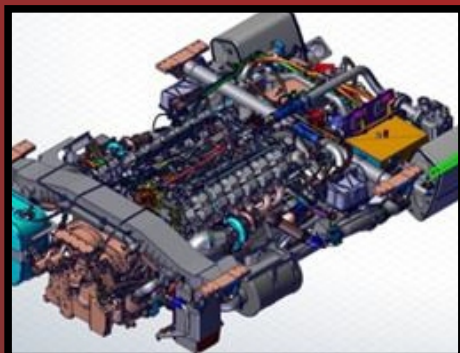




ŽILINSKÁ UNIVERZITA V ŽILINE  
Strojnícka  
fakulta

# TECHNOLÓG



**Ročník 15  
november 2023**

**4/2023**

# TECHNOLÓG

*Vychádza spravidla dvakrát ročne. Publikuje vedecké, výskumné, odborné, teoretické práce, návody, štúdie, recenzie, informácie o spracovaní technických materiálov. Zameriava sa na uverejňovanie príspevkov a prác venujúcich sa otázkam z oblasti trieskových a beztrieskových technológií, fyzikálnych princípov nekonvenčných technológií, technologickosti konštrukcií nástrojov, ekonomike výrobného procesu, ekologizácii, spracovaniu odpadov. Takisto publikuje práce o strojoch, nástrojoch, prípravkoch a meracej technike pre oblasť mechanických technológií, výsledkoch výskumu vo sfére informačných technológií v technologickej oblasti. Uverejňuje práce o histórii a vývine mechanických technológií.*

*Časopis zverejňuje príspevky v jazykoch: slovenskom, českom, poľskom, ruskom, anglickom a nemeckom.*

Všetky príspevky sú recenzované dvoma nezávislými recenzentmi a redakcia si vyhradzuje právo na ich redakčnú úpravu. Nepreberá sa zodpovednosť za prípadné škody spôsobené použitím úkonov, metód, produktov, ideí, návodov a pod. publikovaných autormi príspevkov.

**Evidenčné číslo MK SR-2800/08, EV 10/22/EPP**

**ISSN 1337-8996, Online ISSN 2730-0501**

**Adresa redakcie:**

**Žilinská univerzita v Žiline, Strojnícka fakulta, Univerzitná 1, 010 26 Žilina**

**Telefón: 041-513 2764**

**e-mail: [jan.moravec@fstroj.uniza.sk](mailto:jan.moravec@fstroj.uniza.sk)**

**Vydáva Žilinská univerzita v Žiline v EDIS-vydavateľstve UNIZA**

**Univerzitná HB, 010 26 Žilina, IČO 00 397 563**

**šéfredaktor - editor in chief:**

doc. Ing. Ján MORAVEC, PhD.

**výkonný redaktor - executive editor:**

doc. Ing. Ján Dižo, PhD.

**redaktor - redactor:**

Ing. Elena Kantoríková, PhD.

**vedecký redaktor - scientific editor:**

prof. Ing. Jozef PILC, CSc.

**redakčná rada - editorial board:**

prof. Ing. Ivo SCHINDLER, CSc. (CZ)

doc. Ing. Ján MORAVEC, PhD. (SK)

doc. Ing. Silvia MALÁKOVÁ, PhD. (SK)

prof. Ing. Jozef PILC, CSc. (SK)

doc. Ing. Petr KAWULOK, PhD. (CZ)

Dr.h.c. prof. Ing. Karol VASILKO, DrSc. (SK)

Ing. Vladimíra BIŇASOVÁ, PhD. (SK)

prof. Ing. Eva TILLOVÁ, PhD. (SK)

doc. Ing. Jozef BÍLIK, PhD. (SK)

prof. Ing. Peter DEMEČ, CSc. (SK)

doc. Dr. - Inž. Janusz MUSIAL (PL)

prof. Ing. Jan SUCHÁNEK, CSc. (CZ)

Dipl. Ing. Eva REGER (D)

prof. Dr. Ing. Milan SÁGA (SK)

doc. Ing. Ludmila DULEBOVÁ, PhD. (SK)

prof. Ing. Oleksandr KRAVCHENKO, Dr.Tech.Sc. (UA)

prof. Ing. Georgi KODZHASPIROV, DrSc. (RU)

prof. Dr. Ing. Miroslav NESLUŠAN (SK)

doc. Ing. Ján DIŽO, PhD. (SK)

prof. Ing. Danka BOLIBRUCHOVÁ, PhD. (SK)

doc. Mgr. Branislav FTOREK, PhD. (SK)

prof. Ing. Emil EVIN, CSc. (SK)

prof. Ing. Alžbeta SAPIETOVÁ, PhD. (SK)

## OBSAH

<b>ZOZNAM RECENZENTOV</b>	<b>4</b>
<b>PARNÝ STROJ A SLOVENSKO</b>	<b>5</b>
<b>VYVOLANIE SCITLIVENIA NA KORÓZII VZDORNEJ OCELI 1.4845</b> <i>Samuel Kaličiak, Elena Kantoríková, Dana Bolibruchová</i>	<b>8</b>
<b>ENSURING EMPLOYEE WELL-BEING: A DEEP DIVE INTO ERGONOMIC PRODUCT TESTING</b> <i>Ján Zuzik, Luboslav Dulina, Vladimíra Biňasová, Beáta Furmannová, Martin Gašo</i>	<b>13</b>
<b>POSÚDENIE STABILITY LESNÉHO KOLESOVÉHO TRAKTORA VYBAVENÉHO HYDRAULICKOU RUKOU</b> <i>Ján Dižo, Miroslav Blatnický, Vadym Ishchuk, Alyona Lovska, Filip Fidrik</i>	<b>17</b>
<b>KONCEPCIA A KONŠTRUKČNÝ NÁVRH HLAVNÝCH POHONNÝCH UZLOV PRI VÝMENE DIESELOVÉHO POHONU ZA ELEKTRICKÝ S VODÍKOVÝMI PALIVOVÝMI ČLÁNKAMI PRE DMJ r. 861</b> <i>Ján Krško</i>	<b>22</b>
<b>STANOVENIE KRIVIEK PRIRODZENÉHO DEFORMAČNÉHO ODPORU ZLIATINY Al-Mg-Si0,5 S VYUŽITÍM PLASTOMETRA GLEEBLE 3800</b> <i>Jozef Bílik, Marianna Balážová</i>	<b>30</b>
<b>ANALÝZA JAZDNÝCH VLASTNOSTÍ MODIFIKOVANÉHO VOZIDLA A JEHO KOMPONENTOV V DÔSLEDKU ZMENY POHONNÉHO ÚSTROJENSTVA A OVPLYVNENIE VZÁJOMNÉHO PÔSOBENIA KONTAKTU KOLESO/KOĽAJNICA</b> <i>Ján Dižo, Vadym Ishchuk, Alyona Lovska, Miroslav Blatnický, Sebastián Solčnaský</i>	<b>34</b>
<b>VPLYV TECHNOLOGICKÝCH PARAMETROV PRI PRIEVLAČNOM ŤAHANÍ RÚR NA ICH VÝSLEDNÉ VLASTNOSTI A PRESNOSŤ</b> <i>Jozef Bílik, Mariana Balážová, Michaela Kritikos</i>	<b>41</b>
<b>SPECIFICS OF ASSEMBLY ACTIVITIES USING BIONICS</b> <i>Branislav Mičieta, Vladimíra Biňasová, Luboslav Dulina, Beáta Furmannová, Ján Zuzik</i>	<b>47</b>
<b>SIMULAČNÁ ANALÝZA TRAKČNEJ/BRZDNEJ PRÁCE A VYUŽITEĽNOSŤ TRAKČNEJ CHARAKTERISTIKY PRI ZNALOSTI ENERGETICKÝCH PARAMETROV TRAKČNÉHO POHONU KOĽAJOVÉHO VOZIDLA</b> <i>Lukáš Čajkovič, Jozef Harušinec, Matěj Pácha, Branislav Rácek</i>	<b>51</b>
<b>RECENZIA</b> <i>Ján Moravec</i>	<b>60</b>

## ZOZNAM RECENZENTOV PRÍSPEVKOV

doc. Ing. **Dalibor BARTA**, PhD.  
Ing. **Miloš BREZÁNI**, PhD.  
doc. Ing. **Miroslav BLATNICKÝ**, PhD.  
doc. Ing. **Ján DIŽO**, PhD.  
doc. Ing. **Patrik GRZNÁR**, PhD.  
prof. Dr. Ing. **Juraj GERLICI**  
Ing. Jozef **HARUŠINEC**, PhD.  
prof. Ing. **Daniel KALINČÁK**, PhD.  
prof. Ing. **Alyona LOVSKA**, Dr.Sc. Tech.  
doc. Ing. **Ján MORAVEC**, PhD.  
prof. Ing. **Peter ZVOLENSKÝ**, CSc.

## Parný stroj a Slovensko

Ján Moravec

### 1. časť

*Izák Potter* (angl. *Isaac Potter*; \* 17. február 1690, *Chaddesley Corbett, Anglicko* - † 18. február 1735 *Štiavnické bane, Slovensko*) bol anglický konštruktér parných strojov.

*Izák Potter* bol synom kováča *Humphreyho Pottera*, ktorý bol v kontakte so staviteľom prvého atmosférického parného stroja *Thomasom Newcomenom*. V roku 1717 prišiel aj s bratom *Humphreym* ml. do *Benátska*, kde začali stavať parný stroj na čerpanie vody. V septembri 1718 *Potterov* brat tragicky zahynul a *Izák* sa pravdepodobne vrátil do *Anglicka*. Začiatkom júla 1720 však prišiel do *Viedne* v sprievode tlmočníka menom *Sabathery* a ponúkol cisárovi *Karolovi VI.*, že postaví parný stroj na čerpanie vody v baniach. V dňoch 8. až 17. júla 1720 prvýkrát navštívil *Banskú Štiavnicu* a *Novú Baňu*, kde sa zoznámil nielen s tamojšími baňami, ale aj zariadeniami na odčerpávanie vody. Po zvážení svojich možností dňa 21. augusta 1721 podpísal zmluvu na skonštruovanie atmosférického parného stroja na šachte *Althandel v Novej Bani*. O tri týždne neskôr prišiel do *Novej Bane*, kde začal so stavbou stroja. Po jeho dokončení o rok neskôr sa uskutočňuje prvá skúška. V dňoch 11. január až 6. február 1723 uskutočnil *Potter* ďalšiu skúšku atmosférického parného stroja v *Novej Bani*. Následne vzniká tzv. *Privilegované uhorské ťažiarstvo* na šachte *Althandel v Novej Bani*, ktorého podielnikom sa stáva aj on sám a žiada *Dvorskú komoru* o rezervovanie práv na vybudovanie parného stroja v *Banskej Štiavnici*, garantovanie privilégia na stavbu obdobných strojov v celej ríši a na využívanie lesov, vôd a ciest potrebných k ťažbe po dobu 10 rokov. Dňa 14. júla 1726 sa oženil s dcérou banského správcu na *Althandli Wilhelma Deutgena*.

20. septembra 1726 predal *Potter* 1/64 podielu *Privilegovaného uhorského ťažiarstva* svojmu spoločníkovi *Louis de la Hayemu* za 4 000 zlatých. Dňa 23. novembra 1727 sa zúčastnil slávnostného začiatku otvárania šachty *Karol v Novej Bani*, kde mal byť umiestnený druhý parný stroj. V roku 1727 *Potter* podal žiadosť na banský súd v *Novej Bani* o pridelenie údelu na ťažbu železnej rudy na *Velkom Poli* a zakladá ťažiarSKU spoločnosť. Taktiež podnikal so svojim spoločníkom *Jeanom Grillom Costebadiem* na bani *Baba-Dolina pri Pukanci*. *Privilegované ťažiarstvo* v *Novej Bani* sa však pre neúspechy v ťažbe a pretrvávajúcej strate v rokoch 1729 a 1730 rozpadlo a podiely v *novobanských* baniach prebral štát.

V auguste 1729 čelil *Potter* žalobe cisárskeho hodinára *Dove Wiliamsona* pre dlh 650 zlatých. Dňa 8. júna 1730 nariadil hlavný komorský gróf vyplácať *Potterovi* 4 zlaté týždenne, keďže bol bez prostriedkov a jeho prítomnosť v tunajšej banskej oblasti bola potrebná. *Potter* pre finančné problémy bol nútený okolnosťami predat' svoje podiely na *Velkom Poli* pri *Novej Bani*.

V roku 1731 sa zúčastnil na prieskume zásob uhlia na *Koháryho* majetku neďaleko *Ilije* (obec pri *Banskej Štiavnici*).

Od roku 1732 robil *Potter* aj pokusy s vykurovaním „ohňového“ stroja v *Novej Bani* kamenným uhlím. V nasledujúcich rokoch pod vedením *J. E. Fischera von Erlach* spolupracoval na výstavbe atmosférických parných strojov na *Vindšachte (Štiavnické Bane)*. V roku 1734 nariadením *Dvorskej komory* rozobral parný stroj v *Novej Bani*, ktorý bol vlastníctvom štátu, a následne ho inštaloval pri šachte *Kyslá v Dolných Hámroch*.

Po krátkej a vážnej chorobe dňa 2. februára 1735 spísal pred svedkami svoj testament pred *Banským súdom* v *Banskej Štiavnici*. Avšak už niekoľko dní na to zomiera a 13. februára 1735 sa koná jeho pohreb na *Vindšachte (Štiavnické Bane)*. Koncom augusta 1735 anglický veľvyslanec vo *Viedni Thomas Robinson* písomne informuje príbuzných o jeho skone. Jeho testament bol napadnutý jedným zo spolupodielnikov a prebieha dlhoročný spor o značnú finančnú pohľadávku, na ktorú si nárokoval *L. de la Haye*. Konečne, 22. augusta 1742 hlavný komorský gróf *J. N. Mitrovský* definitívne rozhodol spor o *Potterovo* dedičstvo v prospech jeho dedičov.

Parný stroj vynašiel *Thomas Newcomen* v roku 1712 a bol to prakticky prvý stroj, využívajúci parnú energiu na výrobu mechanickej práce. *Newcomenove* motory boli používané v celom *Anglicku* a v *Európe*, predovšetkým na čerpanie vody z baní. Parný motor *Jamesa Watta* bol jeho vylepšená verzia.

Hoci *Watt* bol ďaleko viac slávny, z historického hľadiska si *Newcomen* zasluhuje prvé miesto vo využití parnej energie.



**Thomas NEWCOMEN** (\*24. február 1664, *Dartmouth, Anglicko*  
– †5. august 1729 *Londýn*)

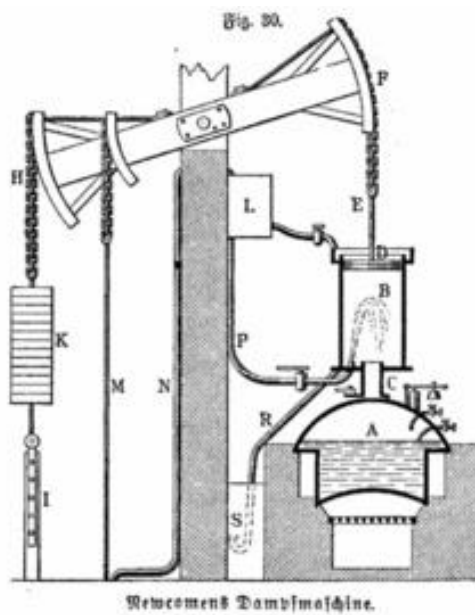
*Thomas Newcomen* (\*24. február 1664, *Dartmouth, Anglicko* – † 5. august 1729 *Londýn*) bol *anglický* kováč a vynálezca, tvorca prvých parných strojov. V roku 1712 zostrojil so svojim spoločníkom *Thomasom Saveryom* atmosférický parný stroj na čerpanie vody z baní. Do roku 1733, kým vypršal patent, zostrojil takých strojov viac ako sto. Jeho stroj bol vzorom pre neskoršie dielo *Jamesa Watta*.

Písal sa rok 1702 a bane v juhozápadnej časti *Anglicka* v *Cornwalle* zaplavovala čoraz viac spodná voda. *Thomas Newcomen* bol kováč a majiteľ železiarskej dielne v *Dortmouth*, ktorá obchodovala prevažne s banskými závodmi. S určitosťou môžeme povedať, že ho inšpiroval *Thomas Savery*, ktorý v tom čase konštruoval svoj vynález parné čerpadlo na čerpanie spodnej vody z baní. Toto zariadenie pracovalo na princípe vytlačania vody z nádoby pomocou tlaku pary. “*Banický priateľ*“ ako nazval svoje čerpadlo, nemalo v skutočnosti žiadne pohyblivé časti, preto nebolo nikdy považované za motor. Ako každá novota aj toto čerpadlo malo veľa nedostatkov a nedokonalostí.

### Princíp

Mechanizmus pozostával z kotla - tlakovej nádoby s vodou, valca, v ktorom sa pohyboval piest. Ten bol reťazou prepojený k vahadlám a na druhej strane boli zasa vahadlá spojené s piestovým čerpadlom. Čerpadlo bolo ťažšie ako parný piest, takže východisková poloha bola vždy čerpadlo dole, piest parného stroja hore. Keď regulátor otvoril ventil, bola para prepustená z kotla a vyplnila priestor vo valci pod piestom. Regulačný ventil sa uzavrel a nakrátko sa otvoril ventil, ktorý vstrekol vodu do valca. Vstreknutím studenej vody sa para okamžite skondenzovala, čím vytvorila vo valci podtlak - vákuum a ten uviedol piest do pohybu, smerom dole a čerpadlo hore. Podtlak, ktorý vznikol kondenzáciou pary bol hlavnou hnacou silou, celého zariadenia. Piest v dolnej polohe zatlačil na ventil, ktorý otvoril ďalší prívod pary a tá okamžite zrušila podtlak. Samotiažou protiváhy čerpadla sa opäť piest vrátil do hornej, východiskovej polohy.

Onedlho prichádzali objednávky z celého *Anglicka*. *Newcomen* však nemohol stroj patentovať, pretože *Savery* vlastnil práva patentu na ohňové stroje až do roku 1733. Preto bol nútený pristúpiť so *Saverym* na dohodu. Do *Newcomenovej* smrti bolo postavených okolo stovky jeho motorov, a to nielen na západe krajiny, ale aj v severnom *Walese*, v blízkosti *Newcastle* a *Cumbria*. Treba však pripomenúť, že územie terajšieho *Slovenska* bolo prvou krajinou po *Anglicku*, kde bol *Ohňový stroj* postavený.



Newcomens Dampfmaschine.

Newcomenov parný stroj

# Vyvolanie scitlivenia na koróziivzdornej oceli 1.4845

## Samuel Kaličiak, Ing.\*

Katedra technologického inžinierstva, Strojnícka fakulta,  
Žilinská univerzita v Žiline,  
Univerzitná 1, 010 26 Žilina.  
E-mail: samuel.kaliciak@fstroj.uniza.sk, Tel.: + 421 41 513 2771

## Elena Kantoríková, Ing., PhD.

Katedra technologického inžinierstva, Strojnícka fakulta,  
Žilinská univerzita v Žiline,  
Univerzitná 1, 010 26 Žilina.  
E-mail: elena.kantorikova@fstroj.uniza.sk, Tel.: +421 41 513 2763

## Dana Bolibruchová, prof. Ing., PhD.

Katedra technologického inžinierstva, Strojnícka fakulta,  
Žilinská univerzita v Žiline,  
Univerzitná 1, 010 26 Žilina.  
E-mail: danka.bolibruchova@fstroj.uniza.sk, Tel.: +421 41 513 2772

## Effect of solution annealing on stainless steel 1.4845

**Abstract:** The experiment is focused on the influence of heat treatment, solution annealing and subsequent sensitization of stainless steel 1.4845. In the experiment, a suitable thermal cycle of solution annealing and subsequent sensitization is designed. Subsequent comparisons of the microstructure and hardness of steel 1.4845 before and after the proposed heat treatment.

