitím štandardných profilov a lokálne dostupných materiálov, podobných konštrukčných prvkov a správnych konštrukčných metód. Úlohou inžiniera je pracovať na určení zaťažení, ktorým by mohla byť konštrukcia vystavená, pracovať na predbežnom návrhu konštrukčných prvkov a zostavení numerického modelu konštrukčného systému. Posledným krokom je zabezpečiť, aby nároky na konštrukčné prvky v dôsledku zaťaženia neprekročili únosnosť prvkov, pričom sa zohľadnia podmienky pevnosti a použiteľnosti. Ak niektoré prvky konštrukcie dostatočne nespĺňajú požiadavky na nich kladené, je potrebné ich prepracovať [10] . Pri návrhoch jednotlivých manipulačných zariadení, ich komponentov a spôsobu manipulácie s materiálom sa vyžaduje dodržiavať stanovené normy a postupy [11].

Predpisy a normy stanovujú minimálne požiadavky na navrhovanie s cieľom určiť zaťaženie pri navrhovaní oceľových konštrukcií, ako aj minimálnu prijateľnú úroveň bezpečnosti. Na druhej strane sú špecifikácie definované ako usmernenia poskytujúce požiadavky inžinierov, ktoré pomáhajú navrhovať a konštruovať bezpečné a hospodárne konštrukčné prvky, systémy a spoje. Úlohou inžinierov je teda pochopiť správanie konštrukcie a podľa toho aplikovať špecifikácie a predpisy [10].

CIELE DIZERTAČNEJ PRÁCE

Hlavný cieľ dizertačnej práce:

Návrh sofistikovaného konštrukčného riešenia manipulačného prostriedku implementovateľného do procesu prípravy meracej bázy brzdového skúšobného stavu KDMT.

Čiastkové úlohy:

- rozbor súčasného stavu existujúcich prístupov výskumu brzdných komponentov koľajových vozidiel so zameraním na používanú manipulačnú techniku z hľadiska prípravy meracej bázy,
- fenomenológia všetkých aspektov potrebných k vykonaniu inovatívneho konštrukčného návrhu,
- zostavenie modelu manipulačného zariadenia slúžiaceho pri výskume trecích vlastností brzdových komponentov koľajových vozidiel prostredníctvom analytických výpočtov,
- verifikácia koncepčných a štrukturálnych vlastností navrhovaného zariadenia prostredníctvom simulačných výpočtov (Ansys),
- zostavenie modelov na simuláciu vybraných zvarových spojov (SysWeld),
- analýza výsledkov a formulovanie záverov.

Očakávaný prínos práce bude najmä vo výstupe v podobe originálneho manipulačného zariadenia nápomocného pri zvyšovaní efektivity a bezpečnosti práce spojenej s prípravou meracieho procesu. S tým prirodzene súvisia činnosti ako napr.:

- voľba konštrukčného materiálu, technológií a mechanizmov,
- výpočet dimenzií zariadenia, napäťová a deformačná analýza,
- kontrola zvarových spojov, optimalizácia zariadenia z pohľadu frekvencie cyklicky sa opakujúcich revíznych prehliadok,
- implementácia teoretických poznatkov do návrhu.

Výskum teda pozostáva z kombinácie konštrukčného navrhovania modulu originálneho (koľajového) manipulačného prostriedku podporeného funkčnými a dimenzionálnymi, analytickými a numerickými výpočtami založenými na báze metódy konečných prvkov a experimentálnych procesov v laboratóriu, ktoré sú nevyhnutné pre úspešný návrh uvažovaného mechanizmu. Využitie programových balíkov sa odvíja od možností pracoviska (CATIA, ANSYS, SysWeld).

Autorovou snahou bolo priblížiť problematiku navrhovania konštrukcií manipulačných zariadení v prepojení na reálnu experimentálnu bázu výskumu brzdných komponentov.

1 SKÚŠOBNÉ STAVY BRZDNÝCH KOMPONENTOV KOĽAJOVÝCH VOZIDIEL

Skúmanie koľajových vozidiel z pohľadu jazdných vlastností ako aj vlastností brzdenia je dôležitým procesom pri hľadaní vhodného a správneho technického riešenia odborníkmi železníc v súčinnosti s univerzitami a odborníkmi z priemyslu. Výskum môže byť realizovaný priamo pri prevádzke skúmaných vozidiel alebo je uskutočňovaný v laboratóriách, ktoré sú vybavené skúšobnými stavmi. Tie vo významnej miere znamenite približujú reálnu prevádzku. Vo svete sa nachádza niekoľko skúšobných stavov, ktorých predmetom záujmu je skúmanie brzdných materiálov, charakteristík podvozkov, ale aj vlastností železničných dvojkolesí. Okrem toho zohrávajú dôležitú úlohu pri identifikácií viacerých poškodení alebo porúch [12].

Skúšobné stavy týkajúce sa koľajových vozidiel môžu byť trecie, zamerané na výskum vlastností trecích dvojíc v stykovom mieste (medzi železničným kolesom a brzdovým klátikom alebo medzi brzdovým kotúčom a brzdovým obložením), alebo dynamické, ktorých funkciou je výskum vlastností celého vozidla, ale aj individuálnych častí. Dynamické skúšobné stavy sa orientujú na ten istý výskum ako trecie skúšobné stavy, avšak slúžia aj k skúmaniu javov vyskytujúcich sa pri kontakte kolesa s koľajnicou (vozidlo v priamej trati aj v oblúku). Na trecích skúšobných stavoch sa realizujú schvaľovacie skúšky brzdových komponentov (klátikov alebo obložení) na základe predpisov UIC 541-3 (pre kotúčové brzdy) a UIC 541-4 (pre klátikové brzdy), skúšky životnosti brzdných komponentov, ale aj stanovenie limitných hodnôt výkonov pri brzdení. Na dynamických skúšobných stavoch je možné sledovať napríklad kmitanie dvojkolesia, pozdĺžny sklz vznikajúci medzi kolesom a koľajnicou, kontaktné zaťaženie vo zvislom smere, či rýchlosť a uhol odvaľovania [13], [14].

Z pohľadu výrobcov brzdových systémov koľajových vozidiel sú významné brzdové skúšobné stavy. Výrobcovia brzdových systémov overujú výber trecej dvojice na rozmerných dynamometroch, t. j. s trecími prvkami v ich prirodzenej veľkosti. Pri takomto skúšobnom postupe sa môžu simulovať prevádzkové podmienky a profily tratí navrhnutých železničných vozidiel. Zistené charakteristiky trecej dvojice sa potom analyzujú, ako napríklad koeficient trenia a opotrebenia, ktoré závisia od teploty, rýchlosti kĺzania, prítlačnej sily, brzdenej hmotnosti atď. Posúdenie sa vzťahuje aj na stav trecích prvkov, t. j. či sa pri daných skúšobných parametroch zistia známky tepelnej degradácie alebo lomu [15] . Okrem toho je skúška na výkonovom skúšobnom stave (dynamometri) povinným krokom v certifikačnom postupe UIC (Union Internationale des Chemins de fer – Medzinárodná železničná únia) [16] , ako aj v postupe posudzovania zhody, ktorý sa vyžaduje podľa európskeho práva pre brzdové klátiky používané v nákladných vozňoch [17] .

V dnešnej dobe je vo svete niekoľko skúšobných stavov určených pre proces medzinárodnej certifikácie železničných brzdových obložení (tab. 1), či už klátikových alebo kotúčových bŕzd. Navyše, v súčasnosti čoraz viac zvyšujúce sa požiadavky na brzdové systémy koľajových vozidiel vedú zároveň k zvyšujúcim sa nárokom na skúšobné stavy týchto systémov. Potreba inovácie a neustáleho zlepšovania je nesmierne dôležitá aj pre toto odvetvie. Medzi hlavné dôvody je možné zaradiť vyššie rýchlosti, hmotnosti, či zvýšenie presnosti meracej a vyhodnocovacej techniky [18] . Významnými brzdovými skúšobnými stavmi certifikovanými Medzinárodnou železničnou úniou v Európe sú:

- TU Graz (Inštitút konštrukčnej odolnosti a železničnej techniky na Technickej univerzite v Grazi) (obr. 3a),
- TÜV NORD (Inštitút technológie vozidiel a mobility) (obr. 3b),
- skúšobný stav vo Výskumnom ústave železničnom vo Varšave (obr. 3c),

- Italcertifier (skúšobný stav Lanzi vo Florence) (obr. 4a),
- DB Systemtechnik GmbH (obr. 4b),
- zotrvačníkový skúšobný stav KDMT (obr. 4c).



Obr. 3 Brzdové skúšobné stavy: a) TU Graz [19], b) TÜV NORD [4], c) Výskumný ústav železničný vo Varšave [20]



Obr. 4 Skúšobné stavy pre testovanie brzdových komponentov koľajových vozidiel: a) Italcertifier [21], b) DB Systemtechnik GmbH [5], c) zotrvačníkový skúšobný stav KDMT

Tab. 1 Zoznam	ı UIC homologi	zovaných s	skúšobných s	tavov vo svet	e [22],	, [23]
100. 1 202num		20 vunyen s	Skusobnych s		. [] ,	, [2]

Trieda	Vlastník skúšobného stavu/lokalizácia	Dátum posledného schválenia	Dátum uplynutia
D/K/I	DB/Minden (Nemecko)	Január 1998	Január 2025
D/K/I	Italcertifer/ Florence (Taliansko)	Január 1999	Január 2025
D/K/I	PKP (IK)/Varšava (Poľsko)	Január 2001	Január 2025
D/K/I	ZSSK/Žilina (Slovensko)	Január 2001	Január 2025
D/K/I	SNCF(MF1)/Le Mans (Francúzsko)	Január 1998	Január 2025
D/K/I	SNCF(MF3)/Le Mans (Francúzsko)	Január 1998	Január 2025
К/М	TENNECO/Glinde (Nemecko)	Jún 2011	Január 2025
К/М	Cofren-KB/Avellino (Taliansko)	Január 2019	Júl 2024
D/M	Cofren-KB/Avellino (Taliansko)	Január 2013	Júl 2025
D/M	Flertex/Genevilliers (Francúzsko)	Apríl 2013	Apríl 2024
К/М	Knorr-Bremse /Pamplona (Španielsko)	Apríl 2015	Apríl 2025
D/M	Knorr-Bremse/Mníchov (Nemecko)	Január 2013	Január 2025
	TU Graz/ Graz (Rakúsko)	Pred certifikáciou	Pred certifikáciou
	TÜV Nord/Essen (Nemecko)	Október 2019	Január 2025
D/I	CARS/Peking (Čína)	Jún 2018	Jún 2025

2 KALIBRÁCIA BRZDOVÉHO STANOVIŠŤA ZOTRVAČNÍKOVÉHO BRZDOVÉHO STAVU KDMT

Kapitola predstavuje detailný opis prípravy meracieho procesu uskutočniteľného pomocou brzdového skúšobného stavu KDMT. Dôsledná analýza a správna príprava všetkých častí meracieho procesu prebiehajúceho na zotrvačníkovom brzdovom stave významne ovplyvňuje získané výsledky z meracieho procesu. Príprava meracieho procesu ako aj samotný merací proces sa vykonávajú podľa príslušných noriem, napríklad norma EN 15328 [24], a pracovných zásad. Jednou z hlavných častí prípravy meracieho procesu je kalibrácia brzdového stanovišťa zotrvačníkového brzdového stavu. Predstavuje základnú a zároveň prvotnú činnosť prípravy meracieho procesu.

2.1 Účel a počiatok kalibrácie

Hlavný účel kalibrácie spočíva v tom, aby sme nastavili konštanty snímača tangenciálnej sily tak, aby snímač ukazoval hodnoty čo najbližšie reálnemu zaťaženiu. Prvým krokom pri kalibrácii je odmeranie vzdialenosti snímača tangenciálnej sily od osi otáčania rámu brzdového stavu. Pre presné odmeranie tejto vzdialenosti je možné využiť fakt, že os otáčania rámu (zelená farba na obr. 5a) je totožná s osou hriadeľa brzdového kotúča (fialová farba na obr. 5a). Potom zavesením dvoch olovníc cez okraj hriadeľa vznikne referenčná rovina (znázornená zelenou farbou na obr. 5b) definujúca meranú vzdialenosť od snímača. Po ustálení polohy olovničiek sa k nim priloží hobľovaný hranol pre uľahčenie merania (obr. 5b) a odmeria sa vzdialenosť od okraja snímača až k rovine tvorenej týmito olovničkami (k okraju hranola) (obr. 5c).



Obr. 5 Meranie vzdialenosti snímača tangenciálnej sily od osi otáčania rámu brzdového stanovišťa: a) dve spustené olovnice cez okraj hriadeľa, b) detail priloženia hranola k olovničkám, c) meranie vzdialenosti okraja snímača k rovine tvorenej olovničkami



Obr. 6 2D schéma brzdového stanovišťa s uloženými kalibračnými doskami

Následne sa pomocou uholníka priloženého k "U" nosníku odmeria vzdialenosť od ložiskovej skrine ku okraju "U" nosníka z oboch strán brzdového stanovišťa. Keďže sa zároveň požaduje vypočítať vzdialenosť okraja "U" nosníka od stredu otáčania rámu, tak k nameranej vzdialenosti sa ešte pripočíta polovica šírky ložiskovej skrine. Aritmetický priemer hodnôt z oboch strán brzdového stanovišťa slúži ako referenčná vzdialenosť, ku ktorej sa prikladajú kalibrované závažia (platne) m₁ a m₂ (obr.6).

2.2 Iterácie kalibračného procesu

Výsledné rameno (vzdialenosť), na ktorom pôsobí zaťažujúca tiažová sila kalibračných platní (v obr. 6 označené m₁ a m₂), sa získa pripočítaním vzdialenosti ťažiska platne od jej okraja. Táto hodnota je známa pre oba typy používaných kalibračných platní a zároveň je to hodnota, ktorá sa nemení. Tento rozmer je implementovaný ako konštanta do vytvoreného excelovského súboru (odpadá povinnosť opakujúceho sa analytického výpočtu, ktorý bude nahradený programom). Súbor (program) teda slúži ako kalibračný protokol. Excelovský súbor teda obsahuje vzorce, vďaka ktorým je možné určiť hodnotu sily pôsobiacej na snímač, pričom táto sila je vyvodená hmotnosťou kalibračnej zaťažovacej dosky. Túto teoretickú hodnotu následne porovnáme s hodnotou sily odčítanou zo snímača. Na základe tohto postupu následne vypočítame percentuálne odchýlky a v prípade nutnosti sa upraví konštanta snímača na čo možno najlepšiu zhodu nameraných a vypočítaných hodnôt. Keď sú odmerané potrebné vzdialenosti a poznačené, výpočtom určené zaťaženie bez pridanej záťaže, následne sa začne samotný proces kalibrácie ukladaním jednotlivých zaťažovacích platní na rám brzdového stanovišťa. Po každom položení zaťažovacej platne sa znova zaznamená hodnota sily, ktorú ukazuje snímač tangenciálnej sily. Pri tomto zaťažovaní sa postupuje až do plného rozsahu zaťaženia snímača. V zotrvačníkovom brzdovom stave KDMT je použitý snímač od výrobcu HBM s označením U2B 20 kN.

Primárnym prvkom procesu kalibrácie sú zaťažovacie dosky/platne, ktoré sa ukladajú na určené miesto na brzdovom stanovišti zotrvačníkového brzdového stavu, pričom pod prvú pokladanú dosku sa umiestňujú vymedzovacie podložky (obr. 7a). Tieto podložky slúžia na presné uloženie prvej zaťažovacej dosky k "U" nosníku, ktorý je privarený k rámu brzdového stanovišťa. Inými slovami, napomáhajú eliminovať problém nesprávneho uloženia dosiek tesne k "U" nosníku v dôsledku vyhotovených zvarov medzi "U" nosníkom a rámom. Dosky sú v dvoch vyhotoveniach s rôznymi hmotnosťami. Prvé vyhotovenie predstavuje zaťažovaciu dosku zelenej farby o hmotnosti 122 kg a rozmeroch 120x47x3 cm a druhé vyhotovenia dosky je červenej farby s hmotnosťou 155 kg o rozmeroch 125x44x4 cm. Obe vyhotovenia sú v počte 4 kusov (obr. 7b). Zaťažovacie dosky sú uskladnené na betónovej ploche nad brzdovým stavom.



Obr. 7 Miesto pre uloženie zaťažovacích dosiek a), kalibračné zaťažovacie dosky b)

Úpravu konštanty je potrebné vykonať pri plne zaťaženom ráme (všetky závažia sú naložené), aby sa úpravou získala hodnota, ktorá bude čo najbližšie reálnemu stavu. Následne sa zopakuje celá kalibrácia (nakladanie jednotlivých závaží) a skontroluje sa či sú nastavenia snímača vyhovujúce. Celá kalibrácia sa zopakuje najmä preto, lebo pri úprave konštanty sa mierne zmení aj začiatočná hodnota sily pri

nezaťaženom ráme, preto je potrebné skontrolovať, či po zmene konštanty všetky namerané hodnoty síl spadajú do tolerančného pásma. Celá kalibrácia má potom iteračný charakter približovania sa k optimálnemu stavu. Údaje sú sledované a kontrolované na monitore počítačovej zostavy, pričom sa využíva zostavený výpočtový a merací softvér. Správne uloženie zaťažovacích platní na určené miesto brzdového stanovišťa je zabezpečené a kontrolované prostredníctvom príslušných pracovníkov pričom manipulácia so zaťažovacími doskami je vykonávaná veľkým mostovým žeriavom o nosnosti 12 500 kg, ktorý je obsluhovaný vyškoleným operátorom.