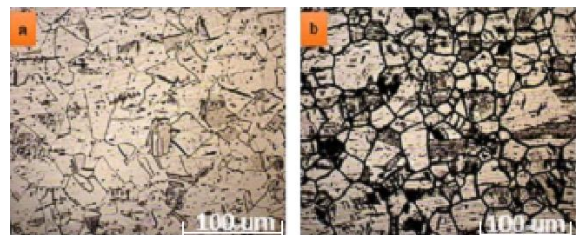
**Keywords:** heat treatment, sensitization, stainless steel, microstructure

## ÚVOD

Ocele odolné voči korózii, tvoria významnú skupinu konštrukčných materiálov, ktorých mechanické a zároveň koróziivzdorné vlastnosti, sú nenahraditeľnou súčasťou strojárskoho priemyslu. Tieto ocele je možné po odliatí ďalej spracovávať, tvárnením, zvarovaním a tiež obrábaním. Ocele odolné voči korózii, je tiež možné tepelne spracovávať. Aj napriek ich označovaniu „nehrdzavejúce ocele“ je potrebné brať na zreteľ, že aj tieto ocele za určitých podmienok podliehajú rôznym druhom korózneho napadnutia. Preto je presnejšie označenie, ocele odolné voči korózii. Tieto ocele sa vo všeobecnosti delia do niekoľkých skupín, na základe ich mikroštruktúry. Každá z týchto charakteristických mikroštruktúr, má svoje jedinečné mechanické a koróziivzdorné vlastnosti. Je preto nevyhnutné, aby pre prácu v určitom agresívnom koróznom prostredí, bol zvolený správny materiál. Pri nesprávnom zvolení materiálu často dochádza ku vážnemu koróznemu napadnutiu, ktoré môže viesť, až k zlyhaniu súčiastky. Určité druhy korózneho napadnutia, nemusia vzniknúť len nevhodným výberom materiálu, ale aj

nevhodným technologickým spracovaním, napríklad zvarovaním (medzikryštálová korózia). V prípade oslabenia korózných vlastností ocele, vplyvom technológie spracovania (napr. zvarovaním), je možné scitlivenie odstrániť, správnym režimom tepelného spracovania, rozpúšťacím žiňaním.

Keďže niektoré druhy ocelí odolných voči korózii, sa radia aj medzi ocele žiaruvzdorné, je preto pri výbere materiálu potrebné dbať, aj na pracovné teploty danej súčiastky. Vplyvom práce súčiastky v kritických teplotách pre danú oceľ, by došlo k scitliveniu ocele (obr. 1b) a teda aj k degradácii jej korózných vlastností.



Obr. 1. Snímky štruktúry zŕn ocele AISI304 z optického mikroskopu: (a) austenitická štruktúra (základný materiál), (b) austenitická štruktúra s vylúčenými karbidmi (TOO) [1]



## 1 CHARAKTERISTIKA OCELI 1.4845

Oceľ 1.4845 je nehrdzavejúca, žiaruvzdorná austenitická oceľ. Prehľad označenia ocele 1.4845 podľa konkrétnych noriem je uvedený v tab. 1. Oceľ 1.4845 je vhodná na vysoko tepelne namáhané súčasti priemyselných pecí ako komory, rošty, poklopy a nosné elementy. Takisto sa dá tento typ ocele odolnej voči korózií využiť na parné kotly, na puzdrá termočlánkov a na sklárske formy [2, 3].

Oceľ 1.4845 je odolná voči oxidácii za zvýšených teplôt na vzduchu do  $1100^{\circ}\text{C} \pm 5^{\circ}\text{C}$ , v oxidujúcom prostredí s obsahom síry do  $1050^{\circ}\text{C} \pm 5^{\circ}\text{C}$ , v redukčnom prostredí s obsahom síry do  $650^{\circ}\text{C} \pm 5^{\circ}\text{C}$ , v prostredí bohatom na dusík s nízkym obsahom kyslíka do  $1000^{\circ}\text{C} \pm 5^{\circ}\text{C}$ , v nauhličujúcom prostredí do  $900^{\circ}\text{C} \pm 5^{\circ}\text{C}$ . Je však nevhodná na dlhodobú prácu v intervale teplôt  $600^{\circ}\text{C}$  až  $900^{\circ}\text{C}$ , kedy podlieha scitliveniu (vylúčenie karbidov po hraniciach austenitických zŕn) a preto je odporúčaná pre aplikácie nad  $900^{\circ}\text{C}$ . Patrí medzi ocele ktoré sú veľmi dobre zvariteľné, je dobré spracovateľná kovaním a tvárnením za studena. Je nemagnetická a je možné ju obrábať. Chemické zloženie ocele 1.4845 podľa normy EN 10088-3 je uvedené v tab. 2 [2, 3, 5].

Tab. 1. Označenia ocele 1.4845 podľa konkrétnych noriem [2]

Označene ocele 1.4845	Norma
AISI 310S	US-Standard
X12CrNi25-21	EN
X8CrNi25-21	DIN
17 255	STN/CSN

Tab. 2. Chemické zloženie ocele 1.4845 podľa normy EN 10088-3 [4]

C [hm %]	Si [hm %]	Mn [hm %]	P [hm %]
$\leq 0,10$	$\leq 1,50$	$\leq 2,00$	$\leq 0,015$
S [hm %]	N [hm %]	Cr [hm %]	Ni [hm %]
$\leq 0,015$	$\leq 0,11$	24,0 – 26,0	19,0 – 22,0

## 2 METODIKA EXPERIMENTU

Experiment sa zaoberal vplyvom rozpúšťacieho žihania a následného teplotného režimu - scitlivenia, ktorý potvrdil vylúčenie karbidov po hraniciach austenitických zŕn. Je známe, že najzásadnejší vplyv na scitlivenie austenitických ocelí odolných voči korózií má obsah uhlíka. So zvyšujúcim obsahom uhlíka rastie náchylnosť na scitlivenie. Pod pojmom scitlivenie sa rozumie ochudobnenie hraníc austenitických zŕn o chróm, ktorý sa vylúči vo forme karbidov  $\text{Cr}_{23}\text{C}_6$ . Vylúčenie karbidov  $\text{Cr}_{23}\text{C}_6$  má tiež za následok nárast tvrdosti ocele. Preto je možné na základe výslednej tvrdosti po tepelnom spracovaní, predikovať scitlivenie ocele odolnej voči korózií. Toto tvrdenie je však vždy nutné overiť metalografickou analýzou [5].

## 2.1 Príprava skúšobných vzoriek

Vzorky boli narezané z kruhovitého približne 10 mm hrubého odlievaného polotovaru (obr. 2a). Ako stroj na delenie materiálu bola zvolená pásová píla s chladením. Detail procesu rezania vzorky a spôsob upnutia polotovaru vo zveráku je na (obr. 2b) [5].



Obr. 2 (a) Polotovar; (b) delenie polotovaru na pásovej píle [5]

## 2.2 Kontrola chemického zloženia ocele spektrálnou analýzou

Pre správnu interpretáciu výsledkov bolo nutné overenie chemického zloženia ocele, ktoré by nemuselo korešpondovať s normou respektíve overiť či ide o uvedený materiál a nebol zamenený. Na experiment boli poskytnuté výsledky spektrálnej analýzy od spoločnosti *BOOSTER Precision*.

*Components* (tab. 3), ktorá poskytla aj materiál na experiment. Overovacia skúška chemického zloženia bola vykonaná na spektrálnej analýze *Bruker Q4 TASMAN* [5].

## 2.3 Návrh režimu tepelného spracovania

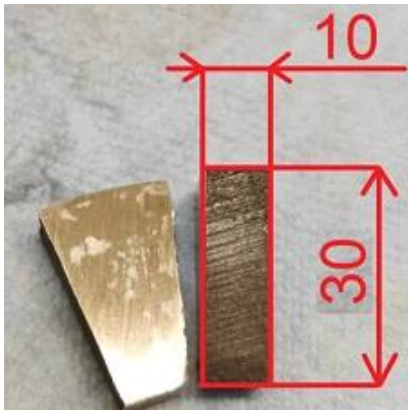
Teplotný režim pre oceľ 1.4845 bol navrhnutý, ako kombinácia rozpúšťacieho žihania a následného ohrevu a výdrže na teplotách blízkyh kritickým teplotám, kedy je oceľ 1.4845 náchylná na scitlivenie [5].

Teplotný režim rozpúšťacieho žihania (obr. 4), bol volený na základe teoretických poznatkov a tiež veľkosti, respektíve hrúbky žihanej vzorky. Skúšaná vzorka mala tvar výrezu klinovitého tvaru s hrúbkou 10 mm a dĺžkou 30 mm (obr. 3). Vzhľadom k hrúbke a rozmerom vzorky nebola potrebné výdrž na žihacej teplote špeciálne upravovať, keďže nešlo o veľký a hrubý materiál pri ktorých je vhodné predĺžiť výdrž na žihacej teplote [5].

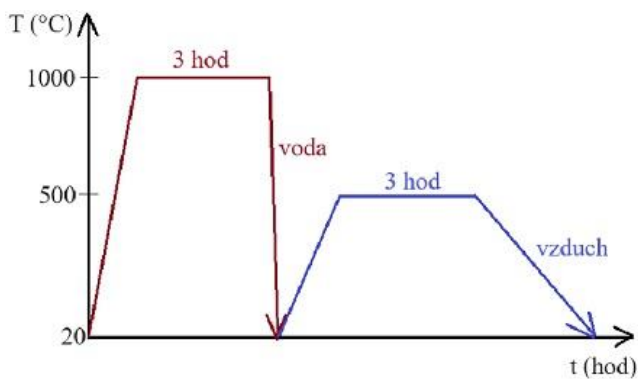
Ďalším dôležitým parametrom bola správna voľba ochladzovacieho média aby bola dosiahnutá dostatočná rýchlosť ochladzovania. Dostatočná rýchlosť ochladzovania zabránila opätovnému vylúčeniu karbidov ( $\text{Cr}_{23}\text{C}_6$ ) po hraniciach austenitických zŕn. Dôležitým parametrom pre voľbu ochladzovacieho média bola hrúbka materiálu. Je známe, že ochladzovanie na vzduchu je vhodné iba pre tenké materiály (plechy). Z tohto dôvodu bolo pri

experimente zvolené ochladzovanie do vody, keďže žihaná vzorka má hrúbku 10 mm. Výsledný teplotný režim rozpúšťacieho žihania pozostával z:

- ohrevu ocele na teplotu  $1000^{\circ}\text{C} \pm 5^{\circ}\text{C}$ ,
- výdrže na teplote  $1000^{\circ}\text{C} \pm 5^{\circ}\text{C}$  po dobu 3 hodín,
- rýchleho ochladenia vzorky do vody.



Obr. 3. Rozmery vzorky podrobenej rozpúšťaciemu žihaniu [5]



Obr. 4. Grafická interpretácia navrhnutého teplotného režimu [5]

Po rozpúšťacom žihaní, kedy sa predpokladalo že dôjde k rozpusteniu vylúčených karbidov  $\text{Cr}_{23}\text{C}_6$ , nasledoval teplotný režim simulujúci kritické teploty ocele 1.4845. Tento typ ocele je náchylný na scitlivenie (krehnutie) v intervale teplôt od  $600^{\circ}\text{C}$  do  $900^{\circ}\text{C}$ . Pre tento tepelný režim bola dolná hranica intervalu kritických teplôt posunutá na  $500^{\circ}\text{C} \pm 5^{\circ}\text{C}$ . K zníženiu teploty dolnej hranice zo  $600^{\circ}\text{C}$  na  $500^{\circ}\text{C} \pm 5^{\circ}\text{C}$  došlo z experimentálnych dôvodov. Cieľom bolo dokázať, že k vylúčeniu karbidov po hraniciach austenitických zŕn môže dôjsť aj pri nižších teplotách v kombinácii s dlhou výdržou. Výsledný teplotný režim kritických teplôt pozostával z:

- ohrevu ocele na teplotu  $500^{\circ}\text{C} \pm 5^{\circ}\text{C}$ ,
- výdrže na teplote  $500^{\circ}\text{C} \pm 5^{\circ}\text{C}$  po dobu 3 hodín,

pomalého ochladenia na vzduchu.

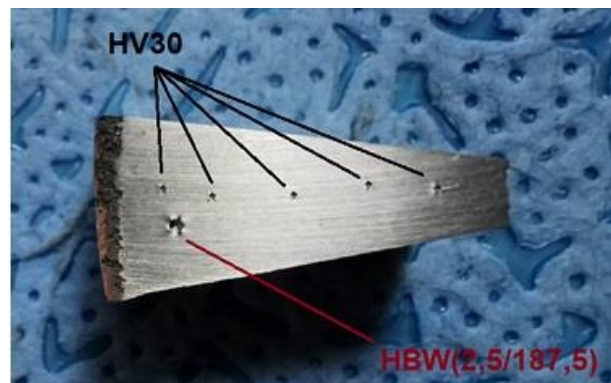
## 2.4 Meranie tvrdosti

Meranie tvrdosti bolo vykonané metódou *HV* (*Vickers*) a metódou *HBW* (*Brinell*) na meracom

prístroji *Aquastyl HPO-750D/AQ*. Vzorky boli pred meraním prebrúsené na brúsnom papieri *P320* [5].

Meranie tvrdosti podľa *Vickersa* bolo uskutočnené so zaťažením 30 kg (*HV30*). Bolo uskutočnených päť meraní na tepelne spracovanej a päť meraní na tepelne nespracovanej vzorke, po celej dĺžke skúmanej vzorky (obr. 5) [5].

Meranie tvrdosti podľa *Brinella* (*HBW (2,5/187,5)*), bolo uskutočnené tvrdokovovou guľôčkou s priemerom 2,5 mm a zaťažením 187,5 kg (1875 N). Rovnako ako pri meraní *HV30* bolo uskutočnených päť meraní na tepelne spracovanej a päť meraní na tepelne nespracovanej vzorke, po celej dĺžke skúmanej vzorky [5].



Obr. 5. Spôsob vedenia jednotlivých vpichov metódou *HV30* a *HBW(2,5/187,5)* na tepelne spracovanej vzorke [5]

## 2.5 Metalografická príprava vzoriek

Príprava vzoriek bola uskutočnená na základe štandardného postupu pre ocele odolné voči korózií. Postup prípravy vzoriek pozostával z:

- rezania vzoriek na požadovanú veľkosť,
- zalisovania vzoriek,
- brúsenia vzoriek,
- leštenia vzoriek,
- leptania vzoriek.

Rezanie vzoriek pred lisovaním, bolo uskutočnené na kotúčovej pile *Struers Discotom-60* v ručnom režime. Rezný kotúč bol zvolený na základe rezaného materiálu. Skúšobné vzorky boli zalisované na lisovacej stanici *ATM Qpress 50*. Ako lisovacia hmota za tepla bola použitá hmota *EPO black* [5].

Zalisované vzorky, boli ďalej spracovávané podľa štandardizovaného postupu odporúčaným spoločnosťou *ATM*. Brúsenie, predleštenie, leštenie a finálne leštenie bolo robené na stroji *ATM Saphir 550* [5].

Po vyleštení bola vzorka naleptaná leptadlom *Aqua regia*, ide o zmes koncentrovanej kyseliny dusičnej ( $\text{HNO}_3$ ) a kyseliny chlorovodíkovej ( $\text{HCl}$ ) v objemovom pomere 1:3. Vzorka bola leptaná počas dvoch minút, po leptaní bola vzorka opláchnutá vodou, liehom a následne bola vysušená [5].

### 3 VÝLEDKY EXPERIMENTU A DISKUSIA

Nosné výsledky experimentu sú založené na overení chemického zloženia, meraní tvrdosti, pozorovaní a porovnávaní mikroštruktúry ocele 1.4845 pred a po tepelnom spracovaní [5].

#### 3.1 Hodnotenie chemického zloženia

Výsledky spektrálnych analýz chemického zloženia sú porovnané s normou EN 10088-3 v tab. 3 a tab. 4. Pri porovnaní nameraných hodnôt v tab. 3 a tab. 4 bolo zistené, že medzi nameranými hodnotami sú len minimálne rozdiely. Percentuálny podiel všetkých prvkov bol v dovolenom rozmedzí podľa normy EN 10088-3 [5].

#### 3.2 Hodnotenie nameraných tvrdostí

Skôr než boli vzorky leptané a pozorované pod mikroskopom, boli podrobené meraniu tvrdosti. Meranie a porovnanie výsledných tvrdostí pred a po tepelnom spracovaní, má dôležitý význam z hľadiska predikcie výsledku tepelného spracovania. V prípade že vplyvom teplotného režimu simulujúceho kritické teploty ocele 1.4845 nedošlo k jej scitliveniu (vylúčeniu karbidov  $Cr_{23}C_6$ ), výsledné tvrdosti by tak mali byť podobné s nameranými tvrdosťami na tepelne nespracovanej oceli 1.4845. V opačnom prípade, kedy by došlo k scitliveniu ocele, čiže k vylúčeniu karbidov  $Cr_{23}C_6$  po hraniciach austenitických zŕn, bola by výsledná tvrdosť vyššia v porovnaní s tvrdosťou tepelne nespracovanej ocele 1.4845. Tento nárast tvrdosti má za následok vylúčenie karbidov  $Cr_{23}C_6$ . Výsledné tvrdosti vzoriek pred a po tepelnom spracovaní, sú zhrnuté v tab. 5 a tab. 6 [5].

Podľa rozdielu medzi priemernými hodnotami  $HV30_{poTS}$  a  $HV30_{bezTS}$  je zrejmé, že tvrdosť materiálu po tepelnom spracovaní narástla približne o 20 jednotiek tvrdosti, čo potvrdzuje aj rozdiel medzi hodnotami  $HBW_{poTS}$  a  $HBW_{bezTS}$ . Nárast tvrdosti bol smerodajný k ďalšiemu postupu experimentu, pretože na základe teoretických poznatkov, je možné predpokladať, že došlo k scitliveniu ocele [5].

#### 3.3 Vyhodnotenie mikroštruktúry

Na snímke (obr. 6) je možné pozorovať austenitickú oceľ 1.4845 pred tepelným spracovaním (v liatom stave). Tmavé útvary na snímke sa nedajú s istotou

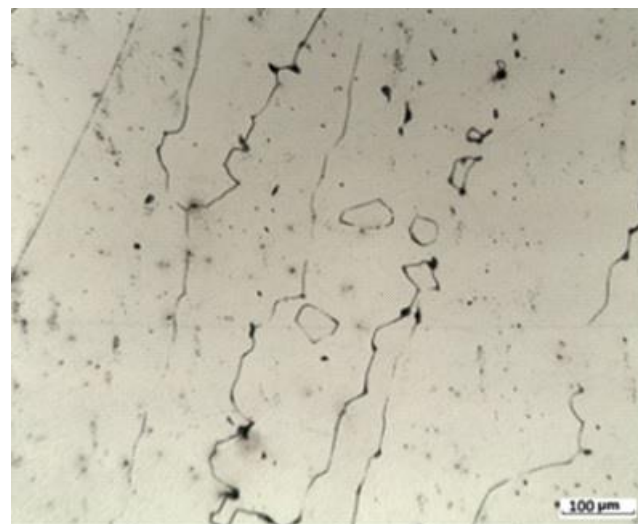
identifikovať, keďže nemáme ich chemické zloženie. S najväčšou pravdepodobnosťou ide o póry (útvary zo zanikajúcim okrajom) a karbidy  $Cr_{23}C_6$ . Je však možné na základe ich rovnomerného rozloženia konštatovať, že takéto rozmiestnenie karbidov v objeme materiálu je vyhovujúce pretože nevytvárajú spojité útvary, ktoré by kopírovali hranice

austenitických zŕn. Takáto nescitlivená štruktúra by mala byť veľmi dobre odolná voči korózii aj v korózne agresívnejších prostrediach [5].