2.3 Syntéza výskumu s kalibračným procesom skúšobného stavu

Pri procese umiestňovania zaťažovacích dosiek sa naskytol problém vyplývajúci z ohraničenej obslužnej plochy daného mostového žeriava. Manipulácia so zaťažovacími doskami v súčasnosti pozostáva z viacerých krokov. Pracovník naskrutkuje dve pripravené oká do protiľahlých (v smere uhlopriečky) otvorov so závitom umiestnených v obdĺžnikovej zaťažovacej doske. Následne umiestni veľký mostový žeriav vybavený zdvíhacím vozíkom nad dosku, ktorá sa má premiestniť a háky visiace na oceľových lanách prevlečie za príslušné oká (obr. 8a). Takto uchytená doska sa prostredníctvom zdvíhacieho mechanizmu mostového žeriava zdvihne a premiestni (priečny a pozdĺžny pohyb) nad brzdové stanovište zotrvačníkového stavu (obr. 8b). V tomto kroku sa objavuje problém vyplývajúci z ohraničenia obslužnej plochy žeriavu. Poloha visiacej zaťažovacej dosky v krajnej polohe žeriava nie je totožná s určeným miestom jej uloženia na brzdovom stanovišti. Z tohto dôvodu musia pracovníci rukami chytiť buď laná alebo dosku a pritiahnuť ju nad miesto jej uloženia, pričom táto činnosť prebieha za súčasného spúšťania dosky (obr. 8c). Vzdialenosť visiacej dosky v krajnej polohe žeriava od miesta jej dosadnutia je v priečnom smere približne 48 cm.



Obr. 8 Premiestňovanie kalibračnej dosky: a) uchopenie dosky hákmi za závesné oká, b) kalibračná doska zavesená na hákoch, c) pritiahnutie dosky pracovníkmi nad miesto určenia dosadnutia

Technici následne kontrolujú správne dosadnutie zaťažovacej dosky, pričom tomuto dosadnutiu napomáhajú prípravky (kužeľového typu) umiestnené na predchádzajúcej pokladanej zaťažovacej doske (obr. 9a a obr. 9b). Po položení dosky na miesto určenia ide zodpovedný pracovník do velína a zapíše hodnotu, ktorú ukazuje snímač tangenciálnej sily. Ďalší pracovník odopne háky z ôk a celý proces sa znovu opakuje, až kým nie sú všetky dosky premiestnené na určené miesto. Keď sa získajú dáta zo všetkých položených závaží, tak sa zhodnotí či namerané hodnoty sú v rámci povolenej tolerancie alebo niektoré hodnoty túto toleranciu prekračujú. V prípade prekročenia tolerancie sa upravia konštanty snímača. Po úprave sa znova vykonáva kalibrácia, aby sme sa presvedčili, že pomocou upravených konštánt dostávame už hodnoty sily, ktoré spadajú do tolerančného pásma.

Uloženie všetkých zaťažovacích dosiek na sebe v určenej polohe po ukončení kalibrácie a taktiež s vyznačením jednotlivých hmotností dosiek je možné vidieť na obr. 9c.



Obr. 9 Uloženie dosiek pomocou vodiacich prípravkov: a) prípravky vložené v doske, b) detail vodiaceho prípravku, c) Uloženie kalibračných zaťažovacích dosiek po kalibrácii

Celkový čas manipulácie so zaťažovacou doskou, teda od jej uchytenia až po uloženie na určené miesto, predstavuje hodnotu cca 130 sekúnd. Túto hodnotu som stanovil ako priemernú hodnotu z 8 meraní (8 kalibračných dosiek), pričom každé meranie reprezentovalo proces uloženia jednej zaťažovacej dosky. Najskôr boli na seba ukladané 4 ľahšie (zelené) kalibračné dosky a následne boli na seba položené 4 ťažšie (červené) kalibračné dosky. Po správnom uložení dosiek a nakalibrovaní brzdového stanovišťa sa prechádza k ďalším činnostiam súvisiacim s meraním na zotrvačníkovom brzdovom stave. Popisovaný proces ukladania dosiek na brzdové stanovište prebieha aj spätne, kedy je potrebné zaťažovacie dosky odobrať z brzdového stanovišťa a uskladniť na určené miesto, pričom k manipulácií je opäť využívaný veľký mostový žeriav. Z prípravy meracieho procesu brzdového stavu, špecifickejšie s fokusáciou na manipuláciu so záťažovými doskami je vidieť, že tento proces môže prejsť zlepšovacími návrhmi. Primárne je potrebné vyriešiť problém vyplývajúci z ohraničenia obslužnej plochy žeriavu, teda aby pracovníci nemuseli priťahovať dosku na miesto určenia za laná alebo samotnú dosku. Okrem toho sa naskytuje možnosť navrhnúť nové optimalizované vymedzovacie prípravky, pokiaľ je možné tak skrátiť čas manipulácie s doskami a taktiež zlepšiť systém uchopovania zaťažovacích dosiek. S tým sa naskytuje možnosť návrhu nového manipulačného zariadenia zabezpečujúceho ručnú manipuláciu so zaťažovacími doskami, čím by sa odstránila potreba využitia cyklickými revíziami kontrolovaného veľkého mostového žeriava s nosnosťou 12,5 ton.

2.4. Prípravu 3D CAD modelu laboratória

Priestorovo rozprestrené parametre laboratória brzdového stanovišťa zotrvačníkového brzdového stavu KDMT som zmeral pomocou pásového metra. Rovnaké meradlo som použil pri určovaní geometrie jednotlivých ústredných komponentov nachádzajúcich sa v laboratóriu. Tieto údaje sú dôležitým vstupným krokom v počiatkoch konštrukčného návrhu manipulačného zariadenia, pretože definujú možné trasovanie záťažových platní. Transformáciu nameraných údajov do CAD prostredia som uskutočnil pomocou programu CATIA V5R2022. Z výsledkov tohto procesu som následne mohol navrhnúť predpokladané umiestnenie dráhy navrhovaného manipulačného zariadenia pre manipuláciu s kalibračnými zaťažovacími doskami, a to priamo nad brzdovým stavom na strope miestnosti, čo je možné vidieť na obr. 10. Navyše budem musieť uvažovať aj s maximálnou výškou manipulátora danou výškou zábradlia (cca 130 cm) z dôvodu nezasahovania do pracovného priestoru veľkého mostového žeriava, keďže v tejto výške sa manipuluje s dvojkolesím ponad zábradlie. Celý navrhovaný manipulátor bude umiestnený na koľajniciach typu A45, ktoré budú pripevnené o oceľové nosníky zabudované v strope miestnosti (obr. 11), v ktorej sa

nachádza zotrvačníkový brzdový stav. Tým sa zabezpečí riešenie hlavného problému, t.j. stotožnenie v krajnej polohe navrhovaným manipulátorom uchytenej zaťažovacej dosky s miestom jej uloženia na brzdovom stanovišti. Obslužná plocha manipulačného zariadenia teda bude priamo nad brzdovým stanovišťom zotrvačníkového brzdového stavu KDMT.



Obr. 10 3D CAD model umiestnenia manipulačného zariadenia



Obr. 11 Detail umiestnenia koľajníc na nosníkoch stropu miestnosti

Ak vezmem na zreteľ doterajší proces kalibrácie (na stave KDMT), ďalej prihliadnuc k analýze súčasného stavu manipulačnej techniky používanej v laboratóriách certifikovaných Európskych brzdových stavov, tak je možné navrhnúť účelné manipulačné zariadenie pozostávajúce z rámu, mechanizmov pohybu pojazdu, vozíka a zdvíhacieho mechanizmu a ďalších konštrukčných súčastí zariadenia. V ďalšej časti teda predstavím samotný konštrukčný návrh manipulačného zariadenia pre potreby manipulácie so záťažovými kalibračnými doskami na zotrvačníkovom brzdovom stave KDMT. Súčasťou návrhu budú analytické a numerické, funkčné a dimenzionálne výpočty, nevyhnutné pre vytvorenie 3D CAD modelu navrhovaného manipulačného zariadenia vyhovujúceho najdôležitejšej podmienke kladenej na akékoľvek zariadenie, t.j. bezpečnosti.

3 USKUTOČNENIE NÁVRHU MANIPULÁTORA PRE PROCES KALIBRÁCIE BRZDOVÉHO STAVU KDMT

V prvom rade, hospodárna realizácia novej koncepcie manipulátora si vyžaduje existenciu a znalosť predpisov a noriem o dimenzovaní, ktoré poskytujú odporúčania pre konštrukciu a umožňujú tak bezpečnú prevádzku návrhu. Úlohou predmetného konštrukčného návrhu je rovnako uľahčenie a zjednodušenie manipulačných úkonov pri kalibračnej činnosti brzdového stavu. Všetky analyzované konštrukčné riešenia manipulačnej techniky používanej v laboratóriách brzdových stavov alebo aj všeobecne všade tam, kde je takáto technika nutná, sa od seba výrazne odlišujú. Tieto rozdiely ich technických riešení spočívali vo vyhotovení pre rôzne hmotnosti ako aj typy bremien, spôsoby prepravy a rôzne pracovné podmienky. No aj napriek tomu sa u nich nachádzajú rovnaké časti alebo konštrukčné riešenia, ktoré budú nápomocné pri vlastnom konštrukčnom návrhu.

3.1 Diskusia kategorizácie konštrukčného návrhu

V závislosti od prevedenia spôsobu práce a prepravných vzdialeností sa manipulačná technika radí do troch základných skupín: žeriavy, zdvíhadlá, výťahy. Pre konštrukčný návrh by mali platiť nasledovné úvahy:

- pokiaľ je možné, tak zabezpečiť vysoký pracovný výkon a malú hmotnosť zariadenia,
- samozrejmé je spoľahlivé a bezpečné prevádzkovanie,
- nenáročnosť obsluhy,
- využívať normalizáciu a typizáciu komponentov pre zníženie nákladov výroby, údržby a opráv,
- prispôsobiteľnosť návrhu z hľadiska mechanizácie manipulačného procesu.

Konštrukčnému návrhu by podľa rozdelenia žeriavov z hľadiska možnosti pojazdu, pohonu a dráhy najviac vyhovoval samohybný manipulátor s ručným/elektrickým pohonom s dopravou materiálu po viazanej dráhe. Aby bolo možné súčasne dodržať všetky vyššie uvedené body, budú spracované variantné riešenia. Jedno riešenie bude pre ručné ovládanie pohybov manipulátora, druhé bude odpovedať ovládaniu elektrickým motorom, respektíve, pokiaľ to bude možné, navrhnúť univerzálne operatívne riešenie, ktoré by umožnilo okamžité použitie jedného alebo druhého zdroja pohonu. S ohľadom na vyhlášku č.508/2009 Z. z. II. časť prílohy č. 1, konštrukčný návrh sa teda bude zaoberať zdvíhadlami skupiny C, a síce žeriavmi a zdvíhadlami s nosnosťou do 1 000 kg obsluhovanými ručným pohonom. Obsluha tohto zariadenia nemusí potom vlastniť oprávnenie na obsluhu, stačí iba zaškolená osoba pre prácu s daným zariadením [25] . Manipulátor s nosnosťou do 1 000 kg a s ručným pohonom nemusí pred uvedením do prevádzky absolvovať žiadne skúšky. Pre navrhovaný manipulátor nemusia byť vykonávané ani prehliadky po uvedení do prevádzky, opäť stačí obhliadka poverenou osobou. Výhoda zvoleného riešenia pre katedrové účely tkvie v minimalizácii režijných nákladov. Návrh nebude podliehať pravidelným a nákladným revíznym prehliadkam.

3.2 Návrh zdvíhacieho mechanizmu

Najskôr je potrebné stanoviť maximálnu hmotnosť prepravovaných bremien, ktorú v tomto prípade určuje hmotnosť najťažšej zaťažovacej dosky, a to 155 kg (červená doska). Aby zariadenie pracovalo s určitou rezervou proti preťaženiu, tak som navrhol koeficient bezpečnosti s hodnotou $k_1 = 1,2$ (-) (14), čo odpovedá v prípade použitia žeriavovej normy STN 27 0103 dynamickému zdvihovému súčiniteľu v prípade elektrického zdvihu bremena. Pre ručné zdvihy sa dynamické súčinitele pre malé rýchlosti a zrýchlenia uvažovať nemusia. Pri výpočtoch som vychádzal zo vstupnej hodnoty trvalého výkonu človeka odpovedajúcej P_{tr} = 75 W. Po konzultácii o prijateľnosti časového horizontu zdvihu bremena s obsluhou brzdového stavu som dospel k záveru, že čas pôsobenia pracovníka je pre samotný proces kalibrácie viac-menej nepodstatný. Proces manipulácie v porovnaní s trvaním brzdných skúšok zaberie iba zlomok času. Podstatná bude hodnota ovládacej sily, ktorú je potrebné určiť. V prvotnej časti som navrhol zo statickej sily v lane druh oceľového lana a následne aj samotný lanový bubon, pričom som vychádzal zo schémy na obr. 12 a strojníckych tabuliek. Lanový bubon bude na oboch koncoch drážkovaný a navrhnuté oceľové lano normálnej konštrukcie so 114 drôtmi s menovitou pevnosťou drôtu σ_D = 1 270 MPa podľa STN 02 4322 sa bude odvíjať na obidvoch koncoch bubna. Z dôvodu veľkého množstva výpočtových vzťahov budem uvádzať vypočítané a navrhnuté parametre v tabuľkách, rovnako aj pri ďalších navrhovaných komponentoch. V tab. 2 je možné vidieť vstupné, vypočítané a zvolené parametre pre návrh bubna a oceľového lana.



Obr. 12 Schematické znázornenie zdvíhacieho mechanizmu záťažových dosiek

Parameter	Označenie	Hodnota [Jednotka]
Hmotnosť bremena	m _b	190 [kg]
Tiažová sila bremena	F _{gb}	1864 [N]
Rýchlosť zdvihu	ν	4 [cm·s ⁻¹]
Výška zdvihu	h	3 [m]
Trvalý výkon človeka	P _{tr}	75 [W]
Čas pôsobenia pracovníka	t	75 [s]
Statická sila v lane	F _s	932 [N]
Minimálna únosnosť lana	F _{Dmin}	3825 [N]
Skutočná bezpečnosť lana	<i>k</i> _{skut}	6,12 [-]
Minimálny priemer bubna	d _{bmin}	71 [mm]
Zvolený priemer bubna	d _b	80 [mm]
Priemer lana	d _m	3,55 [mm]
Stúpanie závitov na bubne	t ₁	4,5 [mm]

Tab. 2 Vstupné, vypočítané a zvolené hodnoty parametrov pre návrh lana a bubna

Na lanovom bubne je potrebné ponechať 2 až 3 závity aj v prípade maximálneho vyloženia bremena. Za závitmi je potrebné lano uchytiť o bubon. K tomuto účelu vyberám uchytenie lana pomocou príložiek skrutkami pripevnenými priamo o bubon. Zvyčajne sa používajú dve príložky, ktoré sa umiestňujú vo vzájomnej vzdialenosti odpovedajúcej päťnásobku priemeru použitých skrutiek. Návrhovú schému lanového bubna demonštruje obr. 13 (vľavo). Navrhujem nasledovné výrobné technológie pre zhotovenie lanového bubna, a to zváraný bubon, odlievaný bubon, alebo aj bubon vyhotovený z bezšvovej oceľovej rúrky. Oceľ na výrobu bubna by bola S195T (pôvodná STN 11 343). V prípade odlievaného bubna by vyhovovala nelegovaná sivá liatina (liatina s lupienkovým grafitom) EN-GJL-250 (pôvodná STN 42 2425). Geometria lanového bubna je schematicky znázornená na obr. 13 (vpravo). V tab. 3 je možné vidieť vypočítané parametre lanového bubna.



Obr. 13 Schematické znázornenie navrhnutého lanového bubna (vľavo) a geometria bubna s lanom (vpravo)

Tab.	3	Vpočítané	parametre	lanového	bubna
rub.	9	vpocituric	purumetre	iunoveno	Subnu

Parameter	Označenie	Hodnota [Jednotka]
Počet závitov na bubne pre lano	Z	14 [-]
Dĺžka drážkovania	L	63 [mm]
Vzdialenosť medzi drážkovaním jednotlivých vetiev	L	1035 [mm]
Dĺžka krajných častí bubna pre uchytenie lana	L ₂	18 [mm]
Celková dĺžka bubna	L _c	1200 [mm]
Hrúbka bubna	S	8 [mm]
Priemer otvoru bubna	D ₁	60,45 [mm]
Priemer bubna daný spodnou plochou drážky	D ₀	76,45 [mm]

Po stanovení geometrie bubna som ho mohol vymodelovať v grafickom prostredí programu CATIA. Výsledok procesu je zobrazený na obr. 14, kde sa nachádza záťažová platňa zavesená na dvoch prierezoch oceľových lán navíjajúcich sa na oceľový bubon.



Obr. 14 3D CAD model navrhovaného zdvihového mechanizmu (záťažová doska s okami a hákmi, viazacie prostriedky, oceľové lano a lanový bubon)

V ďalšom potrebujem navrhnutý lanový bubon vhodne uložiť. Optimálne riešenie problému z hľadiska výpočtu je použitie axiálne voľného ložiskového systému. V axiálne voľnom ložiskovom systéme musí usporiadanie ložísk na jednom konci bubna zaistiť posuv v axiálnom smere. Druhá časť bubna bude hnacia na čo sa predpokladá použitie pomocou príruby s priamym čelným ozubením pripevneným o bubon, a tak hnaný od pastorka nachádzajúceho sa na hnacom hriadeli. Takéto konštrukčné riešenie zabezpečí jednoduchý a presný analytický výpočet reakčných účinkov od zaťaženia bubna statickou silou v lane (staticky určitý výpočet). Pre výpočet som zostavil predbežnú schému uloženia a zaťaženia bubna, ktorá je zobrazená na obr. 15 (vľavo). Pre vytvorenie axiálne voľného ložiskového systému bude prakticky vhodné použiť jednoradové valčekové ložisko NU 206 STN 02 4670 [26] (obr. 15 (vľavo) väzba A) s dynamickou únosnosťou viac ako určené normálové zaťaženie, t. j. statická sila v lane. Väzba B, na strane prevodového

mechanizmu, bude riešená jednoradovým radiálnym guľôčkovým ložiskom 6006 STN 02 4630 [26] . Pre otáčanie lanového bubna v konštrukčnom vyhotovení s elektrickým pohonom je logické využiť prevodovku pozostávajúcu z jedného páru čelných ozubených kolies (obr. 15 (vpravo)). Veľké hnané ozubené koleso je priskrutkované k lanovému bubnu axiálne súosovo pomocou $i_1 = 4$ skrutiek M6. Materiál ozubeného kolesa odpovedá STN 11 700, čo podľa aktuálne platného označenia je oceľ ISO E360. V tab. 4 sú uvedené vypočítané potrebné parametre ozubeného prevodu.



Obr. 15 Bubon uvažovaný ako nosník (vľavo) a schéma pohonu zdvíhacieho mechanizmu (vpravo)

Parameter	Označenie	Hodnota [Jednotka]
Modul ozubenia	m	1,5 [mm]
Obvodová sila na spoluzaberajúcich ozubených kolesách	F _{ob}	1430 [N]
Návrhové napätie v ohybe	$\sigma_{_{oDOV}}$	260 [MPa]
Koeficient šírky zuba	ψ_m	13,33 [-]
Priemer ozubeného kolesa	<i>d</i> ₁	105 [mm]
Počet zubov ozubeného kolesa	Z	70 [-]
Minimálna šírka ozubeného kolesa	b	20 [mm]
Krútiaci moment lanového bubna od bremena	M _k	75 [N·m]
Prevodový pomer	i _p	1:4
Počet zubov pastorka	Z ₂	17 [-]
Priemer pastorka	d ₂	25,5 [mm]
Sila na ručnej kľuke	F	73 [N]
Otáčky bubna	n _b	0,1592 [ot·s ⁻¹]
Otáčky kľuky	n _k	0,64 [ot·s ⁻¹]

Tab. 4 Vypočítané parametre prevodového mechanizmu

Všetky navrhnuté a prepočítané veličiny v prípade ručného pohonu zodpovedajú primeranej fyzickej námahe pracovníka obsluhujúceho mechanizmus zdvihu záťažových dosiek. Hmotnosť bubna pri uvážení jeho navrhnutej geometrie a pri oceľovom vyhotovení spolu s ložiskami, veľkým ozubeným kolesom a ostatnými komponentami nepresiahne m_{bn} = 10 kg, čo je v porovnaní s hmotnosťou záťažových dosiek rádovo nižšia hodnota. Navyše, použitie oceľovej rúrky a oceľových ložísk zabezpečí aj rovnaký elektrochemický potenciál kontaktujúcich sa materiálov, a teda nepredpokladám zvýšenú náchylnosť na koróziu v prípade povrchovej ochrany bubna. Predpokladaný konštrukčný návrh lanového bubna s jeho

uložením a ozubeným kolesom je vidno na obr. 16. Technológia montáže tohto systému si bude vyžadovať konštrukčnú úpravu vnútorných krúžkov ložísk. Budú vybavené medzikusom, t. j. nalisovaným nátrubkom s vyfrézovanou drážkou pre tesné pero.



Obr. 16 3D CAD model konštrukčného návrhu zdvihového mechanizmu

Kontrolu lanového bubna vykonám na základe metódy uvoľnenia. Z tejto metódy som výpočet reakcie R_B vykonal pomocou tretej podmienky rovnováhy pre daný nosník (obr. 4.5). Najúčinnejšiu polohu bremena pre určenie maximálneho ohybového momentu bubna predpokladám pri statickej sile v lane pôsobiacej najbližšie k stredu nosníka, t.j. pri najvyššej výške zdvihu. Priebeh analyzovaného ohybového momentu bubna je zobrazený na obr. 17 (vľavo). Statická sila v lane však bubon namáha aj krútením, pretože otáča bubon na ramene $d_b/2 = 40$ mm. Z tohto dôvodu je potrebné vyšetriť aj priebeh krútiaceho momentu opäť využitím metódy mysleného rezu, ktorý nosník rozdelí na tri polia totožné s predchádzajúcim prípadom. Priebeh analyzovaného momentu M_k je zobrazený na obr. 17 (vľavo). Ako je možné vidieť aj z tab. 5 hodnoty napätí sú zanedbateľné. Avšak lano bubon ďalej namáha tlakom vplyvom zovretia bubna, pričom vypočítaná hodnota je σ_D = 26 MPa. Napätia od krutu a ohybu môžem vo výpočte ďalej zanedbať, pretože v komparácii s tlakovým napätím sú rádovo nižšie. Pri pôsobiacom redukovanom napätí teda predpokladám, že oceľový bubon navrhovanému zaťaženiu odolá s výrazným koeficientom bezpečnosti (pri použití oceľového bubna). Preto jeho navrhnutá geometria môže byť použitá ako vstupný parameter pre konštrukčný návrh mechanizmu priečneho pohybu. Celkovú mechanickú účinnosť zdvihového mechanizmu η_z (-) môžem určiť na základe súčinu jednotlivých čiastkových účinností všetkých kinematických dvojíc. Distribúcia čiastkových účinností zdvihového mechanizmu je zobrazená na obr. 17 (vpravo). Recipročná hodnota účinnosti, t. j. straty, spôsobia zmenu sily na kľuke, ktorá bola s hodnotou F = 73 N, na novú hodnotu lepšie odpovedajúcu skutočnému stavu F' = 88 N.



Obr. 17 Priebeh ohybového a krútiaceho momentu lanového bubna pri jeho maximálnom zaťažení (vľavo) a uvažované čiastkové účinnosti zdvihového mechanizmu (vpravo)

Tab. 5 Vypočítané parametre ako výsledky pevnostnej analýzy bubna

Parameter	Označenie	Hodnota [Jednotka]
Modul prierezu bubna v ohybe	W _o	26718,67 [mm ³]
Modul prierezu bubna v krute	W _k	53473,33 [mm ³]
Ohybové napätie	σ	5 [MPa]
Šmykové napätie	τ_k	1,4 [MPa]
Napätie v tlaku vplyvom zovretia bubna lanom	$\sigma_{_d}$	26 [MPa]
Celková mechanická účinnosť zdvíhacieho mechanizmu	η _z	0,8327 [-]
Sila na kľuke po započítaní celkovej účinnosti	F	88 [N]
Odpor lán pri ich navíjaní na bubon	η_1	0,95 [-]
Účinnosť guľôčkového valivého ložiska	η_2	0,98 [-]
Účinnosť valčekového valivého ložiska	η_3	0,98 [-]
Účinnosť jedného páru spoluzaberajúcich ozubených kolies	η_4	0,99 [-]
Valivé uloženie hriadeľa pastorka	$\eta_{g'} \eta_{5}$	0,98 [-]
Účinnosť ručnej kľuky	η ₇	0,96 [-]

3.3 Návrh mechanizmu pre priečny pohyb bremena

Inováciou v tejto oblasti je snaha skĺbiť elektrický a ručný pohon do jedného kompaktného celku s možnosťou rozhodovania sa v použití jedného alebo druhého zdroja pohonu. Avšak principiálne vytvorenie zariadenia funkčného pre elektrický aj ručný pohon súčasne, naráža na ťažkosti v podobe statického chovania sa pracovníka (stojí na jednom stanovišti a otáča ručnou kľukou) a pohyblivého chovania sa ozubeného kolesa bubna v priečnom smere manipulátora. Hriadeľ ručnej kľuky spojenej s hnacím pastorkom by musel meniť pri priečnom pohybe svoju dĺžku (polohu) čo by muselo byť vyriešené presahom hriadeľa ručnej kľuky do priestoru určeného pre obsluhu (v prípade jednej krajnej priečnej polohy bude hriadeľ ručnej kľuky úplne vysunutý, v prípade druhej krajnej priečnej polohy úplne zasunutý). Toto riešenie by prinášalo potenciálne nebezpečné situácie vyplývajúce z kolízie stroja a obsluhy. Z tohto dôvodu potrebujem aretovať vzájomnú polohu zabezpečujúcu spojitý záber malého ozubeného kolesa s axiálne sa pohybujúcim veľkým ozubeným kolesom.

Celé zvislé zaťaženie navrhovaného manipulátora bude prenášané priečnym nosníkom z profilu IPE, ktorého kvadratický moment zotrvačnosti navrhnem podľa zaťaženia. Po nosníku sa bude pohybovať špecificky úlohe prispôsobený vozík, zabezpečujúci potrebné ďalej opisované funkcie:

- vozík bude obsahovať dva páry koliesok odvaľujúcich sa po IPE profile, čo zabezpečí minimalizáciu súčiniteľa odporu (použitím valivého uloženia koliesok),
- bude slúžiť ako záves všetkých komponentov lanového bubna vrátane a riadiť jeho priečny pohyb,
- za účelom skĺbenia ručného a elektrického pohonu, bude vozík prepojený s v pozdĺžnej osi sa otáčajúcou pohybovou skrutkou (ostatné pohyby sú skrutke odobraté),
- musí zabezpečiť aretáciu vzájomnej polohy spoluzaberajúcich ozubených kolies.

Splnenie funkcie uvedenej v poslednom bode si vyžaduje uskutočnenie sofistikovaného konštrukčného návrhu. Predpokladám, že malé hnacie ozubené koleso sa bude axiálne pohybovať po šesťhrannom hriadeli (obr. 4.7, obr. 4.9), ktorý je paralelne uložený so závitovou tyčou a lanovým bubnom pri výpočtom definovanej

osovej vzdialenosti (súčet polomerov použitých ozubených kolies). Šesť-hranný hriadeľ bude mať totožný typ uloženia so závitovou tyčou a bude rovnako ovládaný buď ručnou kľukou alebo elektricky. Pri otáčaní šesťhranným hriadeľom bude dochádzať k otáčaniu malého ozubeného kolesa, ktoré je v zábere s veľkým ozubeným kolesom pripevneným k bubnu (a teda spúšťanie/zdvíhanie bremena). Pri otáčaní závitovej tyče bude dochádzať k priečnemu pohybu celého mechanizmu spočívajúceho na IPE profile so zabezpečenou vzájomnou polohou ozubených kolies. Predbežný 3D model návrhu je znázornený na obr. 18.



Obr. 18 CAD model navrhovaného mechanizmu priečneho pohybu

Šesťhranný hriadeľ bude výhradne namáhaný iba prenášaným krútiacim momentom M_k = 75 N.m, ktorý sa po započítaní účinnosti $\eta_z = 0,8327$ (-) môže zmeniť na maximálnu hodnou $M_k = 90$ N.m. Pastorok má pätnú kružnicu s priemerom 21,25 mm. Preto pre návrh geometrie hriadeľa môžem použiť maximálne profil s označením 6 HR 14 h11 STN 42 6530. Závitovú tyč volím s paralelným uložením so šesťhranným hriadeľom v rovnakej vertikálnej hladine z dôvodu žiadanej čo najnižšej výšky manipulátora, aby táto nepresiahla úroveň zábradlia v laboratóriu. Závitová tyč bude mať na svojich koncoch rovnaké uloženie ako šesťhranný hriadeľ. Rovnako bude namáhaná krútiacim momentom, avšak konštrukčné vyhotovenie spôsobí aj namáhanie osovou silou vyplývajúcou zo silových pomerov skrutkového mechanizmu. Zaťaženie krútiacim momentom však bude rádovo nižšie, spôsobené iba stratami jednotlivých kinematických dvojíc. Ako dôležité sa ukazuje navrhnúť dĺžku unášača (žltou farbou na obr. 16) ovládajúceho priečny pohyb pastorka z dôvodu možnosti vzpriečenia (obr. 19 (vľavo)). Priečny pohyb je zabezpečený osovou silou F_1 závitovej tyče. Os závitovej tyče je od osi šesťhranného hriadeľa vzdialená o hodnotu b = 30 mm. Výsledná geometria navrhnutého unášača je zobrazená na obr. 19 (vpravo). Jeho maximálna dĺžka dosahuje a = 69 mm, čo je bezpečne nad podmienkou vzpriečenia $a \ge 24$ mm. Vypočítané parametre namáhania šesťhranného hriadeľa a unášača sú uvedené v tab. 6.

Parameter	Označenie	Hodnota [Jednotka]
Krútiaci moment po započítaní celkovej účinnosti	M,	90 [N·m]
Prierezový modul tyče v krútení	<i>W</i> _k	515,872 [mm ³]
Rozmer otvoru kľúča pre otáčanie šesťhranom	5	14 [mm]
Návrhové napätie tyče v krútení	τ	175 [MPa]
Skrútenie hriadeľa	φ	0,85 [°]
Dĺžka šesťhranného hriadeľa	1	3370 [mm]
Polárny moment prierezu	J _p	4417,84 [mm ⁴]
Vzdialenosť osi závitovej tyče od osi 6-hranného	b	30 [mm]
Minimálna dĺžka unášača pastorka	а	24 [mm]
Zvolená dĺžka unášača	a´	69 [mm]

Tab. 6 Parametre namáhania šesťhrannej tyče a navrhovaná dĺžka unášača



Obr. 19 Silové pomery unášača pastorka (vľavo) a Geometria unášača pastorka (vpravo)

Ďalšie vypočítané parametre potrebné pre návrh závitovej tyče sú uvedené v tab. 7. Pretože osou závitovej tyče prenášaná sila F_{cp1} je nízka, je relatívne malý aj určovaný priemer jadra. Aj napriek tomu volím normalizovanú závitovú tyč s lichobežníkovým závitom pre pohybové skrutky s označením Tr 10 x 3. Potrebný krútiaci moment M_{ks} (N·m) pre otáčanie skrutky môžem určiť zo silových pomerov znázornených na obr. 20, ktorý reprezentuje rozvinutý závit použitej tyče s rozstupovým priemerom d_2 = 8 mm, a stúpaním *s* = 3 mm. Vypočítaná hodnota tohto rozbehového momentu pri uhlovej rýchlosti ω = 10,05 rad·s⁻¹ je M_{ks} = 2,205 N·m, teda tomu odpovedajúci rozbehový výkon je P_{rozb} = 25,2 W. Tento výkon je výrazne menší ako vyprodukuje obsluha zariadenia (75 W).



Obr. 20 Silové pomery závitovej tyče

Tab. 7 Vypočítané parametre potrebné pre návrh závitovej tyče

Parameter	Označenie	Hodnota [Jednotka]
Priemer kolesa vozíka	<i>d</i> _{<i>k</i>1}	24 [mm]
Priemer čapu	d _{č1}	12 [mm]
Mechanická účinnosť oceľových kolies pojazdového mechanizmu	η_{cp1}	0,92 [-]
Sila pre pohyb unášača	F ₁	0,6 [N]
Kolesová sila vozíka	F _{kpu1}	564 [N]
Výkon motora vozíka	P ₀	75 [W]
Pojazdová rýchlosť	V _{p1}	0,4 [m·s⁻¹]
Sila pasívnych odporov	F _t	170 [N]
Rameno valivého odporu	е	0,5 [mm]
Celkový odpor proti priečnemu pohybu	F _{cp1}	170,6 [N]
Dovolené namáhanie v ťahu/tlaku	σ _{t/d Dov}	150 MPa
Návrhový priemer jadra tyče	dj	1,2 [mm]

Posledným analyticky navrhovaným komponentom bude veľkosť IPE profilu nesúceho celú záťaž. Pretože konštrukcia navrhovaného zariadenia je namáhaná pohyblivým zaťažením, bude podstatou riešenia návrhu IPE profilu metóda vplyvových čiar, ktorá je grafickým znázornením určitej statickej veličiny (podporovej reakcie, posúvajúcej sily, ohybového momentu, osovej sily a pod.) v závislosti na polohe zaťažujúcej sily, spravidla jednotkovej veľkosti F = 1 (-). Potom hodnota tejto statickej veličiny je hodnotou mernou. Pri zaťažujúcej sile F bude skutočná hodnota tej ktorej statickej veličiny F násobkom jej mernej hodnoty. Kolesové sily $F_{k1}a F_{k2}$ pôsobiace na nosník majú každá hodnotu 2. $F_{kpu1} = 2.564 = 1.128$ N, pretože kolesá sú za sebou dve (obr. 21 (vľavo)) pri rázvore i = 1 000 mm, dĺžka nosníka (vzdialenosť osí koľajníc pre pozdĺžny pohyb) je približne / = 3 150 mm. Pre orientačný analytický výpočet bude postačovať vyriešiť priebeh ohybového momentu ako dominantného zaťaženia nosníka. Prostredníctvom vplyvových čiar som určil, že najväčšie zaťaženie nosníka je vo vzdialenosti ¼ rázvoru kolies vozíka od stredu nosníka, teda v tomto mieste vzniká aj najväčší ohybový moment (obr. 21 (vľavo)). Aby bolo zabezpečené vyhovenie normatívnych požiadaviek pre elektrický pohon žeriavových vozíkov, musí platiť podmienka maximálneho dovoleného priehybu $w_{max} = 1/500$, kde jeho vypočítanú hodnotu je možné vidieť v tab. 8. Podobne v tab. 8 sú uvedené aj výsledky namáhania hlavného nosníka. Na základe vypočítaného kvadratického momentu prierezu IPE profilu s uložením podľa obr. 21 (vľavo) som zvolil prierez IPE 100 (obr. 21 (vpravo)) a materiál oceľ S235.