Obr. 6. Oceľ 1.4845 pred TS [5]

Na základe nameraných tvrdostí, je možné očakávať prítomnosť väčšieho množstva karbidov vylúčených po hraniciach austenitických zŕn. Snímka (obr. 7) je dôkazom tvrdenia, že došlo k scitliveniu ocele 1.4845. Vplyvom výdrže (3h/500°C) a pomalého ochladzovania ocele, došlo k vylúčeniu karbidov  $Cr_{23}C_6$  po hraniciach austenitických zŕn. Tieto dlhé karbidy umožňujú šírenie korózie do hĺbky materiálu, hranice zŕn sa koróziou oslabia a stávajú sa miestom vedenia praskliny v prípade porušenia materiálu [5].



Obr. 7 Oceľ 1.4845 po TS [5]

### ZÁVER

Cieľom experimentu bolo dokázať, vplyv kritických teplôt na výslednú štruktúru a mechanické vlastnosti nestabilizovanej ocele 1.4845. Oceľ 1.4845 je vzhľadom k svojmu chemickému zloženiu značne finančne nákladná, preto sa po oceli takejto kvality požadujú čo najlepšie korózne ale aj mechanické vlastnosti.

Tab. 3. Chemické zloženie ocele 1.4845 (*Booster precision*) [5]

[hm.%]	C	Si	Mn	P	S	N	Cr	Ni	Nb	Ti
norma	Max. 0,10	Max. 1,50	Max. 2,00	Max. 0,015	Max. 0,015	Max. 0,11	24,0 ÷ 26,0	19,0 ÷ 22,0	-	-
1.	0,057	0,717	0,951	0,014	0,012	0,067	25,13	19,37	0,034	0,009
2.	0,058	0,715	0,945	0,014	0,011	0,063	25,04	19,42	0,034	0,009
priemer	0,058	0,716	0,948	0,014	0,012	0,065	25,08	19,40	0,034	0,009

Tab. 4. Chemické zloženie ocele 1.4845 (*Q4 TASMAN*) [5]

[hm.%]	C	Si	Mn	P	S	N	Cr	Ni	Nb	Ti
norma	Max. 0,10	Max. 1,50	Max. 2,00	Max. 0,015	Max. 0,015	Max. 0,11	24,0 ÷ 26,0	19,0 ÷ 22,0	-	-
1.	0,058	0,618	0,954	0,005	0,009	0,059	25,91	19,77	0,016	0,005
2.	0,051	0,595	0,928	0,005	0,007	0,060	25,92	19,97	0,018	0,006
3.	0,049	0,591	0,928	0,005	0,008	0,066	25,14	20,02	0,016	0,008
4.	0,049	0,592	0,971	0,005	0,007	0,062	25,26	20,04	0,019	0,006
priemer	0,052	0,59	0,945	0,005	0,008	0,062	25,06	19,95	0,017	0,006

Tab. 5. Výsledné tvrdosti tepelne nespracovanej vzorky [5]

Bez TS	Číslo merania					
Metóda merania	1.	2.	3.	4.	5.	priemer
HV30	127	128	134	139	138	133
HBW(2,5/187,5)	117	127	122	119	121	121

Tab. 6. Výsledné tvrdosti tepelne spracovanej vzorky [5]

Po TS	Číslo merania					
Metóda merania	1.	2.	3.	4.	5.	priemer
HV30	156	160	154	155	154	156
HBW(2,5/187,5)	137	140	150	135	143	141

V takom prípade by bola odolná voči scitliveniu aj pri kritických teplotách. V druhom prípade, ak by bol kladený dôraz na mechanické vlastnosti skúmanej ocele, bolo by podľa teoretických poznatkov, pravdepodobne lepším riešením stabilizácia ocele prísadami  $Cr \leq 0,3$  hm % a  $Nb \leq 0,6$  hm %, čo by malo za následok intersticiálne spevnenie materiálu, ale zároveň zachovanú odolnosť voči scitliveniu. Avšak, každá s týchto možností, by zvýšila finančnú ale aj metalurgickú náročnosť ocele [5].

### Pod'akovanie

Článok bol vytvorený v rámci projektu grantovej agentúry KEGA 022ŽU-4/2021. Autori ďakujú agentúre za podporu.

### LITERATÚRA

[1] BAHRAMI, A. - TAHERI, P. (2019): *A Study on the Failure of AISI 304 Stainless Steel Tubes in a Gas Heater Unit*. [Online]. [cit. 3. 4 2023.]. Dostupné na: <https://www.mdpi.com/2075-4701/9/9/969>.

[2] AK1324. (2018): *1.4845 je žáruvzdorná legovaná ušlechtilá ocel, ausenitická*. [Online]. [cit. 5.4. 2023]. Dostupné na: <https://www.ak1324.cz/jakost-1-4845>.

[3] SKOČOVSKÝ, P. a kol. (2015): *Náuka o materiáli*. Žilina: EDIS-vydavateľské centrum Žilinskej univerzity, 349 s. ISBN 978-80-554-1071-5.

[4] AGST (2022): *Edelstahl 1.4845 / AISI 310S*. [Online] 2022. [cit. 5.4. 2023]. Dostupné na: [https://www.agst-steel.de/Werkstoff/Werkstoff\\_Datenblatt\\_1.4845.pdf](https://www.agst-steel.de/Werkstoff/Werkstoff_Datenblatt_1.4845.pdf)

[5] KALIČIAK, S. (2023): *Vyvolanie scitlivenia na oceli odolnej korózií 1.4845*. [Diplomová práca]. Žilinská univerzita v Žiline, Strojnícka fakulta, Katedra technologického inžinierstva, 63 s.

---

# Ensuring employee well-being: a deep dive into ergonomic product testing

---

## Ján Zuzik, Ing.\*

Department of Industrial Engineering, Faculty of Mechanical Engineering,  
University of Žilina,  
Univerzitná 1, 010 26 Žilina.  
E-mail: jan.zuzik@fstroj.uniza.sk, Tel.: + 421 41 513 2748

## Luboslav Dulina, prof. Ing., PhD.

Department of Industrial Engineering, Faculty of Mechanical Engineering,  
University of Žilina,  
Univerzitná 1, 010 26 Žilina.  
E-mail: luboslav.dulina@fstroj.uniza.sk, Tel.: + 421 41 513 2709

## Vladimíra Biňasová, Ing., PhD., DiS.

Department of Industrial Engineering, Faculty of Mechanical Engineering,  
University of Žilina,  
Univerzitná 1, 010 26 Žilina.  
E-mail: vladimira.binasova@fstroj.uniza.sk, Tel.: + 421 41 513 2727

## Beáta Furmannová, Ing., PhD.

Department of industrial engineering, Faculty of Mechanical Engineering,  
University of Žilina,  
Univerzitná 1, 010 26 Žilina.  
E-mail: beata.furmannova@fstroj.uniza.sk, Tel.: + 421 41 513 2711

## Martin Gašo, Ing., PhD.

Department of industrial engineering, Faculty of Mechanical Engineering,  
University of Žilina,  
Univerzitná 1, 010 26 Žilina.  
E-mail: martin.gaso@fstroj.uniza.sk, Tel.: + 421 41 513 2137

**Abstract:** The research's objective is to examine the merits and drawbacks of an ergonomic chairless chair product in a manufacturing environment. The initial section presents the product and a particular project. The subsequent section demonstrates its application in the workplace. The final part is devoted to assessing the utility of chairless chairs in a production setting. There is a need for wider adoption of this product due to its capacity to enhance ergonomic conditions and reduce work-related ailments. Additionally, the article serves as an appraisal of the product's performance in a manufacturing context, scrutinizing both its pros and cons.

**Keywords:** industrial engineering, ergonomics, well-being, ergonomic product

---

## INTRODUCTION

One fundamental component of the work system involves the individual worker and their combined physical and mental capabilities. Ergonomics seeks to tailor the job to the individual, involving the optimization of all physical and psychological aspects of work [1-4, 15].

The primary objective of industrial ergonomics is to create a work environment intentionally designed to mitigate the chances of discomfort and pain. It primarily focuses on preventing *Musculoskeletal Disorders (MSD)* development [4, 6, 7].

In the field of ergonomics, there are two distinct approaches. The reactive approach pertains to situations where ergonomic risks and issues are typically not addressed until problems have already arisen among employees, such as discomfort, pain, and functional disorders. Unfortunately, this approach is prevalent in many industrial enterprises. While most companies do not apply ergonomics at all [5, 6, 8].

On the other hand, the proactive approach is characterized by the allocation of time and effort to ergonomic considerations during the initial phases

of workplace implementation. An illustrative case involves the requirement for employees to stand throughout their entire work shift. As a response, certain larger companies are striving to introduce measures aimed at enhancing workplace comfort and eliminating the occurrence of conditional diseases [9, 11, 12].

These measures include the utilization of exoskeletons, which play a significant role in alleviating the strain on employees' muscle groups that are subjected to high stress [13, 14, 16].

## 1 CASE STUDY

The purpose of the case study was a project with a primary objective of enhancing the working environment in the workplace. Additionally, the aim was to determine the product's impact on employee well-being. This will help mitigate the onset of various work-related illnesses.

The goal of the project was to verify an ergonomic product in the production process in a selected situation. The case study was carried out in an unnamed company in the production department.

## 2 PRODUCT SPECIFICATIONS

The tested product was an exoskeleton. It is specifically a chairless chair, which serves to reduce the load on the lower limbs during work. Testing will make it possible to reveal not only positives from the field of ergonomics but also negatives.

In Fig. 1 below, you can observe the product that is slated for experimentation in specific production departments.



Fig. 1. Representation of the product under evaluation [10]

Fig. 1 provides an image of the product being tested within the company's production domain. The illustration showcases the complete product framework, the supportive waist belt, seat attachment, the seating surface, and adaptable carbon components for accommodating various body sizes. The overall weight of the product amounts to 3 kilograms [10]

Fig. 2 provides a direct illustration of the product being tested on an individual in a production setting.

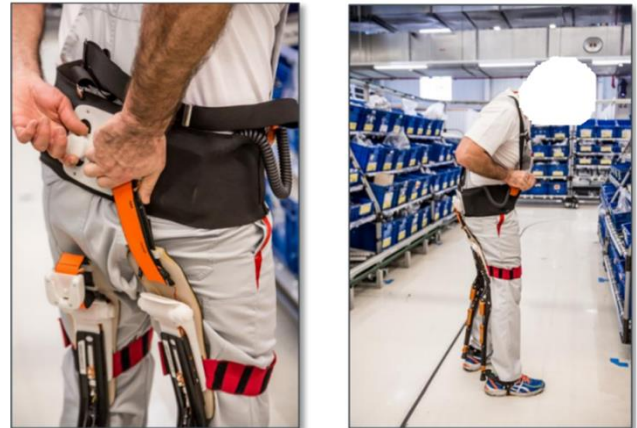


Fig. 2. The product in use by an employee during the production process [10]

Key specifications of chairless chairs [10]:

- the chairless chair allows employees to take a seat even during brief assembly breaks,
- two adjustable carbon elements facilitate the transfer of body weight to the ground,
- it enhances posture and diminishes strain on the legs,
- the need for standing throughout the work shift is minimized.

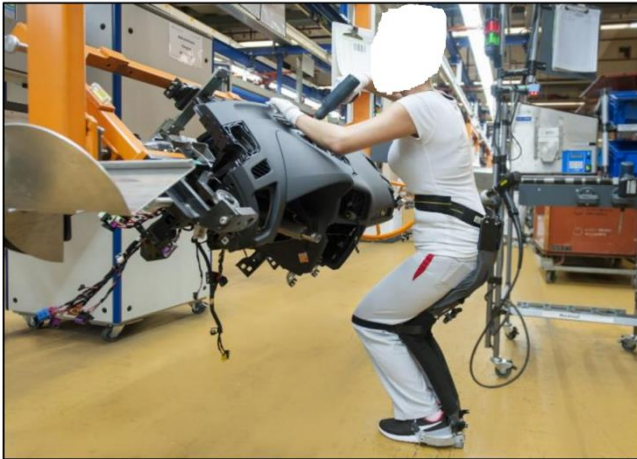
## 3 TESTING THE PRODUCT ACROSS VARIOUS JOB POSITIONS

In this section, you can observe the evaluation of the chairless chair in various work postures. The evaluation encompassed five departments with the participation of 25 employees and extended over 7 days, spanning both morning and night shifts.

### 3.1 Cockpit pre-assembly

Part of this workplace is that the employee performs assembly and pre-assembly work activities. It is specifically about the pre-assembly of the cockpit. The employee ensures the performance of two pre-assembly activities. The first activity is related to the pre-assembly of the switch on the steering column. The employee installs the switch on the steering column in a combination of walking, sitting, and standing. The second activity is related to the assembly of the instrument panel. A standing worker installs an instrument panel on the cockpit. In Fig. 3, you can observe an employee working in this

particular position while utilizing the chairless chair. The illustration demonstrates the substantial assistance the chairless chair provides to the employee in their tasks within the production process.



**Fig. 3. The utilization of a chairless chair by an employee in the course of the assembly and pre-assembly processes [10]**

Tab. 1 displays the assessment of the execution of the conducted test.

**Tab. 1. A summary of the implementation of execution during the test**

The implementation of the test:
<ul style="list-style-type: none"> <li>It was implemented on 4 employees.</li> <li>It was tested for 4 hours.</li> </ul>

Tab. 1 provides a summary of the outcomes from the testing of the cockpit pre-assembly.

The examination was specifically conducted as follows:

- on four department employees,
- for four hours.

**Tab. 1. Evaluation of the advantages and enhancements of the test**

Advantages/Enhancements:
<ul style="list-style-type: none"> <li>There is no need to manipulate the chair.</li> <li>Better posture.</li> <li>Relief through a combination of sitting and standing.</li> <li>Reduction of operation time.</li> </ul>

From Tab. 2 it is possible to see a summary of the advantages and enhancements of the testing.

The benefits of the performed test are:

- no requirement for manual chair adjustments,
- improved body posture,
- alleviation achieved through a combination of sitting and standing,
- reduced operation time.

## 4 ASSESSMENT OF THE TEST RESULT

In this section, you can find an assessment of the pros and cons associated with the utilization of a chairless chair in the production process.

The evaluation of pros and cons can be seen in the following Tab. 3 and Tab. 4.

In the following Tab. 3, it is possible to see the overall pros of a feasible solution.

**Tab. 3. The pros of a feasible solution**

Pros:
The function of the seating: <ul style="list-style-type: none"> <li>Knee relief.</li> <li>Provides a comfortable feeling.</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>Introducing this device will guarantee the highest employee satisfaction.</li> <li>Enhanced comfort during work.</li> <li>Efficient for bending down.</li> <li>A fantastic concept when optimized.</li> </ul>

Tab. 3 highlights the benefits derived from the test results. One of the significant advantages of utilizing a chairless chair is its capacity to offer knee relief and work comfort and enable maximum flexibility in bending.

In the following Tab. 4, it is possible to see the overall cons of a feasible solution.

**Tab. 4. The cons of a feasible solution**

Cons:
Comfort: <ul style="list-style-type: none"> <li>Excessive weight.</li> <li>Discomfort during walking.</li> <li>Risk of tipping backward.</li> <li>Issues with dressing and undressing.</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>The existing chairless chair's comfort level makes it impractical for widespread long-term use.</li> <li>It necessitates a certain level of physical fitness.</li> <li>Belt: slipping, excessive warmth, heaviness.</li> <li>Equipment hygiene concerns.</li> </ul>

Tab. 4 points out the drawbacks evident in the test outcomes. One notable shortcoming includes the device's weight, its challenging usability during walking, and concerns regarding internal hygiene.

## CONCLUSIONS

The primary objective of the article was to assess the applicability of an ergonomic product within the workforce. The chairless chair, categorized under exoskeletons, offers a solution aimed at enhancing

workplace comfort and safeguarding employee health. Specifically, it is designed to alleviate the strain on employees' vulnerable muscle groups. This evaluation is of significant value to the field of ergonomics as it not only validates the merits of such solutions but also uncovers hitherto unnoticed drawbacks. Thus, the essence of the article lies in showcasing the product's use in the production process, shedding light on its advantages, as well as its limitations.

### Acknowledgments

This work was supported by project VEGA under the contract No. VEGA 1/0248/21 and project KEGA under the contract No. 032ŽU-4/2021.

### REFERENCES

- [1] ANTONIUK, I. - SVITEK, R. - KRAJČOVIČ, M. - FURMANOVA, B. (2021): *Methodology of design and optimization of internal logistics in the concept of Industry 4.0*. In: Transportation Research Procedia, 55, 503-509.
- [2] BURGANOVÁ, N. - GRZNÁR, P. - MOZOL, Š. (2020): *Design of logistics system in production*. In: Technologie, procesy i systémy produkcyjne. Bielsko-Biala: Wydawnictwo naukowe Akademii techniczno-humanistycznej w Bielsku-Białej, ISBN 978-83-66249-56-1, p. 11-18 2020.
- [3] VAVRÍK, V. - FUSKO, M. - BUČKOVÁ, M. - GAŠO, M. - FURMANNOVÁ, M. - ŠTAFFENOVÁ, M. (2022): *Designing of machine backups in reconfigurable manufacturing systems*. In: Applied Sciences, 12(5), p. 1-27, ISSN 2076-3417.
- [4] FILIPOVÁ, I. - DULINA, Ľ. - BIGOŠOVÁ, E. - PLINTA, D. (2021): *Modern Possibilities of Patient Transport Aids*. In: 14th International scientific conference on sustainable, modern, and safe transport (Transcom). Virtual conference 26 May - 28 May, Slovakia. Transportation Research Procedia, 55, pp. 510-517.
- [5] BUČKOVÁ, M. - GAŠO, M. - PEKARČÍKOVÁ, M. (2020): *Reverse logistic*. In: InvEnt: Industrial engineering – Invention for enterprise: proceedings. Bielsko-Biala: Wydawnictwo Akademii Techniczno-Humanistycznej, pp. 36-39, ISBN 978-83-66249-48-6.
- [6] SLAMKOVÁ, E. - DULINA, Ľ. - TABAKOVÁ, M. (2010): *Ergonómia v priemysle*. Žilina: GEORG knihárstvo, 262 s, ISBN 978-80-89401-09-3.
- [7] DULINA, Ľ. (2023): *Uplatnenie ergonómie vo výrobných a logistických systémoch*. Žilinská univerzita v Žiline: EDIS, 106 s. ISBN 978-80-554-1960-2.
- [8] KRAJČOVIČ, M. - PLINTA, D. (2012): *Comprehensive approach to the inventory control system improvement*, W: Management and Production Engineering Review, Vol. 3, No. 3, p. 34-44, ISSN 2080-8208.
- [9] PLINTA, D. - WIECEK, D. - MIELCAREK, D. (2011): *Analysis of working conditions on the example of assembly workplaces*, W: MOPP: 13. ročník mezinárodního semináře: Modelování a optimalizace podnikových procesů, Česka republika, Plzno 24-25.11.201, s. 1-7, ISBN 978-80-261-0060-7.
- [10] Interné materiály spoločnosti (2023).
- [11] TREBUŇA, P. - PEKARČÍKOVÁ, M. - KLIMENT, M. - TROJAN, J. (2019): *Metódy a systémy riadenia výroby v priemyselnom inžinierstve*. Košice: Technická Univerzita v Košiciach, 210 s. ISBN 978-80-553-3280-2.
- [12] FURDYGIEL, P. - PLINTA, D. (2020): *Production process improvement system*. Wydawnictwo Naukowe Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Białej. Bielsko-Biala.
- [13] GREGOR, T. - MAJOR, M. - GREGOR, M. (2016): *Štíhly podnik - princípy, stavebné kamene a zásady implementácie*. In: Časopis ProIN 5 - 6, str. 25-29, ISSN 1339-2271.
- [14] GRZNÁR, P. et al. (2019): *An optimization methodology for sustainable development of production lines*. In: Zarządzanie Przedsiębiorstwem. Vol. 22, No. 4, pp. 2-6.
- [15] BARBUŠOVÁ M. - BIGOŠOVÁ E. - ČECHOVÁ I. (2018): *Systém merania produktivity v podniku*. In: Projekt interdyscyplinarny projektem XXI wieku. Monografia. Bielsko-Biala. Wydawnictwo Akademii Techniczno-Humanistycznej, ISBN 978-83-65182-92-0.
- [16] HORVÁTHOVÁ, B. - GAŠO, M. (2017): *New technologies for ergonomic workplace evaluation*. Bielsko Biala: Wydawnictwo Akademii Techniczno-Humanistycznej, pp. 419-424, ISBN 978-83-65192-80-7.



---

# Posúdenie stability lesného kolesového traktora vybaveného hydraulickou rukou

---

## Ján Dižo, doc. Ing., PhD.\*

Katedra dopravnej a manipulačnej techniky, Strojnícka fakulta,  
Žilinská univerzita v Žiline,  
Univerzitná 8215/1, 010 26 Žilina.  
E-mail: jan.dizo@fstroj.uniza.sk, Tel.: + 421 41 513 2560

## Miroslav Blatnický, doc. Ing., PhD.

Katedra dopravnej a manipulačnej techniky, Strojnícka fakulta,  
Žilinská univerzita v Žiline,  
Univerzitná 8215/1, 010 26 Žilina.  
E-mail: miroslav.blatnický@fstroj.uniza.sk, Tel.: + 421 41 513 2560

## Vadym Ishchuk, Ing.

Katedra dopravnej a manipulačnej techniky, Strojnícka fakulta,  
Žilinská univerzita v Žiline,  
Univerzitná 8215/1, 010 26 Žilina.  
E-mail: vadym.ishchuk@fstroj.uniza.sk, Tel.: + 421 41 513 2560

## Alyona Lovska, prof. Ing., Dr.Sc. Tech.

Katedra dopravnej a manipulačnej techniky, Strojnícka fakulta,  
Žilinská univerzita v Žiline,  
Univerzitná 8215/1, 010 26 Žilina.  
E-mail: alona-lovska@fstroj.uniza.sk, Tel.: + 421 41 513 2560

## Filip Fidrik, Ing.

LKT s.r.o.,  
Oravická 1965/62, 028 01 Trstená.  
E-mail: fidrik@lkt

## Stability assessment of a wheeled forest tractor equipped with a hydraulic arm

**Abstract:** Wheeled forest tractors are inseparable part of a forest economy. Wheeled forest tractors serve for logging of logs in forests. Current wheeled forest tractors are usually equipped with hydraulic arms, which allow to expand the utility of such tractors. A tractor with a hydraulic arm can handle with wood logs without a need additional forest machine, which helps to reduce costs. On the other hand, it is necessary to analyse tractors abilities, which has such an additional equipment. This article is focused on assessment of stability of a wheeled forest tractor, which is equipped by such a hydraulic arm. As the hydraulic arm changes the centre of gravity of an entire tractor, mainly with the load, safe operation of the tractor needs to know limit conditions of stability under the maximal load and in the given slope inclination.

**Keywords:** stability, safety, wheeled forest tractor, hydraulic arm.

---

## ÚVOD

Technologický pokrok v oblasti techniky a strojárstva spôsobil výrazný nárast používania špeciálnych lesných traktorov (resp. vyvážačiek) na ťažbu dreva a dvorenie. V súčasnosti je dvorenie pomocou ťažobných traktorov najrozšírenejším spôsobom ťažby dreva v lesoch nielen v Európe, ale aj na celom svete. Technológie použité v týchto špeciálnych kolesových lesných traktoroch umožňujú ich použitie

v každom type terénu, ako aj v rôznych sklonoch svahov. Súčasnú potrebu zákazníkov si vyžadujú navrhnúť nový a kompaktnější model traktora, ktorý by bol schopný konkurovať iným produktom na európskom trhu.

Cieľom predkladaného článku je analýza stability traktora, ktorý bude slúžiť na ťažbu dreva v lese a ktorý je vybavený hydraulickou rukou. Analyzovaný traktor predstavuje najmenší model výrobcu traktorov

(obr. 1) a zároveň predstavuje drevorubačský traktor, ktorý patrí k najmenším traktorom v tomto odvetví na európskom trhu. Prezentované riešenie vzniklo z dôvodu potreby montáže hydraulického ruky na daný traktor ako neštandardnej výbavy.



Obr. 1. 3D model lesného kolesového traktora

Ťažbu dreva možno definovať ako preloženie guľatiny z miesta ťažby na miesto spracovania dreva alebo prepravy dreva. Pozemné pristavovanie sa najčastejšie používa pri svahoch do 40 %, ale niektoré lesné traktory sú schopné pracovať na svahoch až do 50 %.

## 1 VOĽBA HYDRAULICKEJ RUKY PRE TRAKTOR

Veľmi dôležitými konštrukčnými celkami riešeného traktora sú navijak a hydraulická ruka s drapákom. Hlavnou úlohou navijaka (obr. 2) je pristavovanie kmeňov z ťažko dostupných miest bližšie k traktoru. Dvojbubnový navijak voliteľne ovládaný pomocou diaľkového ovládača je namontovaný na zadnej časti rámu traktora a je súčasťou základného balenia traktora. Keď sú polená dostatočne blízko k traktoru, obsluha môže manipulovať s polenami pomocou hydraulického ruky (obr. 2). Táto hydraulická ruka bude namontovaná na podstavci, ktorý je umiestnený nad navijakom, pričom nesmie byť obmedzený pracovný priestor navijaka ako aj hydraulického ruky. Práve tento komponent je cieľom riešenej úlohy.

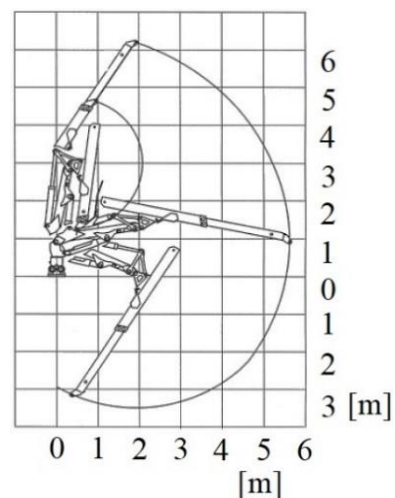
Hydraulické ramená lesných traktorov sú väčšinou umiestnené v zadnej časti rámu traktora. Takáto koncepcia umožňuje využiteľnosť traktorov najmä v ťažko dostupnom teréne a za zlých poveternostných podmienok. Vyriešený lesný traktor je určený na použitie pri prebierke a predčasnej ťažbe dreva a na jednoduchšie vysádzanie vyvrátených stromov a iných drevných drevín.

Hydraulická ruka je na traktore umiestnená pomocou prispôbeného podstavca, ktorý je umiestnený nad navijakom. Hydraulická ruka je na podstavci upevnená desiatimi skrutkami s valcovou hlavou a s vnútorným šesťhranom. Keďže hydraulická ruka je

neštandardnou výbavou traktora, je potrebné navrhnuť takú podstavcovú konštrukciu, ktorú je možné jednoducho a časovo nenáročne namontovať a demontovať.



Obr. 2. Zvolená hydraulická ruka pre kolesový traktor



Obr. 3. Pracovný rozsah zvolenej hydraulického ruky

Koncepcie ide o štvorkolesový kĺbový traktor s pohonom všetkých kolies. Riadiaci systém traktora obsahuje dva hydromotory a vertikálne čapy. Takýto systém zaisťuje veľmi dobrú manérovosť a schopnosť pracovať v ťažkých stúpaniach svahov. Traktor je poháňaný štvorvalcovým štvortaktným dieslovým motorom, ktorý je chladený kvapalinou a prepĺňaný turbodúchadlom. Motor spĺňa všetky platné limity z hľadiska emisných predpisov výfukových plynov pre zabezpečenie ekologickej prevádzky.

Výber hydraulického ruky vychádza z dvoch pojmov. Na jednej strane bolo vykonané kritériálne hodnotenie rôznych dostupných produktov a na druhej strane boli zohľadnené požiadavky výrobcu traktora. Obrázok 3 zobrazuje pracovný rozsah zvolenej hydraulického ruky.

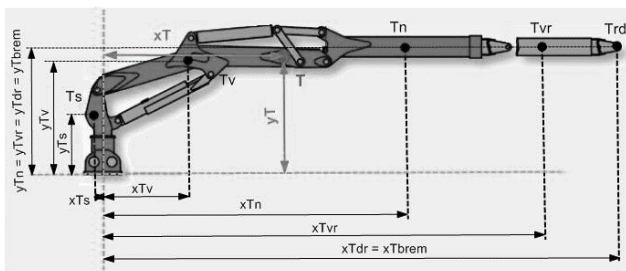
## 2 POSÚDENIE STABILITY TRAKTORA

Práce v neprístupných terénoch, v ktorých pracujú traktory, sú často ovplyvnené nebezpečnými situáciami pri premiestňovaní týchto strojov. Stabilita

stroja je limitujúcim ukazovateľom, ktorý obmedzuje použitie pracovného stroja v nebezpečných terénoch.

## 2.1 Výpočet ťažiska

Pre výpočet ťažiska hydraulického ramena, ktorá je vybavená drapákom a rotátorom bez záťaže, je potrebné poznať  $x$ -ové a  $y$ -ové súradnice ťažísk všetkých komponentov, z ktorých sa hydromanipulátor skladá. Na obr. 4 sú znázornené súradnice týchto komponentov. Modrou farbou je znázornená poloha ťažiska hydraulického ramena s jej súradnicami voči súradnicovému systému, ktorý je znázornený žltou osou  $x$  a  $y$ . Všetky hodnoty týchto súradníc sú uvedené v tab. 1.



Obr. 4. Súradnice pre jednotlivé komponenty zvolenej hydraulického ramena

Tab. 1. Súradnice jednotlivých komponentov zvolenej hydraulického ramena – číselné hodnoty

Ťažisko	súradnica $x$	Hodnota [mm]	súradnica $y$	Hodnota [mm]
$T_s$	$x_{Tv}$	30,5	$y_{Tv}$	460
$T_v$	$x_{Tv}$	1190	$y_{Tv}$	1161,5
$T_n$	$x_{Tn}$	3430	$y_{Tn}$	1400
$T_{vr}$	$x_{Tvr}$	5020	$útvár$	1400
$T_{dr}$	$x_{Tdr}$	5620	$y_{Tdr}$	1400

Pre výpočet súradnice ťažiska  $x_T$  v smere  $x$  hydraulického ramena je potrebné dosadiť hodnoty do vzorca (11):

$$x_T = \frac{x_{Ts} \cdot m_s + x_{Tv} \cdot m_v + x_{Tn} \cdot m_n}{m_r} + \frac{x_{Tvr} \cdot m_{vr} + x_{Tdr} \cdot m_{dr}}{m_r} \quad (1)$$

kde  $x_{Ti}$  [mm] sú súradnice ťažísk jednotlivých komponentov v smere  $x$ ,

$m_i$  [kg] sú hmotnosti jednotlivých komponentov,

$x_T$  [mm] je hodnota súradnice ťažiska hydraulického ramena v smere  $x$ .

Pre výpočet súradnice ťažiska  $y_T$  v smere  $y$  hydraulického ramena je potrebné dosadiť hodnoty do vzorca (12):

$$y_T = \frac{y_{Ts} \cdot m_s + y_{Tv} \cdot m_v + y_{Tn} \cdot m_n}{m_r} + \frac{y_{Tvr} \cdot m_{vr} + y_{Tdr} \cdot m_{dr}}{m_r} \quad (2)$$

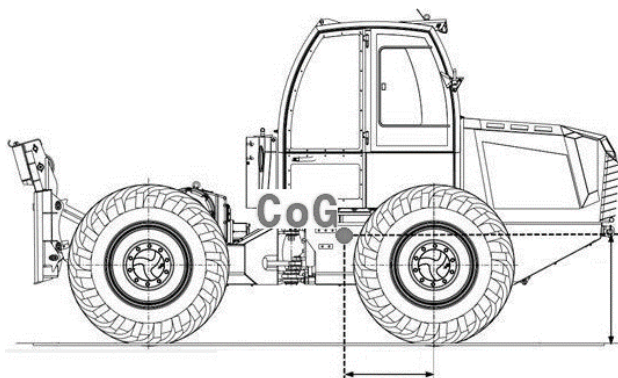
kde  $y_{Ti}$  [mm] sú súradnice ťažísk v smere  $y$  jednotlivých komponentov,

$m_i$  [kg] sú hmotnosti jednotlivých komponentov,

$y_T$  [mm] je hodnota súradnice ťažiska hydraulického ramena v smere  $y$ .

## 2.2 Výpočet stability

Výpočet stability traktora závisí od vzájomnej polohy sklonu svahu a traktora. Tieto polohy sú v nasledujúcich kapitolách analyzované aj s podrobnými výpočtami maximálnych uhlov sklonu. Pre výpočet jednotlivých polôh stability je potrebné poznať polohu ťažiska hydraulického ramena, polohu ťažiska bremena, ktoré sa nachádza na konci vystretého ramena, polohu ťažiska hydraulického ramena, ťažiska navrhnutého podstavca a polohy ťažiska traktora (obr. 5). Pri riešení jednotlivých polôh stability je potrebné poznať jednotlivé zaťaženia uvedené v tab. 2.



Obr. 5. Poloha ťažiska traktora

Tab. 2. Hodnoty zaťaženia pre analýzu stability

	Hmotnosť [kg]	Zaťaženie [N]
<b>Traktor</b>	$m_T = 5500$	$G_T = 53955$
<b>Hydraulické rameno</b>	$m_R = 940$	$G_R = 9221$
<b>Základ. platňa</b>	$m_P = 330$	$G_P = 3238$
<b>Bremeno</b>	$m_B = 850$	$G_B = 8340$
<b>Celkovo</b>	$m_{tot} = 7620$	$G_{tot} = 15110$

Pri riešení stability je potrebné vedieť, že používanie hydraulického ramena počas jazdy traktora je prísne zakázané. Manipulácia s hydraulickým manipulátorom je povolená len pri stojacom traktore. Pri riešení jednotlivých stabilitných polôh sa uvažuje, že traktor nie je ohnutý, t. j. traktor je v rovnej polohe.

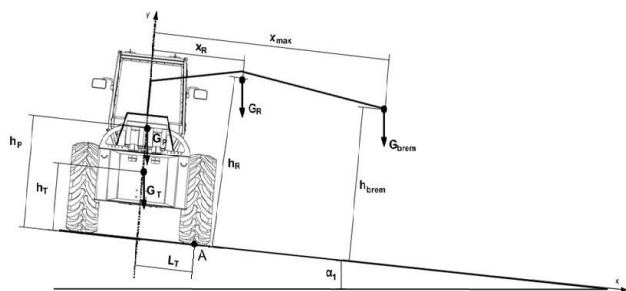
### 2.3 Poloha traktora rovnobežná s obrysom a poloha hydraulickej ruky dole svahom

Táto poloha (pozícia č. 1) nastáva pri práci v lese, kedy je traktor umiestnený priečne na svahu svahu a hydraulická ruka smeruje dolu svahom, s maximálnym možným zaťažením daným výrobcom. Táto situácia je znázornená na obr. 6.

Riešenie stability sa vykonáva cez momentovú rovnicu do bodu A, pričom sa skúma maximálny uhol  $\alpha_1$ , ktorý udáva medzný stav, kedy sa traktor s naloženou hydraulickou rukou neprevráti. Pre riešenie je potrebné poznať vzdialenosti ťažísk od podložky a osi traktora, ktoré sú vypočítané v tab. 3. Hoci je používanie hydromanipulátora počas jazdy zakázané, pri prípadnom rozbehu dochádza k zrýchleniu  $a_{max} = 1,25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ , čo spôsobuje dynamický efekt. V tejto polohe však toto zrýchlenie neovplyvňuje dosiahnuté výsledky.

Tab. 3. Hodnoty vzdialeností ťažiska od povrchu a nápravy traktora

Parameter	Hodnota [m]
$x_{max}$	5,620
$x_R$	2,652
$L_T$	1,250
$h_T$	1,050
$h_P$	1,340
$h_R$	2,490
$h_B$	2,270



Obr. 6. Stabilita - pozícia č. 1

$$-G_T \cdot \cos \alpha_1 \cdot L_T + G_T \cdot \sin \alpha_1 \cdot h_T - G_P \cdot \cos \alpha_1 \cdot L_T + G_T \cdot \sin \alpha_1 \cdot h_P + G_R \cdot \cos \alpha_1 \cdot (x_R - L_T) + G_R \cdot \sin \alpha_1 \cdot h_R + G_B \cdot \cos \alpha_1 \cdot (x_{max} - L_T) + G_B \cdot \sin \alpha_1 \cdot h_B = 0 \quad (3)$$

$$\cos \alpha_1 \cdot [-G_T \cdot L_T - G_P \cdot L_T + G_R \cdot (x_R - L_T) + G_B \cdot (x_{max} - L_T)] + \sin \alpha_1 \cdot [G_T \cdot h_T + G_P \cdot h_P + G_R \cdot h_R + G_B \cdot h_B] = 0 \quad (4)$$

Po zadání daných hodnôt platí:

$$-22131 \cdot \cos \alpha_1 + 102887 \cdot \sin \alpha_1 = 0$$

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{22131}{102887} \Rightarrow \alpha_1 = 12.15^\circ \quad (5)$$

kde  $\alpha_1$  [°] je medzný uhol,

$G_x$  [N] sú jednotlivé zaťaženia,

$h_x$  [m] sú kolmé vzdialenosti ťažísk od základne,

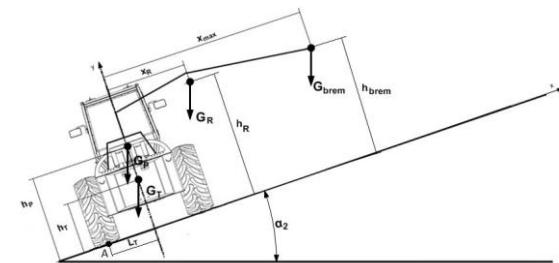
$L_T$  [m] je polovica dĺžky šírky traktora.

Výsledný medzný uhol dosiahol hodnotu  $\alpha_1 = 12,15^\circ$ , pri práci traktora vo väčšom sklone môže dôjsť k prevráteniu traktora.

### 2.4 Poloha traktora rovnobežná s obrysom a poloha hydraulickej ruky na svahu do svahu

Táto poloha (pozícia č. 2) nastáva pri práci v lese, kedy je traktor umiestnený priečne na svahu a hydraulická ruka smeruje do svahu, s maximálnym možným zaťažením daným výrobcom. Táto situácia je znázornená na obr.

Riešenie stability sa vykonáva cez momentovú rovnicu do bodu A, pričom sa skúma maximálny uhol  $\alpha_2$ , ktorý udáva medzný stav, kedy sa traktor s naloženou hydraulickou rukou neprevráti. Používanie samotného hydromanipulátora je počas jazdy zakázané, pri prípadnom rozbehu však dochádza k zrýchleniu  $a_{max} = 1,25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ , čo spôsobuje dynamický efekt. Toto zrýchlenie nemá vplyv na výpočet stability v polohe č. 2.