Obr. 21 Priebeh ohybového momentu IPE 100 nosníka (vľavo) a jeho zvolená geometria (vpravo)

Parameter	Označenie	Hodnota [Jednotka]
Vzdialenosť bodu D od podpory B	b	1325 [mm]
Vzdialenosť bodu D od podpory A	a	1825 [mm]
Ohybový moment v bode D -	M _D =M _{omax}	1267,5 [N·m]
Dovolený priehyb	Wmax	6,3 [mm]
Priehyb nosníka	w	5,4 [mm]
Bezpečnosť	k _b	2 [-]
Napätie v ohybe nosníka	σο	39 [MPa]
Dovolené napätie v ohybe	σ _{o Dov}	117,5 [MPa]
Modul prierezu v ohybe k osi y	Woy	32664,5 [mm ³]

Tab.	8	Výsledky	y namáhania	hlavného	nosníka	IPE	100
------	---	----------	-------------	----------	---------	-----	-----

3.4 Návrh mechanizmu pre pozdĺžny pohyb bremena

Pozdĺžny pohyb manipulátora je viazaný na dráhu, ktorá ako bolo spomenuté v kap. 2. 4 je tvorená koľajnicami typu A45 pripevnenými o oceľové nosníky zabudované v strope miestnosti (obr. 10, obr. 11), v ktorej sa zotrvačníkový brzdový stav nachádza. Inšpiráciou pre mechanizmus pozdĺžneho pohybu boli analyzované konštrukcie portálových žeriavov, ktoré som prispôsobil potrebám vlastného konštrukčného návrhu. Predpokladám, že celý manipulátor bude spočívať na štyroch pojazdových kolesách, podporná konštrukcia bude niesť navrhnutý IPE profil a zabezpečí uloženie šesťhranného hriadeľa a závitovej tyče, pričom umožní ich ovládanie ručnou kľukou alebo akumulátorovým skrutkovačom. Celý konštrukčný návrh je možné vidieť na obr. 22. Materiál na výrobu rámu bude konštrukčná oceľ S235, pričom dominantným zaťažením zvislých nosníkov bude zaťaženie tlakom od vlastnej hmotnosti manipulátora a prepravovaného bremena. Pre reálne vyhotovenie volím štvorhrannú bezšvová tyč 40 x 40 mm s hrúbkou steny 3 mm. Pre jazdu po koľajniciach navrhujem kolesá s okolesníkmi (nákolkami) na obidvoch stranách, kde pri návrhu priemeru pojazdových kolies (4 kolesá) som vychádzal z celkovej únosnosti kolies K = 1480 N. Toto zaťaženie sa rozdelí na dve kolesá pozdĺžneho pojazdového mechanizmu, preto K_1 = 740 N. Šírku drážky kolesa b_1 (cm) určujem podľa použitej koľajnice, pričom sa odporúča vôľa 5 – 10 mm u kolies mačiek, a vôľa 10 – 20 mm pre žeriavové kolesá [27] . Použitá koľajnica A45 má šírku b = 45 mm, preto šírku drážky kolesa volím $b_1 = 55$ mm. Na základe uvedených parametrov som vypočítal minimálny priemer kolesa D_{min} = 149,5 mm, preto volím priemer kolesa D = 150 mm.



Obr. 22 Konštrukčný návrh manipulačného zariadenia ku brzdovému stavu

Pohon mechanizmu v prípade pozdĺžneho pohybu som diskutoval s pracovníkmi laboratória. Pozícia pracovníka sa v prípade pozdĺžneho pohybu musí meniť v oboch prípadoch, t.j. pri ručnom pohone aj pohone elektrickým skrutkovačom. Implementovaný elektrický pohon využitý byť nesmie, pokiaľ má byť konštrukčný návrh zaradený do skupiny C, teda mimo vyhradených technických zariadení zdvíhacích. Na základe diskusie sa ako optimálny javí byť ručný pohon jednoduchým uchopením za horizontálne orientovaný IPE profil alebo vertikálne orientovanú bezšvovú štvorhrannú rúrku. Z tohto dôvodu je potrebné navrhnúť dostatočný rázvor pojazdových kolies pre zabezpečenie bezpečnej hodnoty stabilizačného momentu. K tomu potrebujem určiť hodnotu ovládacej sily pojazdu, ktorou bude potrebné do konštrukcie tlačiť pre jej rozpohybovanie. Jej hodnota je v prípade rovnomerného pohybu rovná pasívnym odporom kolies. Vypočítaná hodnota tejto sily je F_{tcp} = 25 N. Pri výpočte minimálneho rázvoru pojazdových kolies som vychádzal z obr. 23, kde táto minimálna hodnota rázvoru je i_{min} = 120 mm.



Obr. 23 Schéma pre určenie nutného rázvoru kolies pozdĺžneho posuvu manipulátora



Obr. 24 Umiestnenie navrhovaného zariadenia nad brzdovým stavom KDMT

Na základe výsledkov a estetického charakteru konštrukcie volím hodnotu rázvoru *i* = 250 mm. V tomto momente je konštrukčný návrh manipulátora ukončený. Je podporený sériou analytických funkčných a dimenzionálnych výpočtov. Smerodajné špecifikácie jednotlivých komponentov pre stavbu reálneho prototypu budú zaručené po numerickej MKP analýze prostredníctvom programu Ansys. Umiestnenie navrhovaného manipulátora na koľajniciach nad zotrvačníkovým brzdovým stavom KDMT je možné vidieť na obr. 24.

4 NUMERICKÁ KONTROLA NÁVRHU

Numerické simulácie sa vo veľkej miere používajú na riešenie rôznych problémov v priemysle, pretože skracujú čas a náklady na vývoj nových výrobkov. Výsledky simulácie poskytujú veľmi užitočné informácie o výrobku a môžu poukázať na potenciálne problémy, ktoré možno odstrániť vo fáze návrhu. V súčasnosti sa vzhľadom na stále rýchlejšie sa rozvíjajúcu počítačovú techniku a dostupnú literatúru môžeme stretnúť s modernými numerickými metódami, ako je metóda konečných prvkov (MKP). Je to jedna z najpoužívanejších numerických matematických metód na riešenie problémov pružnosti a pevnosti, dynamiky poddajných telies, prenosu tepla, prúdenia kvapalín, elektromagnetizmu a mnohých ďalších problémov v inžinierstve. MKP predstavuje najvýkonnejší a najpoužívanejší nástroj na numerické simulácie [28], [29]. Analýza namáhania súčiastky závisí od vlastností materiálu, statického a dynamického zaťaženia i tvaru súčiastky. Využitím MKP pri pevnostnej analýze je možné pozorovať vzniknuté napätia, deformácie (posunutia), hodnoty bezpečnostného faktora atď. [30] . Na základe výsledkov numerickej simulácie je možné predpovedať správanie sa konštrukcie alebo komponentu, ich namáhanie, taktiež či získané výsledky sú v rámci dovolených hodnôt. Okrem toho sa získa prehľad o kritických miestach v konštrukcií, napríklad z pohľadu namáhania či únavy, pričom je možné tvar komponentu alebo tvar celej konštrukcie optimalizovať. Numerickú analýzu využijem aj pri našom návrhu manipulátora, kedy vykonám pevnostnú analýzu hlavných komponentov navrhovaného zariadenia pomocou MKP softvéru Ansys Workbench 2024R1. Zameriam sa na vznikajúce napätia a deformácie, pričom vykonám aj ich porovnanie s výsledkami dosiahnutými analytickými výpočtami. Vybranými skúmanými komponentami budú hlavný nosník, rám manipulátora, rám vozíka pohybujúceho sa po spodnej pásnici hlavného nosníka, lanový bubon a šesťhranná tyč zabezpečujúca otáčanie lanového bubna.

4.1 Pevnostná MKP analýza hlavného nosníka navrhovaného manipulátora

Na hlavný nosník rámu navrhovaného manipulátora pôsobia viaceré namáhania. Z hľadiska pôsobiaceho namáhania je nevyhnutné zhodnotiť vplývajúce zaťaženia na pevnostné črty hlavného nosníka, pričom vyhodnocovacími aspektami sú vzniknuté napätia a deformácie. Tento nosník bude zaťažovaný predovšetkým hmotnosťou prepravovaného bremena – kalibračná zaťažovacia doska, ale aj hmotnosťou komponentov celého zdvíhacieho mechanizmu (vozík, lanový bubon, príruby a pod.).

Ako prvé som vytvoril 3D CAD model hlavného nosníka v pracovnom prostredí softvéru Catia V5-6R2022, na základe už navrhnutej geometrie. Hlavný nosník IPE100 má dĺžku 3300 mm a jeho vytvorený 3D model je možné vidieť na obr. 25. Ďalší krok predstavoval importovanie vytvoreného 3D modelu do pracovného prostredia programu Ansys Workbench 2024R1. Tu som nosníku priradil materiál, ktorým bola oceľ S235. Ďalej som pomocou funkcie Midsurface vytvoril z objemového modelu škrupinový model, kde jednotlivým strednicovým rovinám boli priradené príslušné hrúbky. Následne som pristúpil k jednotlivým úpravám na hlavnom nosníku z dôvodu presnejšieho výpočtového modelu a získania čo najrelevantnejších výsledkov simulácie. Cieľom úpravy modelu je čo najlepšie sa priblížiť reálnemu namáhaniu. Na nosníku som najskôr vytvoril v pracovnom prostredí Design Modeler plochy pre aplikovanie okrajových podmienok – väzieb. Plochy boli vytvorené pri oboch koncoch spodnej pásnice hlavného nosníka, teda v mieste jeho spojenia so stĺpmi rámu, a to pomocou funkcie FaceSplit. Geometria vytvorených plôch odrážala rozmery prierezu stĺpa, teda štvorcový profil s rozmermi 40 mm x 40 mm. Následne som vytvoril obdobným spôsobom plochy pre aplikovanie pôsobiaceho zaťaženia na hlavný nosník. Boli vytvorené 4 plochy, pričom geometriu každej plochy tvorili polovičný rozchod kolies (vzdialenosť prírub kolies) a priemer kolesa, teda obdĺžnik s rozmermi 27,5 mm x 24 mm. Strednicové priamky plôch sú vo vzájomnej vzdialenosti 1000 mm, pričom tento parameter reprezentuje rázvor kolies vozíka. Zaťaženie hlavného nosníka uvažujem v najnepriaznivejšej polohe vozíka, teda keď sa jedno z kolies vozíka nachádza vo vzdialenosti ¼ rázvoru vozíka od stredu hlavného nosníka. V ďalšom kroku som osieťoval hlavný nosník (obr. 26). Pre vytvorenie siete som využil kvadratické elementy s veľkosťou elementu 5 mm. Kvadratické elementy veľmi dobre popisujú náhle zmeny tvaru.



Obr. 26 Detail siete hlavného nosníka

Po vytvorení siete som pristúpil k aplikácií okrajových podmienok na hlavný nosník zariadenia. Na vyššie uvedené vytvorené plochy som aplikoval zaťaženia a väzby. Zaťaženie reprezentovali 4 kolesové sily vozíka, každá o veľkosti 564 N. Umiestnené zaťažujúce sily sú znázornené červenou farbou na obr. 27. Každá zaťažujúca sila je aplikovaná na príslušnú vytvorenú plochu. V ďalšom som aplikoval väzby na plochy umiestnené pri oboch koncoch nosníka, v mieste spojenia so stĺpmi rámu. Na jednu plochu bola aplikovaná väzba pomocou funkcie remote displacement, kde som umožnil iba rotáciu okolo osi y. Na druhú plochu som využil opäť funkciu remote displacement, kde som umožnil iba rotáciu okolo osi y a posunutie v smere x.



Obr. 27 Aplikované zaťaženia

Z pohľadu výsledkov numerickej simulácie ma najviac zaujímajú ohybové napätie a deformácia hlavného nosníka. Obrázok 28 demonštruje vzniknuté ohybové napätia na hlavnom nosníku pri uvažovaní umiestnenia vozíka v jeho najnepriaznivejšej polohe na nosníku. Maximálne ohybové napätie von Mises dosahuje hodnotu 53,47 MPa, pričom na obr. 28 je vyznačené červeným rámčekom. Podľa očakávania je nosník najviac namáhaný na ohyb v mieste pod kolesom, ktoré je umiestnené vo vzdialenosti ¼ rázvoru kolies vozíka od stredu hlavného nosníka. Hodnota maximálneho ohybového napätia zistená numerickým výpočtom pomocou softvéru Ansys 53,47 MPa ako aj hodnota maximálne ohybového napätia získaná analytickým výpočtom 39 MPa sú značne menšie ako hodnota dovoleného napätia v ohybe 117,5 MPa, takže je možné usúdiť, že navrhovaný nosník IPE100 vyhovuje pevnostnej podmienke a môže byť použitý pre nami navrhovaný manipulátor pre potreby zotrvačníkového brzdového stavu.



Obr. 29 Deformácia hlavného nosníka

Deformáciu hlavného nosníka som skúmal opäť v najnepriaznivejšej polohe vozíka. Maximálny priehyb nosníka zistený numerickou simuláciou je o hodnote 4,1185 mm, čo vyhovuje podmienke pre maximálny dovolený priehyb na nosníku. Maximálny priehyb je vyznačený v červenom rámčeku na obr. 29. Na základe porovnania hodnôt maximálneho priehybu zistených numerickým (4,1185 mm) aj analytickým spôsobom (5,4 mm) s dovolenou hodnotou priehybu (6,3 mm) opäť môžem usúdiť, že hlavný nosník IPE100 je vhodný pre navrhované zariadenie.

4.2 Pevnostná MKP analýza rámu navrhovaného zariadenia

Keďže rám zariadenia je symetrický, tak predmetom skúmania je iba jeho polovica, teda ľavá časť rámu. Aj pravá aj ľavá časť rámu pozostáva zo stĺpa, z nosníka pojazdu manipulátora a z dvoch vzpier, pričom jeden koniec vzpery je pripevnený o stĺp a druhý koniec o nosník pojazdu. Tento rám je spájaný zváraním, a to konkrétne kútovými zvarmi. 3D model skúmanej ľavej časti rámu som vytvoril podobne ako pri ostatných skúmaných komponentoch v pracovnom prostredí programu Catia V5. Následne som model importoval do pracovného prostredia Ansys, kde som uskutočnil úpravu modelu na škrupinový model, z dôvodu presnejšieho výpočtu. Priradil som jednotlivými strednicovým plochám príslušné hrúbky a zároveň som aplikoval materiál S235. Upravený model demonštruje obr. 30. Ďalším krokom bolo sieťovanie modelu, pričom som použil elementy kvadratického typu s veľkosťou 2 mm.





Ďalej som pristúpil k aplikovaniu okrajových podmienok. Predmetnú časť rámu som zaväzbil pomocou funkcie Remote Displacement, a to v miestach uloženia čapov pojazdových kolies v nosníku pojazdu. V miestach uloženia prvé čapu som ponechal rotáciu okolo osi *x* a posunutie v smere osi *y*, v miestach uloženia druhého čapu kolesa som ponechal iba rotáciu okolo osi *x*. Aplikáciu väzieb je možné vidieť na obr. 31a. Ďalšou okrajovou podmienkou bolo umiestnenie zaťažujúcej sily, ktorú som aplikoval na vrchnú časť stĺpa v smere osi *z*, teda v mieste spojenia stĺpa s hlavným nosníkom (obr.

31b). Zaťažujúcu silu som uvažoval o hodnote 1 572 N, pričom táto hodnota je stanovená pre polohu vozíka v styku s dorazom umiesteným na hlavnom nosníku bližšie k skúmanej ľavej časti rámu zariadenia. V tejto polohe vozíka je najviac zaťažená predmetná časť rámu.



Obr. 32 Von-Mises napätia na l'avej polovici rámu



Obr. 33 Deformácia skúmanej polovice rámu

Výsledkom numerickej simulácie namáhania ľavej polovice rámu sú vzniknuté ohybové napätia von Mises a deformácia, kde ma zaujímali dva parametre, a to maximálne ohybové napätie a maximálny priehyb konštrukcie. Hodnota maximálneho ohybového napätia je 48,236 MPa a miesto jeho vzniku je znázornené na obr. 32 rámčekom v červenej farbe. Táto hodnota je výrazne menšia ako hodnota dovoleného ohybového napätia (117,5 MPa), čím je splnená aj pevnostná podmienka. Celková deformácia skúmanej polovice rámu je zobrazená na obr. 33. Získaný maximálny priehyb konštrukcie má hodnotu približne 0,04 mm, čo môžem považovať za veľmi malú hodnotu z pohľadu deformácie. Maximálny priehyb konštrukcie nastáva v spodnej časti vonkajšej bočnice nosníka pojazdu, označenie tohto miesta demonštruje obr. 33 červeným rámčekom. Zo získaných výsledkov simulácie konštatujem, že skúmaná polovica rámu a tým pádom aj celá konštrukcia rámu je vyhovujúca pre navrhované zariadenie.

4.3. Pevnostná kontrola rámu vozíka využitím MKP softvéru Ansys

Keďže celkový rám vozíka je tvorený dvomi rovnakými zváranými oceľovými konštrukciami (obr. 34), tak pre pevnostnú analýzu mi stačí vyšetriť polovicu rámu (jednu zváranú oceľovú konštrukciu), ktorej osieťovaný 3D CAD model je možné vidieť na obr. 35. Využil som elementy kvadratického typu

s veľkosťou elementov 4 mm. Pri tvorbe siete bolo potrebné zhustiť sieť v oblasti čapov kolies z dôvodu presnejšieho výpočtu, pričom som využil funkciu Face Meshing. Ďalej som pristúpil k aplikácii okrajových podmienok. Skúmanú polovicu rámu som zaväzbil na vonkajších plochách priečnych privarených prírub, t. j. na oboch koncoch polovice rámu, opäť pomocou funkcie Remote Displacement, pričom na obidvoch koncoch je umožnená rotácia okolo osi *x* a na jednom konci je ešte umožnený posuv v smere osi *y*. Zaťaženie polovice rámu predstavovali dve kolesové sily, pričom každá sila bola aplikovaná na vonkajšiu plochu príslušného čapu, a to o hodnote 564 N v smere osi *z*. Na obr. 36 sú tieto plochy znázornené červenou farbou.



Obr. 36 Zaťaženie pôsobiace na polovicu rámu vozíka

Pri pevnostnej analýze polovice rámu vozíka som skúmal vzniknuté ohybové napätia a deformácie. Maximálne ohybové napätie predstavuje 86,128 MPa, vzniká v mieste spojenia stojiny s pozdĺžnym nosníkom a na obr. 37 je znázornené červeným rámčekom. Deformáciu skúmanej polovice rámu je možné pozorovať na obr. 38, pričom hodnota maximálneho priehybu je 3,1175 mm a nastáva približne v strede skúmanej polovice rámu. Zo získaných výsledkov maximálneho von Misesovho ohybového

napätia a maximálneho priehybu a ich porovnania s dovolenými hodnotami, kde tieto hodnoty sú menšie ako dovolené, vyplýva vhodnosť navrhnutej konštrukcie pre rám vozíka.