Obr. 7. Stabilita - pozícia č. 2

$$G_T \cdot \cos \alpha_2 \cdot L_T - G_T \cdot \sin \alpha_2 \cdot h_T + G_P \cdot \cos \alpha_2 \cdot L_T - G_P \cdot \sin \alpha_2 \cdot h_P + G_R \cdot \cos \alpha_2 \cdot (x_R + L_T) + G_R \cdot \sin \alpha_2 \cdot h_R + G_B \cdot \cos \alpha_2 \cdot (x_{max} + L_T) - G_B \cdot \sin \alpha_2 \cdot h_B = 0 \quad (6)$$

$$\cos \alpha_2 \cdot [G_T \cdot L_T + G_P \cdot L_T + G_R \cdot (x_R + L_T) + G_B \cdot (x_{max} + L_T)] + \sin \alpha_2 \cdot [-G_T \cdot h_T - G_P \cdot h_P - G_R \cdot h_R - G_B \cdot h_B] = 0 \quad (7)$$

Po zadání daných hodnôt platí:

$$136850 \cdot \cos \alpha_2 - 102887 \cdot \sin \alpha_2 = 0$$

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{136850}{102887} \Rightarrow \alpha_2 = 53.11^\circ \quad (8)$$

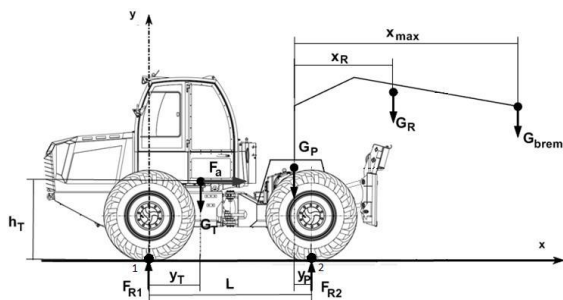
kde  $\alpha_2$  [°] je medzný uhol.

Výsledný medzný uhol dosiahol hodnotu  $\alpha_2 = 53,11^\circ$ , pri práci traktora vo väčšom sklone môže dôjsť k prevráteniu traktora.

## 2.5 Výpočet nápravových zaťažení

Pri riešení zaťaženia jednotlivých náprav traktora je stroj umiestnený na rovine, pričom hydraulická ruka je maximálne vysunutá a s maximálnym možným zaťažením. Vertikálne sily pôsobiace na jednotlivé nápravy nesmú presiahnuť maximálne prípustné statické zaťaženie nápravy určené výrobcom. Pre nápravy používané na traktore platí toto:

- maximálne statické zaťaženie prednej nápravy  $F_{PN} = 125 \text{ kN}$ ,
- maximálne statické zaťaženie zadnej nápravy  $F_{ZN} = 125 \text{ kN}$ .



Obr. 8. Zaťaženia jednotlivých náprav traktora na rovine

Reakcia  $F_{R1}$  pôsobí na prednú nápravu a reakcia  $F_{R2}$  na zadnú nápravu. Tento stav je znázornený na obr. 8. Používanie hydromanipulátora je počas jazdy zakázané, pri prípadnom rozbehu však môže dôjsť k zrýchleniu  $a_{max} = 1,25 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ , čo spôsobí dynamický efekt. Toto zrýchlenie spôsobuje zotrvačnú silu  $F_a$ , ktorá je znázornená na obr. 8 sivou farbou a je orientovaná v opačnom smere ako pôsobiace zrýchlenie.

Zaťaženie zadnej nápravy dané reakciou  $F_{R2}$  je dané momentovou rovnicou k bodu 1:

$$G_T \cdot y_T + G_P \cdot (L - y_P) - F_{R2} \cdot L_T + G_R \cdot (L + x_R - y_P) + G_B \cdot (x_{max} + L_T - y_P) + m_{total} \cdot a_{max} \cdot h_T = 0 \quad (9)$$

$$F_{R2} = \frac{G_T \cdot y_T + G_P \cdot (L - y_P)}{L} + \frac{G_R \cdot (L + x_R - y_P) + G_B \cdot (L + x_{max} - y_P)}{L} + \frac{m_{total} \cdot a_{max} \cdot h_T}{L} \quad (10)$$

Po zadani daných hodnôt platí:

$$F_{R2} = \frac{181225}{2.5} \doteq 72490 \text{ N} \quad (11)$$

Zaťaženie prednej nápravy dané reakciou  $F_{R1}$  je dané momentovou rovnicou k bodu 2:

$$-G_T \cdot (L - y_T) + F_{R1} \cdot L - G_P \cdot y_P + G_R \cdot (-y_T + x_R) + G_B \cdot (x_{max} - y_P) + m_{total} \cdot a_{max} \cdot h_T = 0, \quad (12)$$

$$F_{R1} = \frac{G_T \cdot (L - y_T) + G_P \cdot y_P - G_R \cdot (x_R - y_P)}{L} + \frac{-G_B \cdot (x_{max} - y_P) + m_{total} \cdot a_{max} \cdot h_T}{L} \quad (13)$$

Po zadani daných hodnôt dostaneme:

$$F_{R1} = \frac{25660}{2.5} \doteq 10264 \text{ N} \quad (14)$$

Hodnota vertikálnej sily na prednej náprave je  $F_{R1} = 102648 \text{ N}$ , čo spĺňa podmienku stanovenú výrobcom ( $F_{PN} = 125 \text{ kN}$ ). Hodnota zvislej sily na zadnú nápravu je  $F_{R2} = 72490 \text{ N}$ , čo zároveň spĺňa podmienku stanovenú výrobcom ( $F_{ZN} = 125 \text{ kN}$ ).

## ZÁVER

Cieľom tohto príspevku bolo analyzovať podmienky stability lesného traktora. Analýzy vychádzajú z určenia polohy ťažiska. Následne boli analyzované dve polohy traktora na svahu. Výpočty ukázali, že traktor má lepšiu stabilitu pre polohu č. 2. Táto skutočnosť je daná tým, že v polohe č. 1 dochádza k väčšiemu momentu prepravovaných kmeňov dreva, ktoré prevrátia traktor. V polohe č. 2 vedú drevené polená k momentu stability. Nakoniec sa vypočítalo zaťaženie oboch náprav. Analýza ukázala, že zadná náprava je viac zaťažená ako predná. Je to spôsobené tým, že drevná guľatina sa prepravuje v zadnej časti traktora. Preto je zaťaženie zadnej nápravy väčšie.

## Pod'akovanie

Tento príspevok vznikol vďaka podpore projektu KEGA 031ŽU-4/2023: „Rozvoj kľúčových kompetencií absolventa študijného programu Vozidlá a motory.“

## LITERATÚRA

- [1] FIDRIK, F. (2019): *Návrh podstavca pre uchytienie hydraulického manipulátora na zadnom ráme základného lesného stroja LKT 60*. Diplomová práca, ev. č. 28230920182005, Žilinská univerzita v Žiline.
- [2] KAŠPÁREK, J. - ŠKOPÁN, M. - SEDLÁČEK, M. (2018): *Proceedings of the 22nd International Scientific on Conference "Transport Means"*, Trsalis-Trakai, Lithuania, pp. 537-541.
- [3] KAŠPÁREK, J. - ŠKOPÁN, M. - JONÁK, M. - POKORNÝ, P. (2016): *Proceedings of the 20th International Scientific on Conference "Transport Means"*, Juodkrante, Lithuania, pp. 751-755.

# Koncepcia a konštrukčný návrh hlavných pohonných uzlov pri výmene dieselového pohonu za elektrický s vodíkovými palivovými článkami pre DMJ r. 861

Ján Krško, Ing.\*

ŽOS Vrútky a.s.

Dielenská Kružná 2, 038 61 Vrútky.

E-mail: cesnekdu@zos-vrutky.sk, Tel.: + 421 434205310

## Concept and structural design of the main drive units when replacing a diesel drivetrain by an electric one with hydrogen fuel cells for DMU r. 861

**Abstract:** The subject of the paper is an assessment of the possible replacement of the original diesel hydrodynamic drive of the 861 series units with hydrogen fuel cell propulsion, a description of the original traction chain, the design of the new components including their spatial arrangement, mass balance and a summary of the advantages, disadvantages of the conversion, including an evaluation of the problematic nodes and solutions.

**Keywords:** fuel cell propulsion, DMU 861, hydrogen.

### ÚVOD

Keď na medzinárodnom železničnom veľtrhu *Innotrans 2016* v Berlíne predstavila firma *Alstom* jednotku *Coradia iLint*, išlo o prvé železničné vozidlo poháňané vodíkovými palivovými článkami. Následne v roku 2017 nasledovali skúšobné jazdy, ktoré boli v roku 2018 zavŕšené schválením jednotky nemeckým železničným úradom *ERA* pre osobnú dopravu.

Základom pre prestavbu bola zvolená dvojdielna jednotka *Coradia iLint 54*, kde pôvodný pohon s tromi dieselovými motormi s výkonom 390 kW a mechanickými prevodovkami bol nahradený zmenou celej trakčnej výstroje na použitie vodíkových palivových článkov a pohonom trakčným elektromotorom.

Podobný koncept úpravy jednotiek bol zvolený aj pri modernizácii jednotiek r. 861 *Železničnej spoločnosti Slovensko a.s.* ktorý je popísaný v tomto príspevku.

Výhody využitia vodíkových palivových článkov v železničnej doprave:

- riešenie s nulovými emisiami v prípade používania zeleného vodíka,
- používanie elektrického prenosu výkonu pre pohon,
- zníženie hlučnosti jednotky,
- vysokovýkonné uzly a faktory zaťaženia trakčných komponentov,

- pokrytie dlhých vzdialeností,
- rýchle dotankovanie,
- hustota energie palivového článku,
- trvanlivosť a životnosť (v závislosti na kontrolnej stratégii, veľkosti batérie a pracovnom cykle).

Nevýhody využitia vodíkových palivových článkov v železničnej doprave:

- prístup k čerpacím staniciam  $H_2$ ,
- logistika tankovania  $H_2$ ,
- vyššie náklady na zelený vodík,
- vyššie náklady na palivové články,
- životnosť a účinnosť palivových článkov (v závislosti na kontrolnej stratégii, veľkosti batérie a pracovnom cykle, aj keď pri použití nových článkov sa postupne životnosť predlžuje a účinnosť zlepšuje),
- vodíkové železničné projekty zvyčajne zahŕňajú celý vodíkový ekosystém, čo zvyšuje zložitosť a náklady,
- navýšenie hmotnosti vozidiel dodaním nových trakčných komponentov.

### 1 PÔVODNÁ JEDNOTKA r. 861

Nízkopodlažná motorová jednotka ZSSK r. 861 sa skladá z troch častí, a to z dvoch hnacích vozňov a jedného vloženého hnaného vozňa. Je určená pre

samostatnú prevádzku, alebo pre prevádzku vo viacnásobnom riadení v súprave tvorenej ďalšími maximálne dvomi motorovými jednotkami.

Hnacie vozne sú navzájom spojené s vloženým vozňom na hnanom podvozku gumokovovým kĺbom, ktorý zaisťuje okrem spojovacej aj natáčaciu funkciu. Prechod medzi jednotlivými vozňami je zabezpečený pomocou prechodového zariadenia podľa UIC 561. Celá jednotka je vypružená pneumatickým vypružením na hnanom aj hnacom podvozku. Rýchly výstup a nástup cestujúcich umožňujú veľké predsuvné dvere. Pri obidvoch dverách v hnanom vozni s WC je možnosť použiť rampu pre osoby so zníženou pohyblivosťou, ktorá je umiestnená v interiéri hnaného vozňa. V nástupnom priestore pre cestujúcich je možnosť prepravy detských kočíkov, bicyklov a batožiny.

Na jednotke sú použité dva druhy podvozkov. Dva hnacie podvozky, ktoré sú umiestnené pod čelami hnacích vozňov. Dva hnané podvozky typu *Jacobs* navzájom spájajúce konce hnacích skriň s vloženou skriňou.

Jednotka má štyri brzdové systémy:

- hydrodynamický retardér účinkujúci na hnacie nápravy. Retardér umožňuje brzdenie z vysokej rýchlosti a pribrzďovaním udržiavať konštantnú rýchlosť jednotky,
- elektropneumatická priamočinná brzda, ktorá pôsobí ako mechanická zastavovacia brzda účinkujúca na všetky nápravy,
- pružinová brzda ako parkovacia brzda účinkujúca na všetkých nápravách hnaných podvozkov,
- nepriamočinná pneumatická brzda ovládaná zo stanovišťa rušňovodiča.

Medzi hydrodynamickým retardérom a pneumatickou brzdou je zabezpečená súčinnosť, ktorá zabraňuje prebrzdzeniu jednotky.

Zdrojom energie pre palubnú sieť s napätím 24 V DC sú *NiCd* akumulátorové batérie. Všetky výkonné spotrebiče, ako sú zariadenia klimatizácie pre cestujúcich, klimatizačné zariadenie pre stanovište rušňovodiča, ventilátory a elektrické vykurovacie prvky, sa napájajú z palubnej siete trojfázového rozvodu 3 x 400 V AC z generátora. Všetky ostatné spotrebiče sa napájajú z batérie palubnej siete 24 V DC.

V priestore pre cestujúcich je použitý informačný systém so svetelným a zvukovým oznamovaním jednotlivých staníc a monitorovací kamerový systém.

Interiér je vykurovaný teplovodnými vykurovacími telesami umiestnenými v bočných podlahových kanáloch. Regulácia vykurovacieho, resp. klimatizačného zariadenia sa vykonáva

mikroprocesorovými regulátorom a priestorovými termostatmi.

Dobry výhľad z motorovej jednotky pre cestujúcich zabezpečujú veľkoplošné okná. Vrchné časti šiestich okien v motorových vozňoch, resp. štyroch vo vloženom vozni sú výklopné, čím sa vytvára možnosť núdzového vetrania.

Osvetlenie priestoru pre cestujúcich je zabezpečené žiarivkovými svetidlami s možnosťou regulácie intenzity osvetlenia.



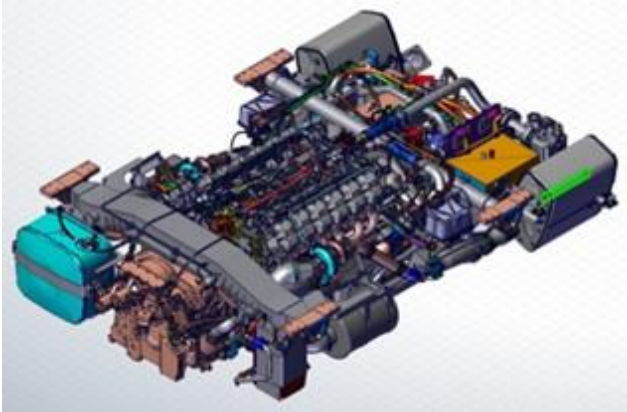
Obr. 1. Usporiadanie jednotky r. 861

Max. rýchlosť:	140 km·h <sup>-1</sup>
Menovitá hmotnosť:	120 t
Nápravové zaťaženie:	15,8 t
Max. nápravové zaťaženie:	18,5 t
Celková dĺžka so spriahadlom:	57 950 mm
Usporiadanie náprav:	B'2'2'B'
Trakčný výkon menovitý:	2 x 400kW
Prenos výkonu:	hydrodyn.
Ťažná sila - maximálna:	143 kN
Maximálna brzdná sila retardéra:	57 KN
Max. zrýchlenie - men. hmotnosť:	0,97 m·s <sup>-2</sup>
Max. zrýchlenie - plne ložená:	0,85 m·s <sup>-2</sup>
Spaľovací motor - typ:	MAN D2842 LE622
Emisie výfukových plynov:	Stage 3A
Menovitý výkon:	588 kW
Otáčky:	1800 ot.min <sup>-1</sup>
Voľnobeh:	900 ot.min <sup>-1</sup>
Max. otáčky:	2250 ot. min <sup>-1</sup>
Prevodovka VOITH:	T 212 bre
Maximálny prenášaný výkon:	560 kW
Výkonnosť retardéra max.:	450 kW
trvalý:	300 kW
Generátor pomocných pohonov:	SDW 35.24-2
Menovitý výkon:	70 kVA

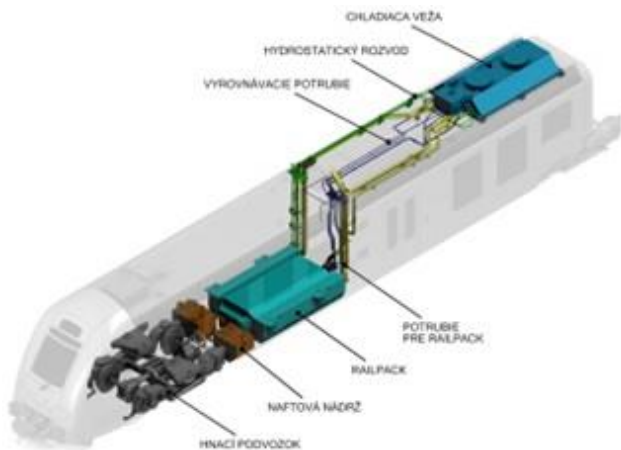
## 2 PÔVODNÝ TRAKČNÝ REŤAZEC

Trakčný reťazec je tvorený dvomi dieselhydraulickými agregátmi „*RailPack*“, umiestnenými pod podlahou vozidla, kardanovými hriadeľmi a hnacími podvozkami pod oboma riadiacimi vozňami.

V *RailPackoch* je umiestnený spaľovací motor s obvodmi vlastného chladenia, hydrodynamickú prevodovku s retardérom, generátor pre napájanie pomocných pohonov a pomocné zariadenia. Pomocou vysokoelastickej spojky medzi dieselovým motorom a hydrodynamickou prevodovkou a kardanovými hriadeľmi zo spojky na podvozok sa trakčný výkon prenáša z dieselového motora na hydraulickú prevodovku a postupne na jednotlivé nápravové prevodovky dvojkolesí.



Obr. 2. *RailPack* motorovej jednotky r. 861



Obr. 3. Usporiadanie trakčnej výzbroje motorovej jednotky r. 861

### 3 NÁVRH POHONU

Základný koncept zmeny pohonu vychádza z nasledovných hlavných požiadaviek:

- *eliminácie dieselového pohonu* ako hlavného zdroja znečistenia ovzdušia. To znamená demontáž dieselového motora *MAN D2842 LE622* s hydrodynamickou prevodovkou *VOITH T212* vrátane celého *RailPacku* z spodnej časti skrine,
- *náhrady pohonu podvozkov* - zachovanie kardanových hriadeľov. Pohon celého podvozku pomocou elektromotora upevneného pod rám jednotky na mieste *RailPacku*,
- *dosadenia pohonu vodíkovými článkami* - montáž palivových článkov, vrátanie

pomocných zariadení, meničov, batérií a riadiaceho systému.

- *zabezpečenie potrebného výkonu pre pomocné pohony* - pri prvotnej úvahe bolo úlohou zabezpečenie chodu pomocných pohonov a klimatizačných zariadení na pôvodnej výkonovej úrovni.

Súčasťou trakčného meniča bude aj menič pre pomocné pohony.

Je však nutné počítať aj s novými spotrebičmi pri prestavbe jednotky - ako napr. ventilátory chladenia palivových článkov, ventilátory chladenia elektrických trakčných motorov, napájanie elektrického vykurovacieho systému priestorov pre cestujúcich a ďalších.

Pri určovaní aktuálnej spotreby sme vychádzali zo spotreby jednotlivých zariadení *DMJ* r 861 I. série:

- spotreba (*HV1* + časť *VV*) leto: 64,5 kW,
- spotreba (*HV1* + časť *VV*) zima: 42,6 kW,
- spotreba (*HV2* + časť *VV*) leto: 46,7 kW,
- spotreba (*HV2* + časť *VV*) zima: 56,6 kW, (*HV*- hnací vozeň, *VV* – vložený vozeň).

Pre prestavbu jednotky r. 861 na pohon vodíkovými článkami je nutné do energetickej bilancie započítať nasledovné spotreby energie.

#### 3.1 Pohon ventilátorov chladiacej veže

Pôvodné pohonné hydromotory mali výkon cca 60 kW (v chladiacej veži sú umiestnené 3 kusy typu *BG 19*). V novej koncepcii pohonu počítame s pohonom elektromotormi s výkonom minimálne 60 kW.

#### 3.2 Kúrenie

Pôvodné riešenie na jednotkách je teplovodné s využitím odpadového tepla spaľovacieho motora. V prípade, že energia odpadového tepla nepostačuje (chladný motor, státie jednotky bez naštartovaného dieselového motora, nízkej vonkajšej teploty) sú do vykurovacieho systému doplnené ohrievacie agregáty firmy *Webasto* s výkonom 35 kW v každej koncovej časti.

Pri novej koncepcii predpokladáme prechod na elektrické vykurovanie.

Použitie naftových vykurovacích agregátov, respektíve duálneho elektrického a teplovodného systému sme odmietli s prihliadnutím na enormné zvýšenie hmotnosti ako aj z priestorových dôvodov v interiéri.

Celkovo je nutné do novej energetickej bilancie započítať ďalší výkon pre všetky tri skrine - predpokladáme cca 100 kW.



### 3.3 Chladienie elektrických trakčných motorov

Pre nové trakčné motory je nutné zabezpečiť chladienie vzduchom - ventilátor s elektrickým pohonom a príslušným vedením vzduchu. V pôvodnej koncepcii táto položka neexistovala. Predpokladaný výkon je cca 25 kW.

### 3.4 Záver energetickej bilancie spotreby energie celej jednotky

Maximálny výkon pre pomocné pohony a zariadenia na jednotke 861 pôvodnej dieselovej koncepcie je v zimnej prevádzke 99,2 kW a v letnej 110,7 kW.

Pre novú koncepciu pohonu je nutné počítať s nasledovným celkovým výkonom pre pomocné pohony a zariadenia:

Leto:

- pôvodný výkon: 110,7 kW
- ventilátory chladiaca veža: 60 kW
- kúrenie: 0 kW
- ventilátory TM: 25 kW
- celkom: 195,7 kW

Zima:

- pôvodný výkon: 99,2 kW
- ventilátory chladiaca veža: 60 kW
- kúrenie: 100 kW
- ventilátory TM: 25 kW
- celkom: 284,2 kW

Z vyššie uvedených údajov vyplýva, že potrebný výkon pre pomocné pohony a zariadenie pre jednotku r. 861 s pohonom vodíkovými článkami je 284,2 kW.

Tento výkon bude nutné pripočítať ku potrebnému trakčnému výkonu pre jednotku a tento výkon použiť ako základ pre výpočet potrebných trakčných parametrov a parametrov trakčných komponentov.

Výpočet spotreby energie a paliva

Pri výpočte spotreby energie vychádzame z predpokladu zachovania trakčnej charakteristiky pôvodnej jednotky r. 861. Tým bude zabezpečené splnenie všetkých požiadaviek prevádzkovateľa a eliminujú sa problémy pri schvaľovaní z hľadiska výkonnosti jednotky

Pre zistenie a overenie spotreby energie jednotiek r. 861 s pôvodným trakčným reťazcom bolo vykonaných niekoľko simulácií a výpočtov. Výsledky predbežného posúdenia ukazujú spotrebu energie na kolese v rozmedzí od 3,3 kWh·km<sup>-1</sup> až do hodnoty 4,2 kWh·km<sup>-1</sup>.

Po započítaní účinnosti mechanického prenosu výkonu v prevodovkách, elektrického trakčného motora a nakoniec účinnosti trakčného meniča sa

hrubá požiadavka na vstupnú hodnotu trakčnej energie dostala na hodnotu od 3,9 kWh·km<sup>-1</sup> do 5 kWh·km<sup>-1</sup>.

Prepočítaním prevádzkových účinností palivových článkov a DC/DC meniča vychádza spotreba vodíka od hodnoty 236 g·km<sup>-1</sup> až po 305 g·km<sup>-1</sup>

Tieto hodnoty spotreby vodíka sú porovnateľné s hodnotami zverejnenými firmou *Alstom* pre spotreby jednotiek *iLint* v reálnej prevádzke - 250 g·km<sup>-1</sup> jazdy.

V predbežnom výpočte spotreby vodíka pre modernizovanú jednotku 861 nie je zahrnutý prínos rekuperovanej energie. To znamená že spotreba 236 g·km<sup>-1</sup> ÷ 305 g·km<sup>-1</sup> sa ešte o niečo zníži.

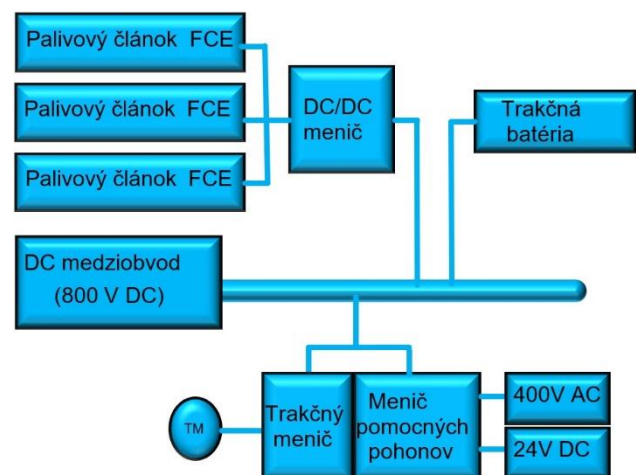
V predbežnom výpočte spotreby vodíka pre modernizovanú jednotku 861 nie je zahrnutý prínos rekuperovanej energie trakčného motora, ktorá bude ukladaná do trakčnej batérie a následne v prípade potreby bude môcť byť využitá. To znamená že spotreba 236 g·km<sup>-1</sup> ÷ 305 g·km<sup>-1</sup> sa ešte o niečo zníži.

Na základe týchto výpočtov boli spracované požiadavky na parametre a výkonnosť nových komponentov trakčného reťazca.

## 4 NOVÉ KOMPONENTY TRAKČNÉHO REŤAZCA

Pri výbere hlavných komponentov sme vychádzali z predpokladu dosiahnutia minimálne výkonových parametrov jednotky r. 861.

Pre usporiadanie jednotlivých komponentov budeme rešpektovať nasledovnú schému (zobrazená jedna sekcia trakčného reťazca).



Obr. 4. Schéma výkonovej časti pohonu vodíkovými palivovými článkami jednotky r. 861

Palivové články:

Pre pohon jednotky boli zvolené palivové články firmy *Accelera* (*Cummins*) štvrtej generácie s označením G4+ ktorej všeobecné charakteristiky sú nasledovné:

- palivový článok s dvomi vrstvami vrátane,
- zahŕňa zásobník, kryt, komponenty na manipuláciu so vzduchom, komponenty na prívod  $H_2$  a ovládacie prvky,
- prívod vzduchu do palivových článkov je možné premenlivým tlakom,
- použitie technológie zvlhčovania na strane vzduchu, čo zlepšuje priemernú účinnosť a umožňuje zvýšenie prevádzkovej teploty, čo umožňuje lepšie usporiadanie článku,
- zvýšenie teploty prívodu chladiaceho média do chladiča na  $90^{\circ}C$ ,
- komponenty na úpravu vzduchu zahŕňajú katódový vzduchový kompresor, zvlhčovač, dochladzovač, obtokový ventil a výfuk,
- sada článku zahŕňa čerpadlo chladiaceho média, ohrievač, 3-cestný riadiaci ventil a snímače,
- menič palivového článku zabezpečuje napájanie jednosmerného medziobvodu vozidla a poskytuje batériové napätie vozidla na napájanie vzduchových kompresorov a čerpadiel chladiaceho média a ohrievača sady palivových článkov,
- riadenie článku spravuje všetky komponenty v článku, čím sa skracuje čas a znižuje úsilie pri vývoji v porovnaní s obstarávaním jednotlivých položiek.

Základné charakteristiky vodíkových palivových článkov (FCE):

Typové označenie:	FCE 150 G4+
Hmotnosť systému (suchý):	275 +/-25 kg
Čistý výkon (menovitý):	150 kW
Prevádzkové napätie:	550 – 850 V DC
Prevádzkový prúd:	0 – 300 A DC
Ochrana proti vniknutiu:	IP67
Palivo - plynný vodík:	ISO14687-2
Napájací tlak:	11-14 bar
Trvanlivosť (životnosť):	20 tis. hodín
Okolité teplota:	$-30^{\circ}C$ až $+50^{\circ}C$
Riadiace rozhranie:	CAN (500 kbps)

*Systém nasávania vzduchu:*

Pre napájanie palivového článku vzduchom s predpísanými vlastnosťami je pred vstup umiestnený vzduchový filter s filtračnou vložkou častíc, chemickou filtračnou vložkou, snímačom diferenčného tlaku a prepojovacími potrubiami.

*Systém chladiaceho média:*

Pre zabezpečenie funkčnosti palivového článku sú na strešnej časti jednotky v blízkosti palivových článkov umiestnené chladiče s ventilátormi s vyrovnávacou nádržou a prepojovacími potrubiami.

*Výfukový systém:*

Vedľajším produktom reakcie v palivovom článku je vodná para, resp. voda, ktorú je treba odvádzať. Tento produkt budeme využívať v hygienických zariadeniach jednotky (na umývanie rúk, resp. splachovanie WC). Ide o čistú - destilovanú vodu.

*Systém prívodu vodíka:*

Palivový článok je nutné priebežne napájať vodíkom. Pre tento účel sú na streche jednotky umiestnené zásobníky stlačeného vodíka. Pomocou potrubí s bezpečnostnými ventilmi, prístrojmi a reduktormi je vodík distribuovaný ku jednotlivým článkom. Pre plnenie zásobníkov slúžia plniace otvory na boku skrine jednotky s ventilmi.

*Riadiaca jednotka:*

Riadiaca jednotka palivových článkov riadi nielen funkciu jednotlivých článkov, ale zároveň riadi teplotný manažment a DC/DC menič. Pre jej činnosť je nutné napájanie palubnej siete jednotky s veľkosťou 24 V DC, spojenie CAN zbernicou s riadiacou jednotkou a riadiaci software pre riadenie palivových článkov.

*DC/DC meniče:*

DC/DC meniče sú umiestnené medzi vodíkovými článkami a jednosmerným trakčným medziobvodom. Slúži na úpravu napätia z vodíkových článkov na úroveň napätia jednosmerného obvodu.

*Jednosmerný medziobvod:*

Jednosmerný medziobvod slúži na vzájomné prepojenie vodíkových článkov, trakčnej batérie a meničov cez istiacie a ovládacie prvky. Elektrická energia vyrobená vo vodíkových palivových článkoch je cez zvyšovací DC/DC menič vedená cez medziobvod do trakčného meniča a meniča pomocných pohonov. V prípade potreby použitia energie z trakčnej batérie je tiež na prenos do meničov využívaný trakčný medziobvod.

*Trakčný menič:*

Trakčný menič zabezpečuje prevod elektrickej energie z jednosmerného trakčného medziobvodu (DC zbernice) vozidla pre napájanie trakčných asynchronných motorov vozidla. Výstup z trakčného meniča je trojfázové variabilné napätie s variabilnou frekvenciou. Na vozidle, v koncových dieloch je nainštalovaný po jednom trakčnom meniči a každý napája jeden trakčný motor umiestnený pri hnacích podvozkoch vozidla.

Prevod elektrickej energie je ovládaný riadiacim systémom vozidla podľa aktuálnych požiadaviek na potrebný trakčný výkon vozidla. Pri brzdení vozidla zabezpečuje riadiaci systém vozidla ovládanie elektrodynamického brzdenia, pri ktorom sa prenáša cez trakčný menič elektrická energia vytváraná v trakčnom motore primárne do trakčnej batérie, alebo do brzdového odporníka.

Riadenie trakčného meniča zabezpečuje ovládanie trakčného výkonu vozidla pre optimálne adhézne/trakčné vlastnosti vozidla pomocou implementovanej protisklzovej a protišmykovej ochrany. Menič vozidla je modulárneho vyhotovenia, ktoré zabezpečuje jeho jednoduchú údržbu pre zabezpečenie čo najvyššej spoľahlivosti zariadenia k čomu prispieva aj využitie najnovšej technológie - bipolárnych tranzistorov s izolovaným hradlom (*IBGT* tranzistory). Chladenie trakčného meniča je nútené pomocou vnútorného ventilátora v skrini meniča. Riadiaci systém trakčného meniča vykonáva nepretržitú diagnostiku funkcie meniča, ktorú poskytuje riadiacemu systému vozidla.

Technické údaje trakčného meniča - kontajner hlavného meniča (*KHM500*):

Menovité vstupné napätie:	800 V DC
Menovité výstupné napätie:	3 x 450 V
Rozsah výstupnej frekvencie:	0 až 150 Hz
Menovitý zdanlivý výkon:	530 kVA
Menovitý výstupný prúd:	850 A

#### *Menič pomocných pohonov:*

Menič pomocných pohonov zabezpečuje prevod elektrickej energie z DC zbernice vozidla pre napájanie pomocných elektrických zariadení vozidla (klimatizácia priestoru pre cestujúcich, klimatizácia kabíny rušňovodiča, nabíjač akumulátorových batérií, elektrického vykurovania interiéru vozidla, kompresor stlačeného vzduchu pre brzdu, menič napájania zásuviek vo vozidle, ventilátory chladenia trakčného motora a meničov - trakčného a pomocných pohonov).

Chladenie meniča pomocných pohonov je nútené pomocou vnútorného ventilátora v skrini meniča.

Technické údaje kontajnera pomocného meniča (*KPM160*):

Menovité vstupné napätie:	800 V DC
Najnižšie trvalé napätie:	640 V DC
Najvyššie trvalé napätie:	940 V DC
Menovité výstupné napätie:	3 x 400 V AC
Menovité výstupné napätie:	1 x 230 V AC
Menovité výstupné napätie:	24 V DC
Menovitý zdanlivý výkon:	160 kVA

#### *Nádrže na vodík:*

Nádrže navrhujeme umiestniť na zvýšenú strechu jednotky od klimatizačného zariadenia rušňovodiča po zošíkmenie pred nástupnými dverami cestujúcich. Pre umiestnenie potrebného množstva stlačeného vodíka je nutné maximálne využiť voľný priestor na streche hnacích vozidiel. Nádrže so skrátenou dĺžkou sú umiestnené za klimatizáciu rušňovodiča. Na bokoch a za ňou sú nádrže so štandardnou dĺžkou. V tejto časti strechy bude nutné upraviť umiestnenie

statických ventilátorov klimatizácie a kanále klimatizácie.

Pre uskladnenie *H2* navrhujeme použiť valcové nádrže s nasledovnými počtami a objemom.

#### *Predná časť:*

- 4 kusy nádrží po 400 litrov,
- 2 kusy nádrží po 168 litrov,

#### *Zadná časť:*

- 7 kusov nádrží po 400 litrov,
- celkový objem nádrží na jednom hnacom vozni je 4 736 litrov.
- na celej jednotke sa potom bude nachádzať 9472 litrov stlačeného vodíka.
- vo všetkých nádržiach je prevádzkový tlak 35 MPa.

#### *Trakčné motory:*

Pri zmene koncepcie pohonu je nutné zmeniť aj pohon trakčných podvozkov. Ako najvýhodnejší sa v prípade dieselových jednotiek r. 861 javí ponechanie spojeného pohonu náprav cez nápravové prevodovky a tiež hlavný pohon kardanovým hriadel'om. V opačnom prípade by museli byť navrhnuté nové podvozky s elektrickými motormi a nápravovými prevodovkami.

Pohonná hydrodynamická prevodovka bude nahradená asynchrónnym trakčným motorom. Medzi tento motor musí byť umiestnená redukčná mechanická medziprevodovka. Pre úsporu miesta bude nutné použiť podobné usporiadanie ako pri jednotkách *iLint* teda paralelné usporiadanie oboch zariadení s prevodovkou v osi kardanového hriadeľa a trakčný motor posunutý ku bočnej stene jednotky (uvedené usporiadanie ušetrí miesto hlavne pre trakčný menič a batérie ktoré nebudú musieť byť delené). Takýto typ prevodovky sa štandardne nepoužíva v konštrukcii železničných vozidiel, ale výhody tohto usporiadania nahrádzajú atypickosť návrhu a výroby.

Ako trakčný motor navrhujeme použiť 3-fázový asynchrónny motor so samostatným vetraním od výrobcu *TSA Traktionssysteme Austria GmbH* typovej rady *TMF*. Typ *TMF 59-39-4* je osvedčený a používa sa napr. na elektrických jednotkách *EMU KISS* od firmy *STADLER* v Českej republike, Bielorusku, Estónsku, Fínsku, Nemecku, Maďarsku, Poľsku, Švajčiarsku a ďalších krajinách.

Uvedený motor má nútené vetranie. To znamená, že trakčný motor je nutné chladieť samostatným ventilátorovým ústrojenstvom.

Pri výbere, alebo návrhu samotnej trakčnej prevodovky je nutné zahrnúť už aj existujúce nápravové prevodovky umiestnené v podvozku, ktoré majú prevodový pomer 1:3,1. Výsledný prevodový pomer by mal vychádzať vzhľadom na

priemer dvojkolesí 850/770 mm, dodržania maximálnej rýchlosti a ťažnej sily okolo hodnoty 1:6,0.

Oba nové komponenty trakčného reťazca musia byť upevnené o rám hrubej stavby skrine jednotky. Predbežne navrhujeme tzv. pomocný rám s využitím, pokiaľ to bude možné, zosilnenia pre upevnenie pôvodných *RailPackov*.

Novo montované trakčné motory musia byť počas prevádzky chladené. Štandardným spôsobom je vzduchové chladenie kde chladiaci ventilátor privádza požadované množstvo vzduchu vzduchový vedením do trakčného motora.

Ventilátor bude najvhodnejšie umiestniť pod rámom v blízkosti trakčného motora kvôli tlakovým stratám vo vzduchových kanáloch a využití pôvodných vstupov vzduchu na bokoch skrine pre spaľovací motor.

*Trakčné batérie:*

Na základe energetických výpočtov a požadovanej kapacity sme vybrali nasledovný typ trakčných batérií

Výrobca:	<i>LECLANCHÉ</i>
Typ batérie:	<i>INT-53 Energy</i>
Menovité napätie (V):	876
Nominálna energia (kWh):	52,6
Max. vybijac. výkon (kW):	158
Rozmery V x Š x H (mm):	409x612x1631
Hmotnosť (kg):	505
Energetická hustota (Wh·kg <sup>-1</sup> ):	104
Energetická hustota (Wh·liter <sup>-1</sup> ):	118,9

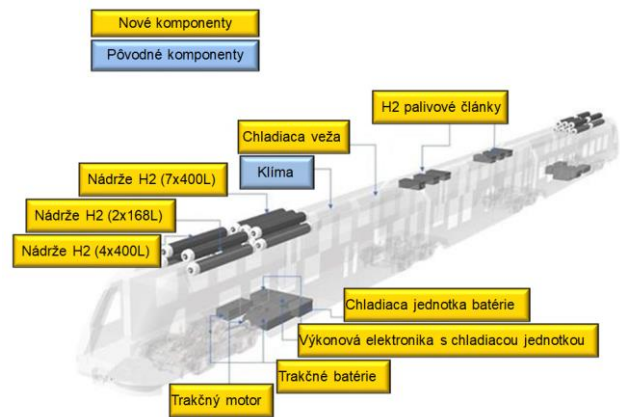
*Chladiace systémy:*

Chladiaci systém je nutný pre vodíkové články. Pracovný proces v článkoch štvrtej generácie prebieha pri vyšších teplotách ako v minulosti (rádovo až 90°C) a tým rastie aj potreba eliminovať túto energiu.

V pôvodnom trakčnom reťazci sú použité chladiace veže pre chladenie *HT* a *NT* okruhov spaľovacieho motora a hydrodynamickej prevodovky. Pre konečné posúdenie vhodnosti týchto chladičov sú nutné detailné výpočty a simulácie. Predbežne uvažujem s pôvodnými chladičmi a pôvodným umiestnením na streche koncových dielov jednotky.

## 5 USPORIADANIE NOVÝCH ZARIADENÍ TRAKČNÉHO REŤAZCA

Podľa predbežných podkladov je možné všetky komponenty umiestniť do voľných priestorov po dieselovom trakčnom reťazci.



Obr. 5. Návrh rozmiestnenia trakčných agregátov

## 6 HMOTNOSTNÁ BILANCIA

Pri hmotnostnej bilancií vychádzame z výkresovej dokumentácie motorovej jednotky r. 861 ktorá bola spracovaná v *ŽOS Vrútky, a.s.*

Základom je výkres *HLAVNA ZOSTAVA DMJ č.v. VJ.482.06.1.001.0* v ktorej sú systémom podzostáv a detailov usporiadané všetky komponenty ako diely dieselovej jednotky.