Obr. 37 Von Mises napätie v ohybe vzniknuté na skúmanom modeli polovice rámu

Obr. 38 Deformácia modelu skúmanej polovice rámu vozíka

4.4 Numerická analýza pevnosti lanového bubna

Na základe geometrie určenej pomocou vyššie uvedených dimenzionálnych výpočtov som vytvoril 3D CAD model lanového bubna v softvéri Catia V5 (obr. 39). Pri pevnostnej analýze bubna ma zaujímali vznikajúce napätia od pôsobiacich zaťažení, a to maximálne ohybové napätie, maximálne šmykové napätie a napätie vznikajúce od zovretia bubna tlakom lana. Vytvorený 3D CAD model lanového bubna som importoval do výpočtového softvéru Ansys, kde som mu priradil materiál S195T, z ktorého bude zhotovený. Prvá simulácia sa týkala zistenia napätí v ohybe a v šmyku. Model bubna bolo potrebné osieťovať, pričom som využil sieť s elementmi kvadratického typu o veľkosti elementu 5 mm. V miestach vyhotovených drážok, kde sa navíja oceľové lano som z dôvodu presnejšieho výpočtu zhustil sieť použitím funkcie Face Sizing, pričom veľkosť elementov som zvolil 2 mm (obr. 40b). Obdobným spôsobom som zhustil sieť na čelných plochách lanového bubna, kde som určil veľkosť elementov 4 mm (obr. 41b). Následne som pristúpil k aplikovaniu okrajových podmienok. Lanový bubon som zaväzbil na oboch koncoch pomocou funkcie Remote Displacement, kde som na jednom konci bubna odobral všetky stupne voľnosti a na druhom konci bubna som umožnil rotáciu okolo pozdĺžnej osi y a posunutie v smere osi y. Pre správny výpočet je dôležité vhodné umiestnenie zaťaženia na lanový bubon. Keďže lano sa odvíja/navíja na oboch koncoch lanového bubna, tak ten bude zaťažovaný silou v lane o vypočítanej hodnote 932 N, a to ako na jednom konci, tak aj na druhom. Silu som teda aplikoval na jeden závit drážkovania (ľavý aj pravý koniec bubna) vo zvislom smere – os z, pričom jej poloha je v mieste kde lano opúšťa lanový bubon, čo je možné vidieť na obr. 42.



Obr. 40 Úprava siete na drážkach bubna: a) aplikácia funkcie Face Sizing, b) vytvorená sieť v mieste drážok



Obr. 41 Modifikácia siete na čelných plochách bubna: a) využitie funkcie Face Sizing, b) vytvorená sieť na čelnej ploche bubna



Obr. 42 Umiestnenie zaťaženia lanového bubna

Ako je možné pozorovať na obr. 43 maximálna hodnota ohybového momentu je 9,0273 MPa, čo je síce vyššia hodnota ako bola získaná analytickým výpočtom (5 MPa), ale tieto hodnoty sú výrazne menšie ako dovolená hodnota. Na základe toho usudzujem, že navrhovaný bubon je vyhovujúci a značne predimenzovaný. Ďalším skúmaným parametrom bolo šmykové napätie, ktoré vyvolávajú pôsobiace sily. Simulačným softvérom získané maximálne šmykové napätie v uvažovanej rovine XZ dosiahlo hodnotu 4,6507 MPa (obr. 44), čo sú spolu s analyticky získanou hodnotou 1,4 MPa výrazne nižšie hodnoty ako dovolené napätie v šmyku a na základe toho konštatujem opäť vhodnosť použitia

lanového bubna pre navrhovaný zdvíhací mechanizmus manipulátora. Maximálne šmykové napätie nastáva podľa očakávania v mieste, kde lano opúšťa bubon.



Obr. 43 Vzniknuté von Mises napätie na lanovom bubne



Obr. 44 Namáhanie lanového bubna v krute

Okrem uvedených napätí bolo potrebné preskúmať napätie, ktoré vyvoláva navinuté lano tlakom vplyvom zovretia bubna. Preto je na drážky na ľavej aj pravej strane bubna potrebné aplikovať zaťaženie vo forme tlaku P' (MPa), aby sa simulovali skutočné podmienky zaťaženia. Hodnotu tohto zaťaženia som určil na základe vzťahu (1) **Chyba! Nenašiel sa žiaden zdroj odkazov.**, ako pôsobenie dvojice síl v lane F_s (N) na plochu vytvorenú priemerom použitého lana d_m (mm) a priemerom lanového bubna (od spodku drážky) D_0 (mm):

$$P' = \frac{2 \cdot F_s}{d_m \cdot D_0},$$

$$P' = \frac{2 \cdot 932}{3,55 \cdot 76,45} = 6,868 \text{ MPa.}$$
(1)

Táto hodnota tlaku bude pôsobiť na lanový bubon aj opačným spôsobom, pretože poskytuje lanu podpornú reakciu. Vypočítané zaťaženie aplikujem na drážkovanie bubna, ako na ľavej, tak aj na pravej strane (obr. 45). Väzby zostávajú rovnaké ako pri predošlej simulácií a rovnako tak aj sieť modelu. Maximálna hodnota von Misesovho napätia na lanovom bubne podľa simulácie je 26,855 MPa (obr. 46), zatiaľ čo hodnota tlakového napätia podľa výpočtov je 26 MPa. Miesto najväčšieho namáhania je možné vidieť na obr. 47, označené červeným rámčekom. Ak by bol napríklad bubon zváraný z materiálu S195T s medzou klzu 195 MPa a bezpečnostným faktorom 2, tak by bola prípustná hodnota napätia 97,5 MPa. Teda, navrhovaný bubon opäť považujem za bezpečný a vhodný pre navrhovaný manipulátor.



Obr. 45 Aplikovanie tlaku vplyvom zovretia bubna lanom



Obr. 46 Namáhanie lanového bubna vplyvom zovretia bubna oceľovým lanom



Obr. 47 Maximálne von Mises napätie na lanovom bubne vplyvom zovretia bubna lanom

5 OVERENIE ZVAROVÝCH SPOJOV NAVRHOVANÉHO MANIPULÁTORA POMOCOU NUMERICKÝCH SIMULÁCIÍ

Zváranie a tepelné spracovanie zahŕňa komplexné interakcie medzi chemickými, tepelnými, metalurgickými a mechanickými javmi. Tieto interakcie vytvárajú zvyškové napätia a deformácie vo zváranej konštrukcii, ktoré výrazne ovplyvňujú jej životnosť. Počítačom podporované posúdenie zváracieho výrobného procesu môže výrazne zvýšiť celkový výkon, kvalitu a životnosť konštrukcie. Navyše, numerická simulácia znižuje experimentálne iterácie, čím sa výrazne znižujú výrobné náklady. Softvér ESI SYSWELD ponúka unikátne a komplexné virtuálne hodnotenie vlastností materiálu, mikroštruktúry, zvyškových napätí a deformácií vo zváraných konštrukciách a zostavách. Tento program sa široko používa na kontrolu deformácie zváraných konštrukcií, vyhodnocovanie účinkov fázovej transformácie na zvyškové napätie, analýzu tepelno-mechanických metalurgických javov v tepelne ovplyvnenej zóne a na posúdenie ďalších aspektov v procese zvárania **Chyba! Nenašiel sa žiaden zdroj odkazov.**. Hlavným cieľom výpočtovej simulačnej analýzy zváracieho procesu je predvídať v predstihu deformácie a zvyškové napätia pri zváraní prostredníctvom analýzy a navrhnúť optimálny zvárací proces na zníženie ich výskytu.

5.1 Simulácia bočného rámu navrhovaného manipulátora pre potreby zotrvačníkového brzdového stavu KDMT

Simulácia zvárania v programe Sysweld vychádzala z reálnej geometrie zdvíhacieho zariadenia. Simulovalo sa zváranie bočného rámu zdvíhacieho zariadenia. Z výsledkov simulácie boli pre riešenie práce dôležité hlavne výsledky zvyškových napätí a deformácií. Profily zariadenia boli spojené oblúkovým zváraním kútovými zvarmi technológiou MAG. Rozmery zvarov som zvolil na základe hrúbky profilov, kde výška kútového zvaru *a* bola rovná hrúbke tenšieho spájaného profilu. Na konštrukcii sa teda vyskytujú dva rozmery zvarov, a to 4 mm a 3 mm.

Pre simuláciu sú dôležitými parametrami zvárania najmä tepelný príkon, rýchlosť zvárania a postup zvárania jednotlivých zvarov. Ako prvé som pripravil MKP model pre simuláciu. Geometria MKP modelu vychádzala z geometrie konštrukčného návrhu zariadenia. Pri tvorbe MKP modelu je takmer vždy potrebné pristúpiť k určitým zjednodušeniam. V tomto prípade sa jednalo o prerušenie kútových zvarov v rohoch profilu, kde by bolo zložité vytvoriť MKP sieť pre kútový zvar v mieste rohu profilu (obr. 48). Tiež som uskutočnil úpravu pripojenia profilov výstuh k hlavnému nosníku. Z dôvodu ostrého uhla napojenia profilu výstuhy do hlavného stĺpa ako aj pre dosiahnutie vhodnejšieho tvaru MKP prvkov som vytvoril v mieste pripojenia osadenie, ktorého veľkosť bola rovná veľkosti odvesny kútového zvaru (obr. 49). Tak bol dosiahnutý trojuholníkový prierez zvaru s vrcholovým uhlom odvesien 90°.



Obr. 48 Vymodelované kútové zvary (vľavo) a úprava kútových zvarov (vpravo)



Obr. 49 Vytvorené osadenie medzi výstuhou a stĺpom (vľavo) a osadenie medzi stĺpom a nosníkom pojazdu (vpravo)

Po namodelovaní konštrukcie a kútových zvarov som zvolil postup zvárania jednotlivých kútových zvarov. Zvary sa zvárali postupne. Pre zváranie bolo potrebných 18 kútových zvarov. Postup zvárania zvarov je uvedený na obr. 50, kde je možné vidieť aj osieťovaný model polovice rámu. Po nadefinovaní postupu zvárania a trajektórií pre jednotlivé zvary, som pre simuláciu zvárania nadefinoval a odladil dva Goldakove teplotné zdroje. Parametre posunutia a natočenia zdroja slúžia na presné umiestnenie

teplotného zdroja tak, aby sa dosiahla vyhovujúca roztavená oblasť. Vypočítaná roztavená oblasť pre Goldakov model č.1 (a = 3 mm) a Goladkov model č. 2 (a = 4 mm) je znázornená na obr. 51.



Obr. 50 Postup vyhotovenia jednotlivých zvarov



Obr. 51 Roztavené oblasti pre Goldakov model č. 1 (vľavo) a Goldakov model č. 2 (vpravo)

Numerická simulácia v programe Sysweld je zložená z dvoch nadväzujúcich výpočtov. Prvým je výpočet teplotne-metalurgickej analýzy, kde výsledkom sú teplotné polia, zmeny štruktúry a tvrdosť zvarového spoja. Na teplotne-metalurgickú analýzu nadväzuje mechanická analýza, ktorej výsledkom sú zvyškové napätia a deformácie zvarenca. Pre výpočet zvyškových napätí od zvárania som použil voľné uloženie. Pre výpočet zaťaženia vonkajšou silou som voľné uloženie doplnil o fixovanie v smere Y súradnicového systému, z dôvodu deformácie konštrukcie od vonkajšej sily v mieste, kde je možný voľný pohyb konštrukcie. Sila o hodnote 2500 N pri definovaní simulácie pôsobila v smere osi y do jednotlivých uzlových bodov na vrchnej ploche stĺpa. Po vypočítaní teplotnej analýzy a overení správnosti nadefinovania teplotných zdrojov a postupu zvárania som vykonal výpočet tvrdosti zvarových spojov. Výsledky tvrdosti v jednotkách HV sú na obr. 52. Hodnoty maximálnych tvrdostí sú lokalizované v miestach, kde bol zvar vyhotovený na rám ako prvý. Maximálna tvrdosť však neprekračuje normou stanovenú hodnotu 380HV pre nízkouhlíkové ocele. Obrázok 52 demonštruje aj vzájomné teplotné ovplyvnenie zvarov, kedy dochádza k vyžíhaniu už vytvorených zvarov následným zváraním.

Po teplotnej analýze a analýze tvrdosti som analyzoval zvyškové napätia od zvárania. Na obr. 53 sú zobrazené redukované von Misesove zvyškové napätia a napätia v ráme s uvažovaním zvyškových napätí a napätí od vonkajšej sily. Účinky pôsobenia vonkajšej sily sú minimálne a nespôsobili takmer žiadnu zmenu rozloženia ani veľkosti napätí. Hodnoty napätí prekračujú medzu pevnosti materiálu, čo je spôsobené

zmenou pôvodnej feriticko-perlitickej štruktúry materiálu na rozpadové štruktúry, ktoré majú výrazne odlišné mechanické vlastnosti ako pôvodná štruktúra ocele. Zmena štruktúry je zrejmá aj z výsledkov simulovanej tvrdosti. Neznamená to však, že pri pozváraní rámu dôjde k porušeniu zvarov. Výsledky simulovaných zvyškových napätí poukazujú na kritické miesta konštrukcie z ohľadom na možný vznik porušenia. V prípade použitej ocele však nie je predpoklad takéhoto porušenia. Deformácie rámu po zváraní a zaťažení vonkajšou silou boli minimálne (obr. 54). Maximálne celkové posunutie uzlového bodu bolo 2,7 mm. Výsledky simulácie potvrdili správny návrh konštrukcie a zvárania rámu zariadenia.



Obr. 53 Rozloženie von Misesových napätí po zváraní (vľavo) a po zaťažení vonkajšou silou (vpravo)



Obr. 54 Deformácia rámu bez zaťaženia (vľavo) a so zaťažením (vpravo)

5.2 Simulácia zvárania lanového bubna a príruby

Ako ďalšiu analýzu som vykonal analýzu kútového obvodového zvaru, ktorý spája čelo lanového bubna a prírubu lanového bubna. Veľkosť zvaru som zvolil na základe hrúbky spájaných materiálov a navrhnutej geometrie súčiastky na *a* = 8,4 mm. Zvar bol opäť vyhotovený technológiou MAG. Zo skúseností je potrebné zvar s výškou *a* = 8,4 mm zvárať na tri húsenice, čiže na tri prechody zváracieho horáka. Začiatok zvárania som umiestnil vždy do rovnakého miesta. MKP model pre simuláciu som vytvoril z reálnej geometrie s určitými zjednodušeniami. Simulácia bola realizovaná iba na polovičnom modeli, keďže model bol symetrický a zváranie ovplyvní súčiastku iba do určitej vzdialenosti o zvaru. Vytvorený MKP model lanového bubna s prírubou je na obr. 6.19 (vľavo) a detailné zobrazenie oblasti zvaru v reze je na obr. 55 (vpravo).



Obr. 55 MKP model zváraných komponentov (vľavo) a detail oblasti zvaru v reze (vpravo)

Po nadefinovaní postupu zvárania a trajektórií pre tri zvarové húsenice, som pre simuláciu zvárania odladil tri Goldakove teplotné zdroje. Správnosť nadefinovania Goldakových modelov pre jednotlivé húsenice som overil na teplotných poliach jednotlivých zvarových húseníc. Výsledky tepelnemetalurgickej analýzy sú na obr. 56 a 3D pohľad na teplotné pole 3. zvarovej húsenice je na obr. 57 (vľavo). Pre výpočet mechanickej analýzy som nadefinoval uchytenie modelu. Nakoľko som modeloval a výpočtu podrobil iba polovicu symetrického modelu, pre zadefinovanie okrajových podmienok analýz som zadefinoval rovinu symetrie na konci polovičného modelu. Zaťaženie vonkajšou silou nebolo pri výpočte použité z dôvodu, že vonkajší krútiaci moment na zvar vyvolá v priereze iba minimálne napätie. Po vypočítaní tepelne-metalurgickej analýzy a overení správnosti nadefinovania teplotných zdrojov a postupu zvárania bol vykonaný výpočet tvrdosti zvarových spojov. Výsledky tvrdosti v jednotkách HV, teda podľa Vickersa, sú zobrazené na obr. 57 (vpravo).



Obr. 56 Teplotné polia jednotlivých zvarových húseníc: a) 1.húsenica, b) 2. húsenica, c) 3. húsenica



Obr. 57 Teplotné pole pre tretiu zvarovú húsenicu (vľavo) a tvrdosť zvarového spoja (vpravo)

Maximálna tvrdosť zvarového spoja bola vypočítaná na hodnotu 312 HV, čo je v súlade s maximálnou dovolenou tvrdosťou pre zvarový spoj z ocele S235. Výsledkom mechanickej analýzy sú redukované zvyškové napätia podľa hypotézy Von Misesa. Maximálne zvyškové napätia od zvárania boli vypočítané na 510 MPa (obr. 58). Celkové vypočítané posunutia je možné vidieť na obr. 59. Pre lepšie znázornenie posunutí som využil zrkadlenie modelu cez rovinu symetrie. Preto je na obr. 59 zobrazený celý bubon. Celkové posunutia sú o hodnote 1,43 mm, a to v mieste privarených prírub, čo je z pohľadu funkčnosti bubna zanedbateľná hodnota.



Obr. 59 Celková deformácia bubna s prírubami po zváraní

PRÍNOSY DIZERTAČNEJ PRÁCE

Teoretický prínos práce:

- v práci rozpracovaná analýza súčasného stavu problematiky využitia manipulačných zariadení pre potreby skúšobných stavov brzdných komponentov koľajových vozidiel by mohla byť nápomocná ako vstup pri ďalších analýzach a tvorbe manipulačných prostriedkov využiteľných pri rôznych experimentálnych vedecko-výskumných činnostiach,
- rovnako tak aj prítomná fenomenológia materiálovo-technologických a konštrukčných aspektov pre návrh manipulačnej techniky ku brzdovému stavu KDMT je uceleným pohľadom do problematiky stavby konštrukčných celkov z reálneho materiálu,
- uvedený pracovný postup prípravy meracej bázy spolu s vytvorenou fotodokumentáciou môže slúžiť pre prípadnú optimalizáciu pracovného procesu v budúcnosti,
- uskutočnený výpočtový postup je univerzálny, nakoľko zariadenie sa skladá z množstva aj v iných zariadeniach použiteľných konštrukčných celkov od jednoduchých komponentov ako sú oceľové laná, až po návrh prispôsobeného lanového bubna s nekonvenčným prevedením prenosu výkonu,
- zostavený výpočtový model rovnako ako numerické modely môžu slúžiť ako výučbový materiál na predmetoch zaoberajúcich sa s uvedenou problematikou,
- návrh bol uskutočnený v kontexte súčasných predpisov, avšak s inováciou v podobe originálnej myšlienky uskutočniť pracovné pohyby manipulátora s externým zdrojom pohonu čo by mohlo vyústiť do podania prihlášky úžitkového vzoru.

Prínosy práce pre technickú prax:

- postupy a metódy skompletizované v dizertačnej práci môžu slúžiť ako príručka pre praktikov, technikov a konštruktérov uskutočňujúcich obdobnú tvorivú činnosť,
- výsledky práce môžu byť zapracované do normotvornej činnosti pre zaradenie návrhu do konkrétnej skupiny mimo vyhradených zdvíhacích zariadení.

Prínosy práce pre oblasť pedagogiky:

Predmetná dizertačná práca, okrem iného, popisuje súčasné trendy v problematike používania konštrukčných materiálov a informuje o aspektoch, ktorými je potrebné sa zaoberať pri ich praktickej aplikácii do reálnych návrhov. Všetky návrhy sú podložené teoretickými poznatkami a overené numerickou simuláciou. Prínosy dizertačnej práce z pohľadu pedagogiky možno definovať:

- teoretickou časťou práce, kedy fenomenológia materiálovo-technologických a konštrukčných aspektov pre návrh manipulačnej techniky ku brzdovému stavu KDMT je v prípade dobrého podania atraktívnym materiálom pre študentov študujúcich problematiku stavby konštrukčných celkov z reálnych materiálov,
- praktické ukážky technických výpočtov spolu s ich aplikáciou do reálneho návrhu a riešenie problémov sprevádzajúcich daný konštrukčný návrh, ich kontrola pomocou MKP analýz môžu byť absorbované výučbovým procesom a týmto spôsobom prispieť k syntéze viacerých výučbových predmetov a programov za účelom finalizácie uceleného pohľadu na problematiku strojárstva jeho poslucháčmi.

ZÁVER

V mojej dizertačnej práci som sa zaoberal konštrukčným návrhom manipulátora, ktorý sa bude využívať pri brzdovom stave KDMT najmä za účelom manipulácie s kalibračnými zaťažovacím doskami, ktorá je podstatným procesom v príprave meracej bázy na brzdovom stave.

V úvodnej časti práce som analyzoval certifikované skúšobné stavy pre meranie brzdných komponentov koľajových vozidiel, pričom moja pozornosť bola venovaná najmä identifikácii využívaných manipulačných zariadení. Osobitú pozornosť som následne venoval zotrvačníkovému brzdovému stavu KDMT a ním vybavenými manipulačnými zariadeniami. Návrh komponentov stroja, teda aj manipulačného zariadenia, vo svojej podstate zahŕňa rozsiahle postupy, zložité výpočty a mnoho návrhových rozhodnutí. Z hľadiska návrhu manipulačného zariadenia je dôležité poznať používané materiály, typy používaných nosníkov, pôsobiace zaťaženia a iné faktory, ktoré vstupujú do procesu návrhu. Z tohto dôvodu som sa venoval v ďalšej časti fenomenológii materiálovo-technologických a konštrukčných aspektov pre návrh manipulačnej techniky. Venoval som sa materiálom využívaným pri stavbe manipulačných zariadení, technológiám spájania jednotlivých komponentov, ale aj konštrukčným zásadám pri ich návrhu.

V praktickej časti práce som začal analýzou prípravy meracieho procesu, identifikáciou obmedzujúcich podmienok a stanovením vstupných dát pre proces návrhu zariadenia. Dôležitým aspektom bolo umiestnenie zariadenia, a to na koľajnice A45 pripevnené k oceľovým nosníkom v strope miestnosti. Ďalšími dôležitými aspektami boli napríklad výška zdvihu – 3 m, predpokladané rozpätie žeriava 3,10 m, maximálna výška zariadenia daná výškou zábradlia, poloha zariadenia priamo nad uložením kalibračných dosiek, ale aj hmotnosť prepravovaných bremien. Následne som pristúpil k samotnému návrhu zariadenia, kedy z pohľadu pohonu som zvoli ručný pohon, čo vyplynulo z poznatku, že takéto zariadenie nemusí podliehať sérii nákladných revíznych prehliadok a skúšok. Pri tomto type pohonu sa nám naskytla ďalšia sofistikovaná modifikácia pohonu, a to akumulátorovým uťahovačom. Zariadenie som následne navrhoval s ohľadom na dané predpoklady. Pre zdvíhací mechanizmus manipulátora som zvolil lanový bubon, na ktorom budú vyhotovené drážky pre navrhnuté oceľové lano STN 02 4322 s menovitým priemerom 3,55 mm, pričom tento bubon môže byť vyrábaný v dvoch variantoch, a to ako zváraný z materiálu S195T alebo môže byť odlievaný z materiálu EN-GJL-250. Celková navrhnutá dĺžka lanového bubna je 1 200 mm, priemer bubna je 80 mm a hrúbka steny je 8 mm. Lano sa na bubne odvíjať na dvoch koncoch. Na obidvoch koncoch bubna sa budú nachádzať privarené príruby, na ktorých budú umiestnené zvolené ložiská. Na jednom konci bude o prírubu pripevné ozubené koleso, na ktoré bude prenášať výkon pastorok roztáčaný prostredníctvom šesťhrannej tyče s ručnou kľukou. Zvolená šesťhranná tyč je 6 HR 14 h11 STN 42 6530, materiálom tyče bude zliatinová oceľ. Pri návrhu rámu, ale aj ostatných komponentov som vychádzal so stanovenej zaťažujúcej sily od bremena o hodnote 1 864 N. Hlavným komponentom rámu zariadenia je hlavný nosník, ktorého profil som na základe analytických výpočtov navrhol ako IPE100, pričom dĺžka nosníka je 3 300 mm a bude zhotovený z materiálu S235. Maximálny priehyb nosníka som podľa normy STN 27 0103 vypočítal o hodnote 5,4 mm, čo je hodnota menšia ako hodnota maximálneho dovoleného priehybu 6,3 mm. Ďalšími časťami rámu sú stĺpy – štvorhranná bezšvová tyč 40 x 40 mm s hrúbkou steny 3 mm, vzpery a nosníky pojazdu manipulátora – U oceľový profil ohýbaný s dĺžkou 450 mm, výškou 110 mm, šírkou 90 mm a hrúbkou steny 5 mm. Zvoleným materiálom pre uvedené komponenty je oceľ S235. Rázvor kolies pojazdu, ktoré sú umiestnené na čapoch som stanovil výpočtom na 250 mm.

Ďalej som navrhol mechanizmus priečneho pohybu vozíka. Vozík sa pohybuje po spodnej pásnici hlavného nosníka, pričom jeho rám pozostáva z dvoch symetrických častí, kde sú na čapoch umiestnené 4 kolesá vozíka. Rázvor kolies je 1 000 mm. Tento rám je spojený pomocou skrutiek s korunovými maticami zaistenými závlačkami. Vozík je spojený so zdvíhacím mechanizmom cez príruby skrutkami. Pohyb celej tejto zostavy zabezpečuje závitová tyč s lichobežníkovým závitom pre pohybové skrutky s označením Tr 10 x 3 vybavená menšou ručnou kľukou.

Vybrané komponenty navrhovaného zariadenia som skúmal klasickými analytickými metódami, ale aj prostredníctvom numerickej simulácie v MKP softvéroch Ansys a SysWeld. Analytickým spôsobom som uskutočnil pevnostnú kontrolu hlavného nosníka, kedy maximálne ohybové napätie bolo 39 MPa a maximálny priehyb 5,4 mm. Rovnako som skúmal vznikajúce napätie v lanovom bubne od sily v lanách, kde hodnota maximálneho ohybového napätia je 5 MPa a hodnota šmykového napätia je 1,4 MPa, čo môžem považovať za zanedbateľné hodnoty. Bubon je ďalej namáhaný tlakom lana vplyvom zovretia bubna, kde som vypočítal veľkosť tohto zaťaženia 26 MPa. Pri pôsobiacom redukovanom napätí teda predpokladám, že oceľový bubon navrhovanému zaťaženiu odolá s výrazným koeficientom bezpečnosti. Analýze analytickým spôsobom som podrobil aj šesťhrannú tyč, kde hodnota napätia v šmyku je 175 MPa, z tohto dôvodu som použil pre tyč zliatinovú oceľ s výrazne vyššou medzou klzu.

Následne som skúmal vybrané komponenty z pohľadu pevnosti v MKP softvéri Ansys. Skúmanými komponentami boli hlavný nosník, lanový bubon, polovica rámu vozíka (symetria) a polovica rámu manipulátora (symetria). Výsledkom numerickej simulácie v prípade hlavného nosníka bolo ohybové napätie o hodnote 53,47 MPa a maximálny priehyb 4,1185 mm. Hodnota napätia aj hodnota priehybu sú výrazne menšie ako dovolené hodnoty (117, 5 MPa a 6,3 mm), teda navrhovaný nosník IPE100 je vyhovujúci aj z pohľadu analytického aj numerického výpočtu. Následne som analyzoval polovicu rámu manipulátora (zostava – nosník pojazdu, stĺp, vzpery), kde som zistil hodnotu napätia v ohybe 48,236 MPa a hodnotu maximálneho priehybu 0,04 mm, čo sú hodnoty vyhovujúce z pohľadu dovolených hodnôt a deformáciu môžem považovať za minimálnu.

Ďalším skúmaným komponentom bol lanový bubon, kde som získal hodnotu ohybového napätia 9,0273 MPa a hodnotu šmykového napätia 4,6507 MPa, čo sú opäť zanedbateľné hodnoty. Pre zistenie napätia vplyvom zovretia bubna lanom som musel stanoviť zaťaženie, ktoré má hodnotu 6,28 MPa. Hodnota napätia vplyvom zovretia bubna je 26,855 MPa. Hodnoty týchto napätí sú výrazne menšie oproti dovolenému napätiu pri aplikácií materiálu S195T, kde pri zvolenej bezpečnosti 2 je hodnota dovoleného napätia 97,5 MPa. Teda aj navrhovaný bubon spĺňa požiadavku pevnosti. Posledným skúmaným prvkom bola polovica rámu vozíka. Výsledné napätie v ohybe je 86,128 MPa a maximálny priehyb 3,1175 mm, čo sú vyhovujúce hodnoty z pohľadu dovolených hodnôt pri použití materiálu S235.

Poslednou časťou práce je tepelno-mechanická analýza zváraných komponentov, a to zostavy polovice rámu manipulátora – nosník pojazdu, vzpery a stĺp; lanového bubna s privarenými prírubami. Pre vyhotovenie skúmaných komponentov som zvolil MAG zváranie. Po dôslednom vytvorení siete rámu som navrhol postup zvárania (18 zvarov). Pre skúmané komponenty som odladil Goldakove teplotné zdroje. Z pohľadu výsledkov ma zaujímali tvrdosti zvarových spojov, ktorých hodnoty (347 HV pri ráme, 312HV pri bubne) boli pod normou stanovenou hodnotou 380 HV pre nízkouhlíkové ocele. Pri analýze zvyškových napätí od zvárania, som zistil, že účinky pôsobenia vonkajšej sily sú minimálne a nespôsobili takmer žiadnu zmenu rozloženia ani veľkosti napätí, a to ako pri bubne, tak aj pri ráme. Maximálne celkové posunutie uzlového bodu pri ráme bolo 2,7 mm. Výsledky simulácie potvrdili správny návrh konštrukcie a zvárania rámu zariadenia. Celkové posunutia pre bubon s prírubami majú hodnotu 1,43 mm, a to v mieste privarených prírub, čo je z pohľadu funkčnosti bubna zanedbateľná hodnota. Maximálne zvyškové napätia od zvárania boli vypočítané na 510 MPa.

Vyššie uvedené zistenia a uskutočnené analýzy či už analytickými spôsobmi alebo numerickými simuláciami podporujú a predurčujú sofistikované konštrukčné riešenie navrhovaného manipulátora pre použitie na zotrvačníkovom brzdovom stave KDMT.

CONCLUSION

In my thesis, I dealt with the structural design of a manipulator to be used at the KDMT brake test stand, primarily for the purpose of manipulating the calibration load plates, which is an essential process in the preparation of the measurement base at the brake test stand.

In the initial part of the thesis, I analysed the certified test centres for the measurement of braking components of rolling stock. I mainly focused on the identification of the handling equipment employed at the brake test centres. Subsequently, my special attention was paid to the KDMT flywheel brake test stand and the handling devices equipped with it. The design of machine components, hence handling equipment, inherently involves extensive procedures, complex calculations and many design decisions. From a handling machine design perspective, it is crucial to know the materials utilised, the types of beams or girders employed, the applied loads, and other factors that enter the design process. For that reason, in the further section I discussed the phenomenology of material-technological and design aspects of handling equipment proposal. I have addressed the materials used in the construction of material handling equipment, the technologies for joining the individual components, as well as the design principles.

From the point of view of practical part of the thesis, first, I analysed the preparation of the measurement process, identified the limiting conditions and determined the input data for the device design process. A crucial aspect was the placement of the device, namely on A45 rails fixed to steel beams in the ceiling of the room. Other essential aspects were, for example, the lifting height of 3 m, the expected crane span of 3.10 m, the maximum height of the equipment determined by the height of the handrailing, the position of the equipment directly above the placement of the calibration plates, as well as the mass of the loads to be transported. Further, I proceeded to the actual design of the equipment, where from the point of view of the drive I chose a manual drive, which resulted from the knowledge that such equipment does not need to be subject to a series of costly inspections and tests. In terms of this type of drive, I discovered another sophisticated alternative to the drive, namely drive by a cordless impact wrench. I subsequently designed the device with regard to the stated assumptions. For the lifting mechanism of the manipulator I have designed a rope drum, on which the grooves for the designed steel rope STN 02 4322 with a nominal diameter of 3.55 mm will be made, while drum in question can be produced in two variants, namely as welded from the material \$195T or can be cast from the material EN-GJL-250. The total length of the wire rope drum is 1 200 mm, the diameter of the drum is 80 mm, and the wall thickness is 8 mm. The steel rope is wound on the drum at the two ends. The flanges will be welded at both ends of the drum on which the selected bearings will be placed. At one end, a gear will be fixed against the flange, to which power will be transmitted by a pinion cranked by means of a hexagonal rod with a hand crank. The selected hexagonal rod is 6 HR 14 h11 STN 42 6530, the material of the rod will be alloy steel. When designing the frame, as well as the other components, I have based the design on the determined acting force from the load of 1 864 N. The main component of the device frame is the main girder, whose section IPE 100 I selected based on analytical calculations, while the length of the girder is 3 300 mm, and it will be made of \$235 material. I calculated the maximum deflection of the girder according to STN 27 0103 to be 5.4 mm, which is less than the value of the maximum permissible deflection of 6.3 mm. The other parts of the frame are the columns - 40 x 40 mm seamless square bars with a wall thickness of 3 mm, the struts and the end truck beams - a U-bent steel section with a length of 450 mm, a height of 110 mm, a width of 90 mm and a wall thickness of 5 mm. The material chosen for the above components is \$235 steel. The wheelbase of the wheels of the manipulator, which are rotated on the pins, has been determined by calculation at 250 mm.

Moreover, I designed a mechanism for the lateral movement of the manipulator's trolley. The trolley moves along the bottom flange of the main girder, its frame consisting of two symmetrical parts, where 4 trolley wheels are placed on pins. The wheelbase of the trolley wheels is 1 000 mm. The trolley is connected to the lifting

mechanism via flanges by bolts. The movement of this whole assembly is provided by a threaded rod with trapezoidal thread marked Tr 10 x 3, fitted with a smaller hand crank.

Selected components of the proposed device were scrutinised by standard analytical methods as well as by numerical simulations in FEM software Ansys and SysWeld. I performed strength check of the main girder by analytical calculation, where the maximum bending stress was 39 MPa and the maximum deflection was 5.4 mm. Moreover, I investigated the stresses developed in the wire rope drum from the force arose in steel ropes, where the value of maximum bending stress is 5 MPa and the value of shear stress is 1.4 MPa, which can be considered as negligible values. The drum is further stressed by pressure from wire rope when it is wound around rope drum and loaded, where I calculated the magnitude of this load to be 26 MPa. Thus, with the applied reduced stress, I assume that the steel drum can withstand the proposed load with a significant factor of safety. In addition, I subjected the hexagonal bar to analytical analysis, where the value of the shear stress is 175 MPa, for this reason I recommended for the bar an alloy steel with a significantly higher yield strength.

Subsequently, the investigated components using FEM software Ansys were the main girder, the rope drum, half of the trolley frame (symmetry) and half of the manipulator frame (symmetry). The result of the numerical simulation in the case of the main girder were the bending stress of 53.47 MPa and the maximum deflection of 4.1185 mm. Both the stress value and the deflection value are significantly smaller than the permissible values (117.5 MPa and 6.3 mm, respectively), thus, the proposed IPE100 girder is satisfactory from the point of view of analytical as well as numerical calculation. Further, I analysed half of the frame of the manipulator, where I found the bending stress value of 48.236 MPa and the maximum deflection value of 0.04 mm, which are acceptable values from the point of view of permissible values. Accordingly, I can consider the deformation to be minimal.

The further component investigated was the rope drum, where I obtained a bending stress value of 9.0273 MPa and a shear stress value of 4.6507 MPa, which are negligible values. To determine the stress developed in the rope drum from wire rope winding around rope drum and loaded, I had to determine the load, which has a value of 6.28 MPa. The value of stress arose in the rope drum from wire rope winding around rope drum is 26.855 MPa. The values of these stresses are significantly smaller compared to the permissible stress when applying the S195T material for rope drum, where the value of the permissible stress is 97.5 MPa when safety factor 2 is selected. Thus, the proposed drum also meets the strength condition.