Podľa zvolenej koncepcie zmeny pohonu je nutné vykonať analýzy. Jedná sa jednak o hmotnostnú analýzu odobratých a novododaných komponentov, a následne ich vplyv na rozloženie hmotností na nápravu a kolesá.

Ďalšou časťou analýz súvisiacou s hmotnostnou bilanciou je overenie rozmerového usporiadania - možnosť umiestnenia a usporiadania nových zariadení bez porušenia obmedzení obrysu vozidla.

V rámci návrhu a overení kolesového a nápravového zaťaženia je nutné rešpektovať a neprekročiť maximálne dovolené nápravové zaťaženie podvozkov ktoré sú použité na jednotkách 861. Jedná sa o podvozky typového označenie *SF5000* od výrobcu *SIEMENS*. Oba typy podvozkov - hnacie a hnané (*Jacobsove*) sú navrhnuté na maximálne nápravové zaťaženie 18,5 tony.

Pri maximálnom využití nápravového zaťaženia je dovolená celková hmotnosť jednotky 148 tony (18,5 tony x počet náprav – 8). Predpokladom je však rovnomernosť zaťaženie každej z náprav na maximálnu hodnotu 18,5 tony.

Z konštrukčného hľadiska to znamená ponechať a neprekračovať zaťaženia nad hnacími podvozkami a všetky komponenty nad pôvodnú hmotnosť umiestňovať nad hnané podvozky resp. stredný diel.

*Očakávaný nárast hmotnosti trakčnej výzbroje:*

Vychádzame z podobnej koncepcie zmeny trakčnej výzbroje pri pôvodne dieselovej jednotke firmy *Alstom* typového označenie *LINT 54*. Na tomto type

vozidla firma *Alstom* navrhla zmenu trakcie na vodíkový pohon. Výsledkom bolo nielen schválenie vozidiel do prevádzky, ale aj nárast celkovej hmotnosti jednotky z hodnoty 96 ton (*Lint* 54) na 106 ton (*iLint*).

V prípade modernizácie jednotky r. 861 je kritickým nielen celková hmotnosť trakčnej výzbroje, ale aj jej rovnomernosť rozloženia v súvislosti so zaťažením jednotlivých náprav. Najväčším problémom sú nápravové zaťaženia na nápravách č. 1, 2, 7 a 8, kde je možné zvýšenie zaťaženia len o 100 kg na nápravu oproti pôvodnému dieselovému pohonu jednotky.

*Zhrnutie celkovej hmotnostnej bilancie:*

Hmotnosť prázdnej jednotky r. 861 (diesel):  
120 000 kg

Plne obsadená jednotka r. 861 (diesel):  
142 000 kg

Maximálna hmotnosť teoretická  
(nápravové zaťaženie 18,5 t): 148 000 kg

Hmotnosť demontovaných dielov: 16 407 kg

Hmotnosť nových komponentov a dielov:  
23 751 kg

Rozdiel odstránených a dodaných komponentov:  
+ 7 344 kg

Hmotnosť prázdnej jednotky r. 861 (vodík):  
127 344 kg

Plne obsadená jednotka r. 861 (vodík):  
149 344 kg

*Čiastková hmotnostná bilancia zariadení v priestore RailPacku:*

Hmotnosť demontovaných komponentov (*RailPack*, chladenie, výfuky, hydrostatika, oleje, nafty):  
15 614 kg

Hmotnosť novododaných komponentov (zásobníky vodíka, meniče, batérie, trakčné motory a prevodovky):

16 888 kg

Rozdiel:  
+ 1 274 kg

## ZÁVER

Na základe poznatkov súčasného stavu vývoja pohonov založených na využití energie vodíka a podobných projektov v železničnom sektore sa nám podarilo spracovať návrh nového trakčného reťazca.

Z podkladov od *slovenských* výrobcov k jednotlivým komponentom sme spracovali návrh koncepcie pohonu a predbežne vybrali najvhodnejšie komponenty spolu s ich umiestnením v jednotke.

Ďalším krokom bolo spracovanie hmotnostnej analýzy dielov ktoré budú demontované z jednotky a

nových dielov súvisiacich s pohonom vodíkovými palivovými článkami.

V súčasnom stave projektu sa javí ako najväčším problémom prekročenie nápravového zaťaženia na hnacích podvozkoch a prekročenie celkovej hmotnosti jednotky. Problematickým bude pravdepodobne aj umiestnenie trakčných zariadení v priestore po bývalom *RailPacku* a naftových nádržiach.

## Pod'akovanie

*„Táto publikácia vznikla vďaka podpore v rámci Operačného programu Integrovaná infraštruktúra pre projekt: Koncepcia, bezpečnosť a súvisiaci priemyselný výskum náhrady dieselového pohonu za pohon s vodíkovým palivovým článkom v diesel motorových jednotkách radu 861 (kód projektu v ITMS2014+: 313011BVC2), spolufinancovaný zo zdrojov Európskeho fondu regionálneho rozvoja.“*

## LITERATÚRA

[1] Interné materiály spoločnosti ŽOS Vrútky, a.s. (2023).

---

# Stanovenie kriviek prirodzeného deformačného odporu zliatiny Al-Mg-Si<sub>0,5</sub> s využitím plastometra Gleeble 3800

---

**Jozef Bilik, doc. Ing., PhD.\***

Katedra tvárnenia kovov a plastov, Ústav výrobných technológií,  
Materiálovotechnologická fakulta so sídlom v Trnave,  
Slovenská technická univerzita v Bratislave,  
Jána Bottu 2781/25, 917 24 Trnava, Slovenská republika  
E-mail: jozef.bilik@stuba.sk, Tel.: +421 915 761 406

**Mariana Balážová, Ing., PhD.**

Výskumný ústav zvaračský z. z. p. o.,  
Račianska 1523/71 831 02 Bratislava - Nové Mesto,  
E-mail: balazovam@vuz.sk, Tel.: +421 905 793 403

## Determination of Al-Mg-Si alloy deformation resistance curves using a plastometer Gleeble 3800

**Abstract:** The paper deals with the determination of the curves of the natural deformation resistance of the Al-Mg-Si<sub>0.5</sub> alloy at an ambient temperature of 20°C and at temperatures of 200, 300, 400, 500°C at a transformation rate of 5 s<sup>-1</sup>. The *Gleeble* 3800 plastometer was used to determine the curves of natural deformation resistance. The curves were designed to complement the database in the *SuperForge 3D* simulation program. The measured curves of the natural deformation resistances will allow to increase the accuracy of the solution, especially of the energy strength parameters in cold forming and hot forming of the Al-Mg-Si alloy.

**Keywords:** deformation resistance, material testing, plastometry.

---

## ÚVOD

Krivky prirodzených deformačných odporov sú dôležité najmä pre stanovenie energosilových parametrov tvárniacich procesov a sú dôležité aj ako vstupné parametre pre počítačovú simuláciu procesov tvárnenia. Krivky prirodzených deformačných odporov predstavujú závislosť skutočného napätia a skutočného pretvorenia a sú určované z tlakovej skúšky pri definovanej teplote a rýchlosti pretvorenia. Krivky slúžia na stanovenie prirodzeného deformačného odporu materiálu pri daných termomechanických podmienkach tvárnenia. Skúmaná zliatina hliníka Al-Mg-Si<sub>0,5</sub> je používaná pri výrobe rôznych profilov vytlačovaním za tepla a tiež výrobu výtvarkov objemovým tvárnením za studena a objemovým tvárnením za tepla.

## 1 METODIKA EXPERIMENTÁLNEHO STANOVENIA KRIVIEK DEFORMAČNÉHO ODPORU

Pre stanovenie kriviek prirodzených deformačných odporov bol použitý plastometer *Gleeble* 3800. *Plastometer Gleeble* 3800 je unikátne zariadenie pre štúdium mechanických vlastností rôznych materiálov

a na fyzikálnu simuláciu rôznych tvárniacich procesov a postupov pri rôznych termomechanických podmienkach. Na plastometri *Gleeble* 3800 sa môžu vykonávať ťahové skúšky, tlakové skúšky (súosové, s rovinnou reformáciou, *SICO* testy), môžu sa vytvárať krivky závislosti napätia od deformácií, štúdium napät'ovej relaxácie, meranie ťažnosti za tepla a iné. Tieto možnosti sa dajú využiť na fyzikálnu simuláciu rôznych procesov tvárnenia (kovanie, valcovanie, pretlačovanie, ubíjanie, nabíjanie), kontinuálneho odlievania, tepelného spracovania (napríklad kalenia) atď. Okrem toho plastometer *Gleeble* 3800 umožňuje zistiť nulovú teplotu daného materiálu, prípadne môže slúžiť aj ako dilatometer a pod. Po ukončení skúšky alebo fyzikálnej simulácie sú výsledky automaticky prevedené do programu *ORIGIN*, ktorý slúži na vyhodnotenie nameraných dát.

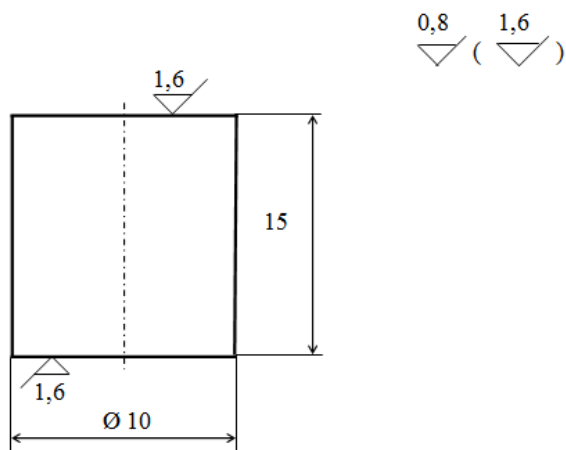
*Gleeble* 3800 má vodou chladené čeluste schopné chladiť v krátkom čase. Maximálna rýchlosť ochladzovania ako aj ohrevu závisí od veľkosti, tvaru, teploty a chemického zloženia skúšobnej vzorky. Dajú sa dosiahnuť rýchlosti až 10 000°C·s<sup>-1</sup>. Systém chladenia umožňuje jeho plynulé ovládanie maximálnou možnou rýchlosťou pre danú vzorku. Mechanický systém dokáže vyvinúť statickú silu až

200 kN v tlaku a 100 kN v ťahu. Prístroj môže dosiahnuť rýchlosti kontrakcie až  $2000 \text{ mm}\cdot\text{s}^{-1}$ . Plastometer Gleeble 3800 je možné doplniť aj o modul umožňujúci fyzikálnu simuláciu a stanovenie mechanických vlastností pri vysokorýchlostnom tvárnení.

Na obr. 1 je pohľad na plastometer *Gleeble 3800* použitý pri stanovení kriviek deformačných odporov.



Obr. 1. Pohľad na plastometer *Gleeble 3800*



Obr. 2. Tvar a rozmery skúšobných vzoriek

Použité skúšobné vzorky boli v tvare valčekov s rozmermi  $\varnothing 10 \text{ mm} \times 15 \text{ mm}$  (obr. 2). Skúšky prebiehali v skúšobnej komore vo vákuu hodnoty  $10^{-6}$  torr. Meranie teploty počas skúšky bolo pomocou termočlánkov Typ *K*, *Ni-Cr(+)* vs. *Ni-Al(-)*,  $0^\circ\text{C} - 1250^\circ\text{C}$ . Medzi čeluste a vzorku boli umiestnené grafitové fólie hrúbky  $0,25 \text{ mm}$  a lubrikant (*Thread Gard Anti-Selze Compound*) z dôvodu minimalizovania trenia na stykových plochách počas skúšky. Výsledky skúšok boli automaticky načítané do programu *ORIGIN* a nasledujúco graficky vyhodnotené v podobe kriviek prirodzených deformačných odporov.

Skúšky sa realizovali pri piatich teplotách:  $20^\circ\text{C}$ ,  $200^\circ\text{C}$ ,  $300^\circ\text{C}$ ,  $400^\circ\text{C}$ ,  $500^\circ\text{C}$  pri rýchlosti deformácie  $5 \text{ s}^{-1}$ . Rýchlosť ohrevu bola  $10^\circ\text{C}\cdot\text{s}^{-1}$ . Stlačenie skúšobnej vzorky bolo  $9 \text{ mm}$  ( $60\%$ ). Každé

meranie bolo vykonané dva krát pre potvrdenie správnosti nameranej hodnoty.

Postup skúšok bol takýto:

- ohrev na príslušnú teplotu deformácie rýchlosťou ohrevu  $10^\circ\text{C}\cdot\text{s}^{-1}$ ,
- výdrž na teplote  $120 \text{ s}$ ,
- stlačenie vzorky o  $9 \text{ mm}$  na výšku  $6 \text{ mm}$  (deformácia  $60\%$ ) pri rýchlosti deformácie  $5 \text{ s}^{-1}$ .

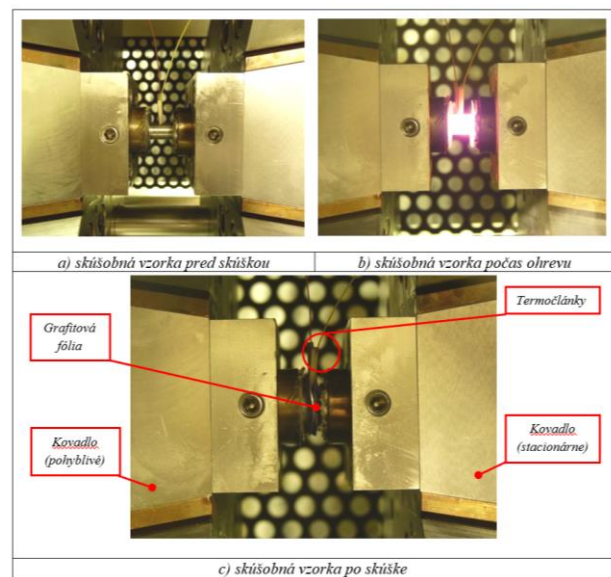
Chemické zloženie materiálu *Al-Mg-Si0,5 STN 424401* je uvedené v tab. 1.

Tab. 1. Chemické zloženie zliatiny *Al-Mg-Si0,5*

Prvok	Obsah
<i>Mg</i>	0,35 až 0,60
<i>Si</i>	0,30 až 0,60
<i>Fe</i>	0,10 až 0,30
<i>Cu</i>	max. 0,10
<i>Mn</i>	max. 0,10
<i>Cr</i>	max. 0,05
<i>Zn</i>	max 0,15
<i>Ti</i>	max 0,10
Ostatné	max 0,15
Zvyšok	

## 2 VÝSLEDKY MERANÍ

Priebeh tlakovej skúšky vo fyzikálnom simulátore *Gleeble 3800* je znázornený na obr. 3. Na obr. 4 je znázornená geometria skúšobnej vzorky pred a po skúške. Prehľad parametrov tlakových skúšok a výsledky experimentálne stanovených prirodzených deformačných odporov pri  $60\%$  deformácii je uvedený v tab. 2.



Obr. 3. Priebeh tlakovej skúšky vo fyzikálnom simulátore *Gleeble 3800*

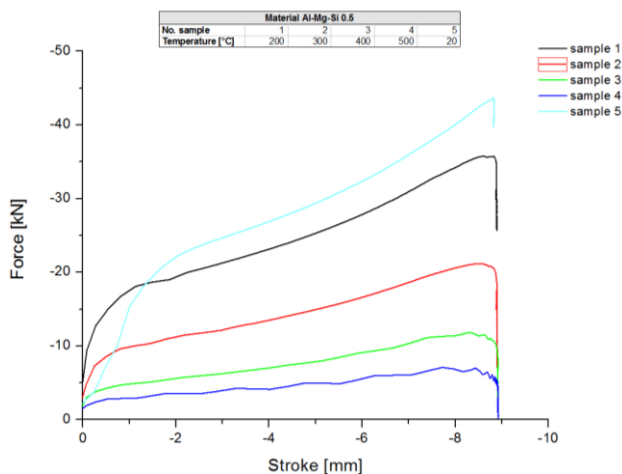


Obr. 4. Geometria skúšobných vzoriek pred a po skúške tlakom

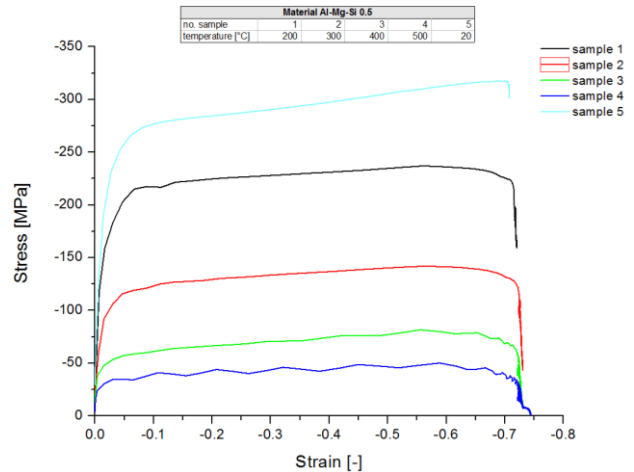
Tab. 2. Parametre jednotlivých skúšok a maximálne hodnoty prirodzeného deformačného odporu  $\sigma_p$  pri pomernom pretvorení (deformácii) 60 % zliatiny Al-Mg-Si0,5

Č. vzorky	Vstupné parametre skúšky		$\sigma_p$ [MPa]	
	T [°C]	$\dot{\epsilon}$ [s <sup>-1</sup> ]	Meranie I.	Meranie II.
1	20	5	277	317
2	200		237	231
3	300		142	156
4	400		82	79
5	500		50	46

Namerané hodnoty závislosti sila a dráha sú uvedené na obr. 5 a krivky prirodzených deformačných odporov pri daných parametroch sú uvedené na obr. 6.



Obr. 5. Závislosť sily od dráhy pre Al-Mg-Si 0,5, Vzorka 1 - 5



Obr. 6. Krivky prirodzených deformačných odporov pre Al-Mg-Si0,5, Vzorka 1 - 5

### 3 DISKUSIA VÝSLEDKOV

Skúmaná zliatina Al-Mg-Si<sub>0,5</sub> je jednou z najčastejšie používanou zliatinou hliníka pri výrobe súčiastok a dielcov. Výsledky získané fyzikálnou simuláciou na plastometri Gleeble 3800 môžu byť využité pri riešení energosilových parametrov tvárnenia danej zliatiny a to jednako pri tvárnení za studena ako aj pri tvárnení za tepla resp. aj pri tvárnení za polohreву. Okrem toho výsledky môžu byť použité aj ako vstupné parametre pri simulácii procesov tvárnenia danej zliatiny pri výrobe výtvarkov. Ako je zrejmé z obr. 4 ani použitie grafitovej fólie pri deformácii 60 % nezabráni úplne vzniku určitého malého kontaktného trenia na čele kovadiel čo dokumentuje aj určitý nepatrný vznik súdkovitého tvaru na konci skúšky. Určité kmitanie, ktoré je viditeľné na krivke zostrojenej pri teplote 500°C na obr. 5 a obr. 6 bolo spôsobené nižšou frekvenciou pri meraní.

### ZÁVER

V súčasnosti najmä v oblasti automobilového priemyslu sa stále viac presadzujú aj zliatiny ľahkých kovov medzi ktoré sa zaraďuje aj skúmaná zliatina Al-Mg-Si<sub>0,5</sub>. Cieľom príspevku bolo poskytnúť bližšie informácie o deformačnom správaní sa danej zliatiny pri rôznych teplotách a to formou zostrojenia kriviek prirodzených deformačných odporov pri rôznych teplotách. Tieto krivky dávajú predstavu o možnostiach aplikácie danej zliatiny na tvárnenie za studena aj na tvárnenie za tepla a umožňujú riešenie energosilových parametrov pri tvárnení danej zliatiny.