The last part of the work is the thermal-mechanical analysis of the welded components, namely the assembly of half of the frame of the manipulator, rope drum with welded flanges. I chose MAG welding to join the investigated components. After carefully creating the frame mesh, I designed the welding procedure (18 welds). I debugged Goldak's heat sources for the components under investigation. In terms of the results, I was interested in the hardness of the weld joints, the values of which (347 HV at the frame, 312HV at the drum) were below the standard value of 380 HV for low carbon steels. When analysing the residual stresses from welding, I found that the effects of the external force are minimal and caused almost no change in the distribution or magnitude of the stresses, both at the drum and at the frame. The maximum total displacement of the nodal point at the frame was 2.7 mm. The simulation results confirmed the correct design of the construction and welding of the equipment frame. The total displacements in the case of a drum with flanges have a value of 1.43 mm, in the location of welded flanges, which is a negligible value from the point of view of the functionality of the drum. The maximum residual stresses from welding were computed to be 510 MPa.

The above-mentioned findings and the analyses performed by analytical methods or numerical simulations support and predetermine the sophisticated design of the proposed manipulator for use at the KDMT test stand.

ZOZNAM POUŽITEJ LITERATÚRY

- TELEK, P. (2015). Computer Design of Materials Handling Equipment. Online. In: The Publications of the MultiScience - XXIX. microCAD International Multidisciplinary Scientific Conference. 1. vyd. Miskolc: University of Miskolc, 2015, s. 1-7. [cit. 2023-04-05]. ISBN 9789633580615. Dostupné na: https://doi.org/10.26649/musci.2015.030.
- BLATNICKÝ, M.; DIŽO, J.; SÁGA, M.; GERLICI, J.; KUBA, E. (2020). Design of a Mechanical Part of an Automated Platform for Oblique Manipulation. In: Applied Sciences. Online. 2020, roč. 10, č. 23, 8467. [cit. 2023-04-05]. Dostupné na: https://www.mdpi.com/2076-3417/10/23/8467.
- [3] KALINČÁK, D.; FITZ, P.; ISTENÍK, R.; LABUDA, R.; LANG, A.; ŘEZNÍČEK, R. (2002). *Skúšanie v dopravnej a manipulačnej technike*. 1.vyd. Žilina: Žilinská univerzita EDIS. 2002. 195 s. ISBN 80-7100-932-6.
- [4] TÜV NORD. *New test rig for brakes*. Online. Dostupné na: https://www.tuevnord.de/explore/en/reveals/new-test-rig-for-brakes/. [zobrazené 2023-05-24].
- [5] DB SYSTEMTECHNIK. Brake system testing. Online. Dostupné na: https://www.dbsystemtechnik.de/dbst-en/Technology/Testing-facilities-/Brake-system-testing-7302806. [zobrazené 2023-06-03].
- [6] BRUKER. *Brake materials screening*. Online. Dostupné na: https://www.bruker.com/en/productsand-solutions/test-and-measurement/tribometers-and-mechanical-testers/brake-materialsscreening.html. [zobrazené 2023-07-10].
- [7] TESTING INSTITUTE FOR STRUCTURAL DURABILITY AND RAIL VEHICLE TECHNOLOGY GMBH, 2024.
 Brake test hall. Online. Dostupné na: https://www.tugraz.at/institute/bst/infrastruktur/bremsenpruefhalle. [zobrazené 2023-06-14].
- [8] AHMED, R.; RAUT, L.; SHARMA, A. S. (2017). A Review Paper of Various Industrial Material Handling Systems. In: International Journal of Innovations in Engineering and Science. Online. 2017, roč. 2, č. 10, s. 28-31. [cit. 2023-07-10]. ISSN 2456-3463. Dostupné na: https://www.ijies.net/finial-docs/finialpdf/16111720172106.pdf.
- [9] IBTINC. Industrial Material Handling & Lifting Equipment: A Comprehensive Guide. Príspevok na blogu. 2023-11-20. Dostupné na: https://ibtinc.com/industrial-material-handling-lifting-equipmentguide/. [zobrazené 2023-07-12].
- [10] SHEN, J.; AKBAS, B.; SEKER, O.; FAYTAROUNI, M. (2021). Design of Steel Structures. McGraw Hill. 480 s. ISBN 1260452336.
- [11] KHOSHABA, S.; HEINRICH, W. (2013). Problems with Welded joints in Steel Structures. In: Proceedings of Scientific works of Ruse University. Online. 2021, roč. 52, č. 2, s. 146-152. [cit. 2023-07-15]. ISSN 2603-4123. Dostupné na: https://conf.uni-ruse.bg/bg/docs/cp13/2/2-26.pdf.
- [12] VALČÁKOVÁ, L. (2015). Určenie dynamických vlastností skúšobného stavu Railbcot. Doktorandská dizertačná práca. Online. Tomáš LACK (vedúci záverečnej práce). Žilinská univerzita v Žiline, Strojnícka fakulta, Katedra dopravnej a manipulačnej techniky. 155 s. Dostupné na: https://opac.crzp.sk/?fn=detailBiblioForm&sid=B1D97A91A049E9F6A36CFEA4379E. [zobrazené 2023-04-06].
- [13] ŘEZNÍČEK, R.; CHUDÍK, S.; LACK, T. (1999). Brzdový stav KKVMZ v procese medzinárodnej akreditácie.
 In: Súčasné problémy v koľajových vozidlách PRORAIL '99: zborník prednášok zo 14. medzinárodnej konferencie. Časť 2. Žilina: Žilinská univerzita. s. 81-87. ISBN 80-7100-645-9.

- [14] MIN-SOO, K. (2011). Dynamometer Tests of Brake Shoes under Wet Conditions for the High Speed Trains. In: International Journal of Systems Applications, Engineering and Development. Online. 2011, roč. 5, č. 2, s. 143-150. [cit. 2023-04-07]. ISSN: 2074-1308. Dostupné na: https://www.naun.org/main/UPress/saed/19-667.pdf.
- [15] WASILEWSKI, P. (2018). Full-Scale Dynamometer Test of Composite Railway Brake Shoes Study on the Effect of the Reinforcing Fibre Type. In: Acta Mechanica et Automatica. Online. 2018, roč. 12, č. 3, s. 204-208. [cit. 2023-04-20]. Dostupné na: https://sciendo.com/article/10.2478/ama-2018-0031.
- [16] UNION INTERNATIONALE DES CHEMINS DE FER (UIC). UIC Leaflet 541–4, 4th edition: 2010. Brakes Brakes with composite brake blocks – General conditions for certification of composite brake blocks.
- [17] EUROPEAN RAILWAY AGENCY. (2015). Friction elements for wheel tread brakes for freight wagons (ERA/TD/2013-02/INT v 3.0). Online. Dostupné na: http://www.era.europa.eu/Document-Register/ Documents/ERA-TD-2013-02-INT%203.0.pdf
- [18] UNION INTERNATIONALE DES CHEMINS DE FER (UIC). UIC B 126/RP 49: 2016. Braking issues: Synthesis report on the 8th edition of Leaflet 541-3 "Disc brakes". Provisional report subject to approval and possible amendments by UIC SET 7.
- [19] PELZL, C. (2022). TU Graz Implements Novel Brake Test Rig for Rail Vehicles. In: *TU Graz News*. Online. Dostupné na: https://www.tugraz.at/en/tu-graz/services/news-stories/tu-graznews/singleview/article/tu-graz-realisiert-neuartigen-bremsenpruefstand-fuerschienenfahrzeuge0. [zobrazené 2023-05-23].
- [20] TOPCZEWSKA, K.; GERLICI, J.; YEVTUSHENKO, A.; KUCIEJ, M.; KRAVCHENKO, K. (2022). Analytical Model of the Frictional Heating in a Railway Brake Disc at Single Braking with Experimental Verification. In: Materials. Online. 2022, roč. 15, č. 19, 6821. [cit. 2023-06-03]. Dostupné na: https://www.mdpi.com/1996-1944/15/19/6821.
- [21] PUGI, L.; ROSANO, G.; VIVIANI, R.; CABRUCCI, R.; BOCCIOLINI, L. (2024). Modeling, testing and validation of the vibrational behavior of a dynamometric test rig for railway braking systems. In: World Journal of Engineering, roč. 21, č. 3, s. 425-442. ISSN 1708-5284.
- [22] UNION INTERNATIONALE DES CHEMINS DE FER (UIC). UIC 548 Brakes: 2020. Brakes Requirements of friction test benches for the international certification of brake pads and brake blocks – Annex I: UIC approved friction test benches, last update 09-18-2020. Online. Dostupné na: https://wwwpp.uic.org/IMG/pdf/uic_leaflet_548_appendix_i_09-2020.pdf. [zobrazené 2023-06-05].
- [23] UNION INTERNATIONALE DES CHEMINS DE FER (UIC). List of recognised UIC experts to elaborate expertises on braking components. Online. Dostupné na: https://uic.org/IMG/pdf/uicbrake_expert_list_20240228_de_fr_en_v31.pdf. [zobrazené 2023-06-08].
- [24] EUROPEAN COMMITTEE FOR STANDARDIZATION. EN 15328:2020+A1. Railway applications -Braking - Brake pads.
- [25] Vyhláška č. 508/2009 Z. z. zo dňa 9. júla 2009 Ministerstva práce, sociálnych vecí a rodiny Slovenskej republiky, ktorou sa ustanovujú podrobnosti na zaistenie bezpečnosti a ochrany zdravia pri práci s technickými zariadeniami tlakovými, zdvíhacími, elektrickými a plynovými a ktorou sa ustanovujú technické zariadenia, ktoré sa považujú za vyhradené technické zariadenia.
- [26] VÁVRA, P. a kol. (2009). Strojnícke tabuľky pre SPŠ strojnícke. 5. prepracované vydanie. Alfa-press. 781 s. ISBN 9788089223282.

- [27] BLATNICKÝ, M. (2022). *Pojazdové kolesá*. Prezentácia na CD-ROM. September 2023. [zobrazené 2024-01-17].
- [28] MILOVANOVIĆ, V.; ZIVKOVIĆ, M.; DISIĆ, A.; RAKIĆ, D.; ZIVKOVIĆ, J. (2014). Experimental and numerical strength analysis of wagon for transporting bulk material. In: Research and Development in Heavy Machinery. Online. 2014, roč. 20, č. 2, s. 61-66. [cit. 2024-04-17]. ISSN 0354-6829. Dostupné na: https://scindeks.ceon.rs/Article.aspx?artid=0354-68291402061M.
- [29] MEDVECKÁ-BEŇOVÁ, S. (2017). Strength analysis of the frame of a trailer. In: Scientific Journal of Silesian University of Technology. Series Transport. Online. 2017, r. 96, s. 105-113. [cit. 2024-04-17]. ISSN 0209-3324. Dostupné na: https://doi.org/10.20858/sjsutst.2017.96.10.
- [30] SUHARTINI, Y. et al. (2021). Finite element method for stress analysis in the frame holder of generator translation and rotation motion on vertical direction mechanism for sea wave power plant. In: IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. Online. 2021, r. 1034, 012008.
 [cit. 2024-04-20]. ISSN 1757-899X. Dostupné na: http://dx.doi.org/10.1088/1757-899X/1034/1/012008.
- [31] PATIL, D. D.; NARKAR, K. M. (2015). Design and Finite Element Analysis of Rope Drum and Drum Shaft for Lifted Material Loading Condition. In: International Engineering Research Journal (IERJ). Online. 2015, r. 2, s. 2034-2040. [cit. 2024-04-23]. ISSN 2395-1621.
- [32] ESI GROUP. (2019). SysWeld Release Notes. ESI group. 68 s.

PUBLIKAČNÁ ČINNOSŤ DOKTORANDA

- [1] ADC. BLATNICKÝ, M., DIŽO, J., MOLNÁR, D., SUCHÁNEK, A (2022). Comprehensive Analysis of a Tricycle Structure with a Steering System for Improvement of Driving Properties While Cornering. In: Materials. Online. 2022, roč. 15, č. 24, 8974. Dostupné na: https://doi.org/10.3390/ma15248974.
- [2] ADC. BLATNICKÝ, M., DIŽO, J., SÁGA, M., MOLNÁR, D., SLÍVA, A. (2023). Utilizing dynamic analysis in the complex design of an unconventional three-wheeled vehicle with enhancing cornering safety. In: Machines. Online. 2023, roč. 11, č. 8, 842. Dostupné na: https://doi.org/10.3390/machines11080842.
- [3] AGJ. ŽILINSKÁ UNIVERZITA V ŽILINE, 2022. Husenyčnyj vizok navantažuvača [Pasový podvozok nakladača]. Pôvodcovia: BLATNICKÝ, Miroslav, DIŽO, Ján, GERLICI Juraj, VARHANÍK, Andrej, MOLNÁR, Denis, ISHCHUK, Vadym, KRAVCHENKO, Kateryna, KRAVCHENKO, Oleksandr Petrovyč. Patent 24.10.2022. Číslo patentu a202203965.
- [4] AGJ. ŽILINSKÁ UNIVERZITA V ŽILINE, 2022. Husenyčnyj vizok navantažuvača [Pasový podvozok nakladača]. Pôvodcovia: BLATNICKÝ, Miroslav, DIŽO, Ján, GERLICI Juraj, VARHANÍK, Andrej, MOLNÁR, Denis, ISHCHUK, Vadym, KRAVCHENKO, Kateryna, KRAVCHENKO, Oleksandr Petrovyč. Úžitkový vzor 29.11.2022. Číslo úžitkového vzoru u202204487.
- [5] ADM. MOLNÁR, D., BLATNICKÝ, M., DIŽO, J. (2022). Comparison of analytical and numerical approach in bridge crane solution. In: Manufacturing Technology. Online. 2022, roč. 22, č. 2, s. 192-199. Dostupné na: https://doi.org/10.21062/mft.2022.018.
- [6] ADM. BLATNICKÝ, M., DIŽO, J., MOLNÁR, D., DROŹDIEL, P. (2022). Design of a manipulator of a conveyor for bulk materials – calculation of the center of gravity of the conveyor. In: Scientific Journal of Silesian University of Technology. Series Transport. Online. 2022, r. 117, s. 43-56. Dostupné na: https://doi.org/10.20858/sjsutst.
- [7] ADM. BARTA, D., DIŽO, J., BLATNICKÝ, M., MOLNÁR, D. (2022). Experimental research of vibrational properties of a single-axle trailer when crossing an individual road obstacle. In: Journal of Mechanical Engineering. Online. 2022, r. 72, č. 3, s. 19-26. Dostupné na: https://doi.org/10.2478/scjme-2022-0036.
- [8] ADM. ISHCHUK, V., DIŽO, J., BLATNICKÝ, M., LOVSKA, A., MOLNÁR, D. (2024). A steam locomotive miniature model design. In: LOGI – Scientific Journal on Transport and Logistics. Online. 2024, r. 15, č. 1, s. 61-72. Dostupné na: https://doi.org/10.2478/logi-2024-0006.
- [9] ADN. DIŽO, J., BLATNICKÝ, M., MOLNÁR, D., FALENDYSH, A. (2022). Calculation of basic indicators of running safety on the example of a freight wagon with the Y25 bogie. In: Communications – Scientific Letters of the University of Žilina. Online. 2022, roč. 24, č. 3, s. 259-266. Dostupné na: https://doi.org/10.26552/com.C.2022.3.B259-B266.
- [10] ADN. PAVELČÍK, V., DIŽO, J., BLATNICKÝ, M., ISHCHUK, V., MOLNÁR, D. (2023). Analysis of the test bench design influence on the cooling performance of a rail vehicle brake disc. In: Communications – Scientific Letters of the University of Žilina. Online. 2023, roč. 25, č. 3, s. 194-200. Dostupné na: https://doi.org/10.26552/com.C.2023.048.
- [11] AFC. BLATNICKÝ, M., DIŽO, J., MOLNÁR, D. (2022). Analysis of the Current State of the Issue of Electric Bicycle Structural Design. In: Transport Means 2022 – Sustainability: research and solutions – proceedings, part 1. Kaunas: Kauno Technologijos Universitetas. s. 405-410. ISSN ISSN 1822-296X.

- [12] AFC. DIŽO, J., BLATNICKÝ, M., MOLNÁR, D. (2023). An engineering design of a frame of an electric bicycle.
 In: Lecture Notes in Intelligent Transportation and Infrastructure. Online. 2023, r. F1379, s. 247-257.
 Dostupné na: https://doi.org/10.1007/978-3-031-25863-3_23.
- [13] AFC. BLATNICKÝ, M., DIŽO, J., MOLNÁR, D. (2023). Numerical analysis of passenger car wheel suspension models in a vertical test of an axle. In: Lecture Notes in Intelligent Transportation and Infrastructure. Online. 2023, r. F1379, s. 208-223. Dostupné na: https://doi.org/10.1007/978-3-031-25863-3_20.
- [14] AFC. GRENČÍK, J., BARTA, D., BREZÁNI, M., MOLNÁR, D. (2023). Energy consumption and travel time as important factors for deciding on the mode of transport. In: Lecture Notes in Intelligent Transportation and Infrastructure. Online. 2023, r. F1379, s. 518-527. Dostupné na: https://doi.org/ 10.1007/978-3-031-25863-3_49.
- [15] AFC. BLATNICKÝ, M., MOLNÁR, D., ISHCHUK, V., SUCHÁNEK, A. (2023). Design and sizing of structural units of technical equipment working in the amusement industry. In: Smart Technologies in Urban Engineering. Vol. 1: proceedings of STUE-2023. Cham: Springer Nature, s. 255-268. ISBN 978-3-031-46873-5. Dostupné na: https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-031-46874-2_23.
- [16] AFC. BLATNICKÝ, M., MOLNÁR, D., DIŽO, J., ISHCHUK, V. (2023). Vehicle slalom passage analysis. In: Engineering for rural development: proceedings of 22th international scientific conference. Jelgava: Latvia University of Agriculture, s. 51-57. ISSN 1691-5976. Dostupné na: https://doi.org/10.22616/ERDev.2023.22.TF009.
- [17] AFC. BLATNICKÝ, M., DIŽO, J., MOLNÁR, D., ISHCHUK, V. (2023). Analysis of a vehicle body pitch under braking. In: Transport Means 2023 Sustainability: Research and Solutions – Proceedings of the 27th International Scientific Conference. Part 1. Kaunas: Kauno Technologijos Universitetas, s. 25-30. ISSN 2351-7034. Dostupné na: https://doi.org/10.5755/e01.2351-7034.2023.P1.
- [18] AFC. DIŽO, J., BLATNICKÝ, M., ISHCHUK, V., MOLNÁR, D., MELNIK, R., KOZIAK, S. (2023). Assessment of the suitability of a hydraulic arm for a smaller category skidder. In: Transport Means 2023 Sustainability: Research and Solutions – Proceedings of the 27th International Scientific Conference. Part 1. Kaunas: Kauno Technologijos Universitetas, s. 392-396. ISSN 2351-7034. Dostupné na: https://doi.org/10.1063/5.0173076.
- [19] AFC. MOLNÁR, D., BLATNICKÝ, M., ISHCHUK, V., BARTA, D. (2023). Design of the brake unit of a three-wheeled vehicle for the transport of bulk material. In: Transport Means 2023 Sustainability: Research and Solutions Proceedings of the 27th International Scientific Conference. Part 1. Kaunas: Kauno Technologijos Universitetas, s. 504-510. ISSN 2351-7034. Dostupné na: https://doi.org/10.1063/5.0173076.
- [20] AFC. BARTA, D., ISHCHUK, V., MOLNÁR, D., DIŽO, J. (2023). Structural design of a small three-wheeled vehicle for the transport of bulk materials. In: Transport Means 2023 Sustainability: Research and Solutions – Proceedings of the 27th International Scientific Conference. Part 1. Kaunas: Kauno Technologijos Universitetas, s. 428-434. ISSN 2351-7034. Dostupné na: https://doi.org/10.1063/5.0173076.
- [21] AFC. DIŽO, J., LOVSKA, A., BLATNICKÝ, M., ISHCHUK, V., MOLNÁR, D. (2024). Derivation of mathematical model of mechanism for drive of transport means additional device. In: Engineering for rural development: proceedings of 23rd international scientific conference. Jelgava: Latvia University of Agriculture, s. 636-643. ISSN 1691-5976. Dostupné na: https://doi.org/10.22616/ERDev.2024.23.TF120.
- [22] **AFC.** BLATNICKÝ, M., DIŽO, J., **MOLNÁR, D.** (2023). *Development of a numerical model of a reference* vehicle for monitoring the characteristics of changes in wheel camber under spring compression. In:

AIP Conference Proceedings. Online. 2023, r. 2976, č. 1, 030006. Dostupné na: https://doi.org/10.1063/5.0173076.

- [23] AFC. DIŽO, J., BLATNICKÝ, M., GERLICI, J., MOLNÁR, D., SOLČANSKÝ, S. (2022). Research of dynamic properties of a light road-rail vehicle under operational conditions. In: XX Scientific-Expert Conference on Railways RAILCON 22: proceedings. Niš: Mašinski Fakultet. s. 25-28. ISBN 978-86-6055-160-5.
- [24] AFC. DIŽO, J., BLATNICKÝ, M., MOLNÁR, D., ISHCHUK, V. (2022). Structural analysis of a frame of a tractor trailer. In: 48. mezinárodní konference kateder dopravních, manipulačních, stavebních a zemědělských strojů: vědecký sborník. Liberec: Technická univerzita v Liberci. s. 49-55. ISBN 978-80-7494-606-6.
- [25] AFC. DIŽO, J., BLATNICKÝ, M., ISHCHUK, V., MOLNÁR, D. (2023). Dynamičnyj analiz porožnoho vantažnoho vahonu dľa intermodaľnoho transportu. In: Technolohija-2023: materialy 26 mižnarodnoji naukovo-techničnoji konferenciji. Kyjev: Schidnoukrajinskyj nacionaľnyj universitet im. Volodymyra Daľa. s. 71-73.
- [26] AFC. BLATNICKÝ, M., DIŽO, J., MOLNÁR, D., ISHCHUK, V. (2023). Structural design of the manipulator of the rotary valve for bulk materials - calculation of loads acting on individual wheels and analysis of resistances against motion. In: Mechanization in Agriculture & Conserving of the Resources – international scientific journal. 2023, roč. 69, č. 2, s. 44-50. ISSN 2603-3704.
- [27] AFC. DIŽO, J., BLATNICKÝ, M., ISHCHUK, V., MOLNÁR, D. (2023). Assessment of stability of a forest tractor with a hydraulic arm. In: Mechanization in Agriculture & Conserving of the Resources – international scientific journal. 2023, roč. 69, č. 3, s. 82-85. ISSN 2603-3704.
- [28] AFD. MOLNÁR, D., BLATNICKÝ, M., DIŽO, J., ISHCHUK, V. (2023). Numerical analysis of the wheel camber of the front axle of a passenger car during cornering. In: Transportation Research Procedia. Online. 2023, r. 74, s. 379-386. Dostupné na: https://doi.org/10.1016/j.trpro.2023.11.158.
- [29] AFD. ISHCHUK, V., DIŽO, J., BLATNICKÝ, M., MOLNÁR, D., LOVSKA, A., FOMIN, O. (2023). A calculation and analysis of a cylindrical part of a steam boiler of a steam locomotive miniature model. In: Transportation Research Procedia. Online. 2023, r. 74, s. 411-417. Dostupné na: https://doi.org/10.1016/j.trpro.2023.11.162.
- [30] AFD. DIŽO, J., BLATNICKÝ, M., ISHCHUK, V., KOZIAK, S., MOLNÁR, D., ŠALANTAY, P. (2023). Multibody simulations in analyses of the vehicles' dynamics. In: Transportation Research Procedia. Online. 2023, r. 74, s. 664-671. Dostupné na: https://doi.org/10.1016/j.trpro.2023.11.195.
- [31] AFD. BLATNICKÝ, M., DIŽO, J., MOLNÁR, D., BARTA, D. (2022). Analysis of normative requirements and technical specifications in the design of handling equipment for the amusement industry. In: Technical systems degradation. 1. vyd. Varšava: Paweł Zimniak - PERITIA. s. 25-28. ISBN 978-83-947840-7-2.
- [32] AFD. BARTA, D., DIŽO, J., MOLNÁR, D., BLATNICKÝ, M., DROŹDIEL, P., SOLČANSKÝ, S. (2022). Analysis of the impact of road irregularities on towed vehicle behavior. In: Technical systems degradation. 1. vyd. Varšava: Paweł Zimniak - PERITIA. s. 80-84. ISBN 978-83-947840-7-2.
- [33] AFD. BARTA, D., DIŽO, J., BLATNICKÝ, M., MOLNÁR, D. (2022). Analysis of dynamics of a trailer by means of real experiments. In: KOKA 2022 Scientific Proceedings. 1. vyd. Bratislava: Spektrum STU. s. 187-194. ISBN 978-80-227-5215-2.
- [34] **AFD.** DIŽO, J., BLATNICKÝ, M., ISHCHUK, V., BARTA, D., **MOLNÁR, D.** (2023). *Testovací prípravok pre pracovisko výroby automobilových* sedadiel. In: 49. medzinárodná vedecká konferencia

katedier dopravných, manipulačných, stavebných a poľnohospodárskych strojov: vedecký zborník. Zvolen: Technická univerzita vo Zvolene. s. 33-43. ISBN 978-80-228-3381-3.

- [35] AFD. BLATNICKÝ, M., MOLNÁR, D., DIŽO, J., ISHCHUK, V. (2023). Normative analytical calculation of STB technology bolted joint for 661 series railway vehicles. In: Súčasné problémy v koľajových vozidlách: zborník prednášok. Žilina: Vedeckotechnická spoločnosť pri Žilinskej univerzite. s. 33-44. ISBN 978-80-89276-61-5.
- [36] AFD. DIŽO, J., BLATNICKÝ, M., ISHCHUK, V., MOLNÁR, D. (2023). Derivation of a simplified mathematical model of a DMU'S powertrain. In: Súčasné problémy v koľajových vozidlách: zborník prednášok. Žilina: Vedeckotechnická spoločnosť pri Žilinskej univerzite. s. 101-108. ISBN 978-80-89276-61-5.
- [37] AFD. GRENČÍK, J., MOLNÁR, D. (2023). Inžinierstvo údržby ako ho charakterizuje nová európska norma. In: Národné fórum údržby 2023: 22. ročník medzinárodnej vedecko technickej konferencie: zborník prednášok. Žilina: EDIS. s. 176-181. ISBN 978-80-554-1972-5.
- [38] AFD. ISHCHUK, V., DIŽO, J., BLATNICKÝ, M., MOLNÁR, D., SOLČANSKÝ, S. (2023). Výpočty a simulácie viazaných mechanických sústav koľajových vozidiel s poddajným telesom. In: Súčasné problémy v koľajových vozidlách: zborník prednášok. Žilina: Vedeckotechnická spoločnosť pri Žilinskej univerzite. s. 193-201. ISBN 978-80-89276-61-5.
- [39] AFD. BARTA, D., DIŽO, J., BLATNICKÝ, M., MOLNÁR, D., ISHCHUK, V., BABII, M. (2023). Zariadenie pre zachytávanie brzdného prachu. In: 49. medzinárodná vedecká konferencia katedier dopravných, manipulačných, stavebných a poľnohospodárskych strojov: vedecký zborník. Zvolen: Technická univerzita vo Zvolene. s. 8-16. ISBN 978-80-228-3381-3.
- [40] AFD. DIŽO, J., BLATNICKÝ, M., ISHCHUK, V., MOLNÁR, D., SEMENOV, S., MIKHAILOV, E. (2023). The NVH analysis in rail vehicles. In: Súčasné problémy v koľajových vozidlách: zborník prednášok. Žilina: Vedeckotechnická spoločnosť pri Žilinskej univerzite. s. 81-89. ISBN 978-80-89276-61-5.
- [41] AFH. BLATNICKÝ, M., DIŽO, J., MOLNÁR, D. (2022). Development of a numerical model of a reference vehicle for monitoring the characteristics of changes in wheel camber under spring compression. In: 27 Polish-Slovak scientific conference Machine modelling and simulations: book of abstracts. Poznań: Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej. s. 29-29. ISBN 978-83-7775-665-2.
- [42] ADE. MOLNÁR, D., BLATNICKÝ, M., DIŽO, J. (2022). Dimensional calculation of a mast of a mast type jib crane for sludge pumps handling. In: Perner's Contacts. Online. 2022, roč. 17, č. 1, s. 1-7. Dostupné na https://doi.org/10.46585/pc.2022.1.2094.
- [43] ADE. MOLNÁR, D., BLATNICKÝ, M., DIŽO, J. (2021). Design and strength analysis of a crane hook with a 500 kg lifting capacity. In: Perner's Contacts. Online. 2021, roč. 16, č. 2, s. 1-16. Dostupné na: https://doi.org/10.46585/pc.2021.2.1702.
- [44] ADE. MOLNÁR, D., BLATNICKÝ, M., DIŽO, J., ISHCHUK, V. (2022). Structural design of a boom mounting of a mast type jib crane for handling sludge pumps. In: Journal of Mechanical and Energy Engineering. Online. 2022, roč. 6, č. 2, s. 1-6. Dostupné na: https://doi.org/10.30464/jmee.00304.
- [45] ADE. MOLNÁR, D., BLATNICKÝ, M., DIŽO, J., HARUŠINEC, J., MALIŇÁK, R. (2023). Structural design of a workbench for the needs of a service technician. In: Perner's Contacts. Online. 2023, roč. 18, č. 2, s. 1-15. Dostupné na: https://doi.org/10.46585/pc.2023.2.2487.
- [46] ADE. ISHCHUK, V., DIŽO, J., BLATNICKÝ, M., SOLČANSKÝ, S., MOLNÁR, D. (2023). Evaluation of dynamics and running properties of rail vehicles using simulation modelling. In: Zaliznyčnyj transport Ukrajiny. 2023, č. 1, s. 51-61. ISSN 2311-4061.
- [47] ADE. MOLNÁR, D., BLATNICKÝ, M., DIŽO, J., SOLČANSKÝ, S., ČIERŇAVA, D. (2024). Analysis of Normative Requirements and Technical Specifications of a Structural Design of the Mechanical

Device Operating in the Amusement Industry. In: Acta Technica Jaurinensis. Online. 2024, roč. 17, č. 2, s. 65-74. Dostupné na: https://doi.org/10.14513/actatechjaur.00729.

- [48] ADF. MOLNÁR, D., BLATNICKÝ, M., DIŽO, J. (2021). Design of a suitable cross-section of the main girder for a single girder bridge crane with a load capacity of 500 kg. In: Technológ. 2021, roč. 13, č. 3, s. 58-62. ISSN 1337-8996.
- [49] ADF. BLATNICKÝ, M., MOLNÁR, D., DIŽO, J. (2021). Design of a suitable steel wire rope and rope drum for a single girder bridge crane with a load capacity of 500 kg. In: Technológ. 2021, roč. 13, č. 3, s. 88-93. ISSN 1337-8996.
- [50] ADF. BLATNICKÝ, M., DIŽO, J., MOLNÁR, D. (2022). Konštrukčné celky používané v stavbe dopravnej a manipulačnej techniky v zábavnom priemysle. In: Technológ. 2022, roč. 14, č. 2, s. 83-86. ISSN 1337-8996.
- [51] ADF. BLATNICKÝ, M., DIŽO, J., MOLNÁR, D. (2022). Prehľad historického vývoja a analýza súčasného stavu dopravnej a manipulačnej techniky v zábavnom priemysle. In: Technológ. 2022, roč. 14, č. 2, s. 61-64. ISSN 1337-8996.
- [52] ADF. DIŽO, J., BLATNICKÝ, M., ISHCHUK, V., MOLNÁR, D. (2022). Nákladné prívesy za traktor koncepčné usporiadanie a ich typy. In: Technológ. 2022, roč. 14, č. 3, s. 22-24. ISSN 1337-8996.
- [53] ADF. ISHCHUK, V., DIŽO, J., BLATNICKÝ, M., MOLNÁR, D. (2022). Návrh modelu parného rušňa. In: Technológ. 2022, roč. 14, č. 3, s. 39-42. ISSN 1337-8996.
- [54] **ADF.** DIŽO, J., BLATNICKÝ, M., ISHCHUK, V., **MOLNÁR, D.** (2022). *Nákladné prívesy za traktor špeciálne verzie a zvláštna výbava*. In: Technológ. 2022, roč. 14, č. 3, s. 31-34. ISSN 1337-8996.
- [55] **ADF.** DIŽO, J., BLATNICKÝ, M., ISHCHUK, V., **MOLNÁR, D.**, KURTULÍK, J. (2022). *Konštrukčný návrh rámu jednonápravového prívesu*. In: Technológ. 2022, roč. 14, č. 4, s. 10-13. ISSN 1337-8996.
- [56] ADF. ISHCHUK, V., DIŽO, J., BLATNICKÝ, M., MOLNÁR, D., SOLČANSKÝ, S. (2022). Calculations necessary to design and create a real model of a steam locomotive (In Russian). In: Technológ. 2022, roč. 14, č. 4, s. 18-21. ISSN 1337-8996.
- [57] ADF. DIŽO, J., BLATNICKÝ, M., ISHCHUK, V., MOLNÁR, D., SOLČANSKÝ, S. PLAJDIČKO, B. (2022). Design solutions of modern terrain bikes. In: Technológ. 2022, roč. 14, č. 4, s. 26-30. ISSN 1337-8996.
- [58] ADF. DIŽO, J., BLATNICKÝ, M., ISHCHUK, V., MOLNÁR, D., KURTULÍK, J. (2023). Konštrukčný návrh rámu korby pre jednonápravový príves za traktor. In: Technológ. 2023, roč. 15, č. 3, s. 47-52. ISSN 1337-8996.
- [59] ADF. DIŽO, J., BLATNICKÝ, M., ISHCHUK, V., MOLNÁR, D., SOLČANSKÝ, S. (2023). Matematický model pohonnej sústavy koľajového vozidla. In: Technológ. 2023, roč. 15, č. 3, s. 21-26. ISSN 1337-8996.
- [60] ADF. BLATNICKÝ, M., DIŽO, J., MOLNÁR, D., ISHCHUK, V. (2023). Návrh elektrického mechanizmu otáčania výložníka stĺpového žeriava pre manipuláciu s kalovými čerpadlami. In: Technológ. 2023, roč. 15, č. 2, s. 27-31. ISSN 1337-8996.
- [61] ADF. MOLNÁR, D., BLATNICKÝ, M., DIŽO, J., ISHCHUK, V. (2023). Konštrukčný návrh mechanizmu skrutkového manipulátora turniketu sypkých materiálov. In: Technológ. 2023, roč. 15, č. 2, s. 70-74. ISSN 1337-8996.
- [62] ADF. DIŽO, J., ISHCHUK, V., LOVSKA, A., BLATNICKÝ, M., MOLNÁR, D. (2023). Odvodenie matematického modelu hnacieho mechanizmu pre pohon prídavných zariadení dopravného prostriedku. In: Technológ. 2023, roč. 15, č. 5, s. 56-59. ISSN 1337-8996.

- [63] ADF. MOLNÁR, D., BLATNICKÝ, M., DIŽO, J., LOVSKA, A. (2024). Analýza súčasného stavu problematiky využitia manipulačných zariadení pre potreby skúšobných stavov brzdných komponentov koľajových vozidiel. In: Technológ. 2024, (v tlači). ISSN 1337-8996.
- [64] ADF. MOLNÁR, D., BLATNICKÝ, M., DIŽO, J. (2021). Design of the power of an electric lifting motor for a single girder bridge crane with a 500 kg load capacity. In: Transport technic and technology. Online. 2021, roč. 17, č. 2, s. 23-29. Dostupné na: https://doi.org/10.2478/ttt-2021-0010.