### Pod'akovanie

Článok vznikol s podporou grantovej úlohy KEGA 026STU-4/2023.



## LITERATÚRA

- [1] BLAŠČÍK, F. - POLÁK, K. (1988): *Teória tvárnenia*. Bratislava: Alfa, 374 s.
- [2] HRIVŇÁK, A. - PODOLSKÝ, M. - DOMAZETOVÍČ, V. (1992): *Teória tvárnenia a nástroje*. Bratislava: Alfa, 338 s, ISBN 80-05-01032-X.
- [3] FOREJT, M. (2004): *Teorie tváření*. Brno: CERM, 167 s., ISBN 80-214-2764-7.
- [4] FOREJT, M. - PÍŠKA, M. (2006): *Teorie obrábění, tváření a nástroje*. Brno: CERM, 225 s., ISBN 80-214-2374-9.
- [5] PERNIS, R. (2007): *Teória tvárnenia kovov*. Trenčín: TU A. Dubčeka, 68 s., ISBN 978-80-8075-244-6
- [6] KLIBER, J. - KUŘETOVÁ, B. - AKSENOV, S. (2006): *Matematický popis křivky napětí - deformace u oceli na základě experimentálních výsledků z plastometru*, 13. mezinárodní konference Forming, str. 107-112, ISBN 83-910722-8-2.
- [7] SCHINDLER, I. (1998): *Deformační odpory při tváření intermetalické sloučeniny Ni3Al za tepla*. Ostrava: Sborník vědeckých prací VŠB-TU, 1994-2005, 0474-8484, roč. 44, č. 1 s. 85-92.
- [8] KAWULOK, R. - SCHINDLER, I. - KAWULOK, P. - OPĚLA, P. - OČENÁŠEK, V. - RUSZ, S. - SAUER, M. - NĚMEC, J. (1988): *Popis deformačního chování hliníkové slitiny 6005A za tepla. Kovárenství*. Svaz kováren ČR, s. 19-24. ISSN 1213-9289.
- [9] OPĚLA, P. - SCHINDLER, I. - KAWULOK, P. - KAWULOK, R. - RUSZ, S. - ŠEVČÁK, V. (2018): *Popis napěťových křivek při tváření za tepla s využitím prediktivních modelů a umělých neuronových sítí. Kovárenství*. Svaz kováren ČR, s. 8-13. ISSN 1213-9289.

---

# **Analýza jazdných vlastností modifikovaného vozidla a jeho komponentov v dôsledku zmeny pohonného ústrojenstva a ovplyvnenie vzájomného pôsobenia kontaktu koleso/koľajnica**

---

## **Ján Dižo, doc. Ing., PhD.\***

Katedra dopravnej a manipulačnej techniky, Strojnícka fakulta,  
Žilinská univerzita v Žiline,  
Univerzitná 8215/1, 010 26 Žilina.  
E-mail: jan.dizo@fstroj.uniza.sk, Tel.: + 421 41 513 2560

## **Vadym Ishchuk, Ing.**

Katedra dopravnej a manipulačnej techniky, Strojnícka fakulta,  
Žilinská univerzita v Žiline,  
Univerzitná 8215/1, 010 26 Žilina.  
E-mail: vadym.ishchuk@fstroj.uniza.sk, Tel.: + 421 41 513 2563

## **Alyona Lovska, prof. Ing., Dr.Sc. Tech.**

Katedra dopravnej a manipulačnej techniky, Strojnícka fakulta,  
Žilinská univerzita v Žiline,  
Univerzitná 8215/1, 010 26 Žilina.  
E-mail: alyona.lovska@fstroj.uniza.sk, Tel.: + 421 41 513 2660

## **Miroslav Blatnický, doc. Ing., PhD.**

Katedra dopravnej a manipulačnej techniky, Strojnícka fakulta,  
Žilinská univerzita v Žiline,  
Univerzitná 8215/1, 010 26 Žilina.  
E-mail: miroslav.blatnicky@fstroj.uniza.sk, Tel.: + 421 41 513 2569

## **Sebastián Solčanský, Ing., PhD.**

Katedra dopravnej a manipulačnej techniky, Strojnícka fakulta,  
Žilinská univerzita v Žiline,  
Univerzitná 8215/1, 010 26 Žilina.  
E-mail: sebastian.solcansky@fstroj.uniza.sk, Tel.: + 421 41 513 2563

## **Analysis of the running properties of the modified vehicle and its components as a result of the change in the powertrain and the influence of the wheel/rail contact interaction**

**Abstract:** The presented article is focused on analysis of running properties of a modified railway vehicle and its components due to a change of the powertrain and influence of the mutual effects in a wheel/rail contact. The modification of a vehicle consists in a change of a standard diesel-electric powertrain by a new powertrain, which includes as a source of power the hydrogen fuel cells. This modification represents a quite significant modification of a vehicle structure, mainly a change of mass and position of centre of gravity individual articles of a vehicle. The analysis of running properties is performed by means of simulation computations in a commercial simulation software *Simpack*. Simulation model of a vehicle is called as a multibody model. This model consists of rigid bodies, which are connected by flexible modelling elements. Simulation analyses are performed for an original vehicle and for vehicle with hydrogen fuel cells. There are analysed cases of running on two types of tracks. There is found out based on the obtained results, that the modified vehicle with the hydrogen cells has similar force distribution in a wheel/rail contact, however, the axle load of the modified vehicle does not meet required criteria.

**Keywords:** railway vehicle, wheel/rail contact, running properties, powertrain.

---

## ÚVOD

Súčasnú environmentálnu požiadavku na znižovanie emisií dopravných prostriedkov tlačia výrobcovia dopravných prostriedkov do hľadania nových inovatívnych technických riešení, ktoré budú významnou mierou znižovať produkciu škodlivých emisií počas prevádzky. Tieto smery sa týkajú aj železničnej dopravy. Efektívnym spôsobom je elektrifikácia železničných tratí. Sú však miesta, kde elektrifikácia železničnej trate nie je možná alebo nie je efektívna, preto sa v týchto územiach využívajú koľajové vozidlá nezávislej trakcie. Ide o koľajové vozidlá, ktoré sú buď tvorené lokomotívou s dieslovým motorom ťahajúcej vagóny alebo ide o ucelené vlakové jednotky. Druhý typ koľajových vozidiel je v súčasnosti oveľa viac využívaný, keďže poskytuje viaceré výhody. Aj tieto jednotky sú poháňané dieslovým motorom, ktorý produkuje počas svojej prevádzky nežiaduce plynné emisie, vrátane  $CO_2$ .

V súčasnosti existuje niekoľko spôsobov, ako znížiť produkciu nežiaducich plynných emisií. Sú také, ktoré zahŕňajú používanie akumulátorov, ktoré ale neposkytujú dostatočný dojazd takéhoto koľajového vozidla. Modernejším a aktuálnym spôsobom a cestou znižovania produkcie škodlivých emisií je použitie vodíkových palivových článkov ako zdroja energie na pohon koľajového vozidla.

Druh pohonu vlakovej jednotky založený na inštalácii vodíkových palivových článkov je aj predmetom prezentovaného výskumu. Ide o diesel-elektrickú vlakovú jednotku r. 861 vyrábanú spoločnosťou ŽOS Vrútky, a.s. (obr. 1). Táto jednotka je pôvodne poháňaná diesel-elektrickou pohonnou sústavou. Modifikovaná jednotka zahŕňa inštaláciu novej, modernej a ekologickej hnacej sústavy, ktorá využíva vodíkové palivové články.



Obr. 1. Ilustrácia vlakovej jednotky r. 861

Takáto úprava vlakovej jednotky však vyžaduje pomerne výrazný zásah do jej konštrukcie. Ide o výmenu, resp. odstránenie nepotrebných komponentov pôvodného diesel-elektrického pohonu a inštaláciu komponentov nových, potrebných pre správnu a bezchybnú prevádzku jednotky na poháňanú vodíkovými palivovými článkami.

Keďže komponenty jednotky (pôvodnej aj novej) majú pomerne vysokú hmotnosť a sú umiestnené v takých miestach, kde sa predpokladá ich významný vplyv na jazdné vlastnosti jednotky, je potrebné vykonať nevyhnutné analýzy, ktoré umožňujú predikovať jazdné vlastnosti jednotky, ako aj ovplyvnenie vzájomného pôsobenia kontaktu koleso koľajnica.

## 1 SIMULAČNÝ MBS MODEL VOZIDLA (VLAKOVEJ JEDNOTKY)

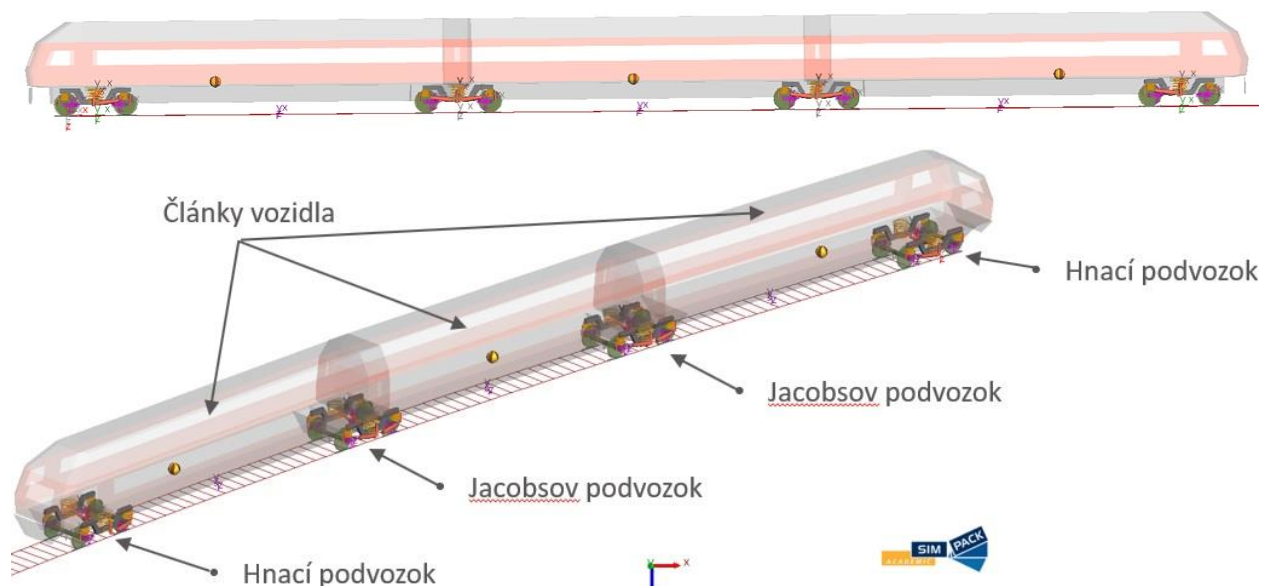
Analýzy jazdných vlastností modifikovaného koľajového vozidla a jeho komponentov v dôsledku zmeny pohonného ústrojenstva a ovplyvnenie vzájomného pôsobenia kontaktu koleso koľajnica boli vykonané s prostredím komerčného programu *Simpack*, konkrétne v jeho špecializovanom výpočtovom module určenom pre koľajové vozidlá, ktorý sa nazýva *Simpack/Rail*. Ide o moderný výpočtový softvér, ktorý nachádza široké využitie pri analyzovaní a posudzovaní vlastností rôznych druhov mechanických sústav. Pokiaľ ide o modul *Simpack/Rail*, tento obsahuje špecializované modelovacie prvky, ktoré umožňujú vytvorenie modelu vlakovej jednotky ako celku. Ide hlavne o prvky skriň jednotlivých článkov jednotky, prvky podvozkov a tiež veľmi dôležitý modelovací prvok, a to model kontaktu koleso koľajnica. Bližší opis vytvoreného modelu koľajovej jednotky r. 861 je uvedený v nasledujúcej kapitole.

### 1.1 MBS model vlakovej jednotky r. 861 v programe *Simpack*

Hierarchia modelu vlakovej jednotky r. 861 v programe *Simpack/Rail* má určité špecifiká, ktoré umožňujú realistické simulačné analýzy tejto vlakovej jednotky pri rôznych jazdných podmienkach. Pre simulačný model v programe *Simpack/Rail* sa používa skratka *MBS* model, čo znamená multibody model.

*MBS* model jednotky zohľadňuje všetky komponenty, ktoré významnou mierou ovplyvňujú dynamické vlastnosti jednotky počas jazdy. Je to trojčlánkové vozidlo so štyrmi podvozkami. Teda, *MBS* model pozostáva z týchto hlavných telies: skrine jednotlivých článkov (tri skrine - tri tuhé telesá), rámy podvozkov - štyri tuhé telesá, ložiskové skrine - 16 tuých telies, dvojkolesia - 8 tuých telies. Okrem týchto telies model zahŕňa aj ďalšie potrebné komponenty, ktoré sú nevyhnutné pre úplnosť modelu.

Čo sa týka ďalších komponentov, tie berú do úvahy skutočné realistické vyhotovenie vozidla. Vozidlo je vybavené dvomi podvozkami, ktoré nesú koncové články (čelné články) vozidla a ďalej dvomi podvozkami typu *Jacobs*. Tieto podvozky typu *Jacobs* sú charakteristické tým, že na jednom podvozku spočívajú vždy dva konce prilahlých článkov. Teda, v tomto konkrétnom prípade, na jednom podvozku typu *Jacobs* je nesený jeden koniec čelného článku a jeden koniec vloženého článku. Analogicky, na druhom podvozku typu *Jacobs* spočíva jeden koniec vloženého článku a jeden koniec čelného článku.



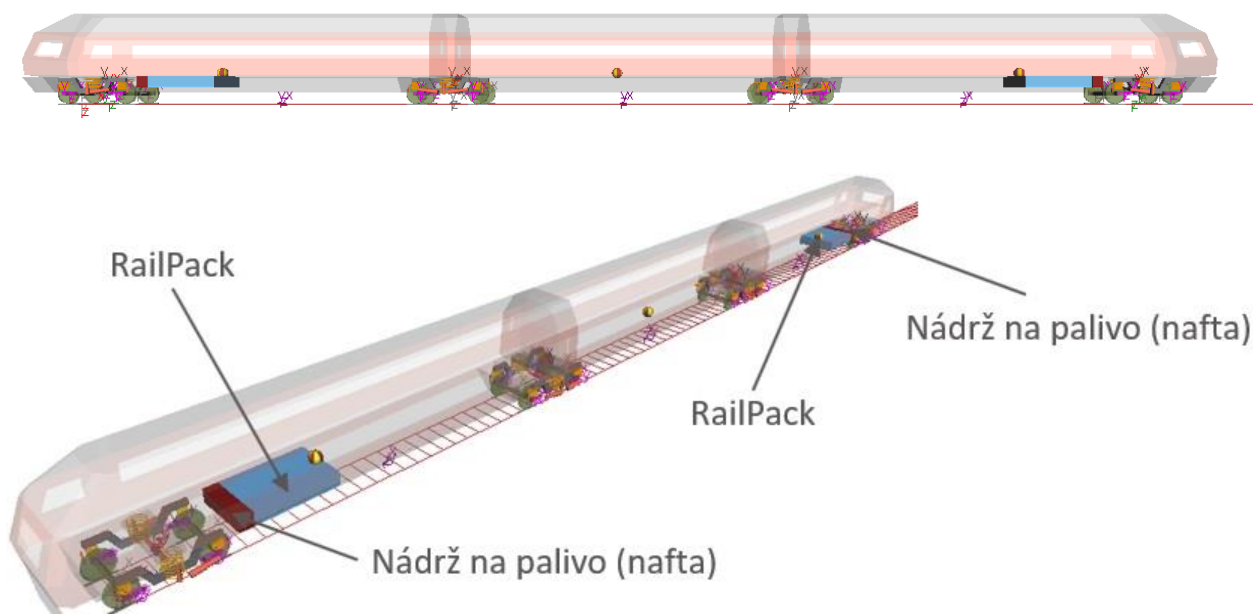
Obr. 2. Pôvodný MBS model vozidla vytvorený v programe Simpack/Rail

Vlaková súprava je vybavená dvojstupňovým vypružením, ktoré zabezpečuje dostatočné pohodlie pre cestujúcich a zároveň zaručuje vhodné chodové vlastnosti v koľaji. Primárne vypruženie je tvorené oceľovými pružinami v kombinácii s hydraulickými tlmičmi. Sekundárne vypruženie má zložitejšiu konštrukciu, keďže je tvorené vzduchovými pružiacimi prvkami a kombinuje aj ďalšie prvky vypruženia. Východzí model vlakovkej jednotky vytvorenej v programe Simpack/Rail je zobrazený na obr. 2.

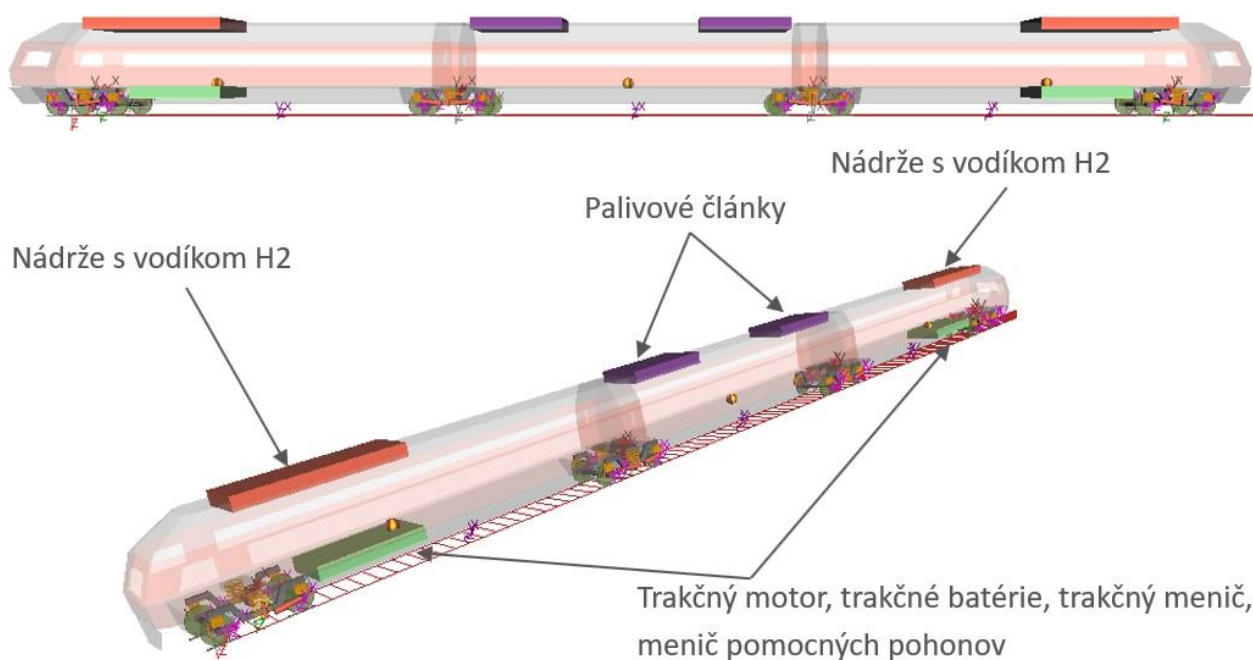
Tento východzí model je model, ktorom sú zatiaľ preddefinované prednastavené hmotnostné a zotrvačné parametre jednotlivých telies vozidla. Tieto parametre sú potom upravené, resp. predpísané

na základe reálnych hodnôt daných výrobcom vozidla. Ide najmä o definovanie hmotností a momentov zotrvačnosti pre telesá, ako sú skrine článkov, rámov podvozkov, dvojkolesí a podobne. Ďalej sú definované polohy ťažísk pre komponenty pohonu, a to jednak pre pôvodný pohon tvorený diesel-elektrickým hnacím systémom, ako aj pre nový pohonný systém zahŕňajúci implementáciu vodíkových palivových článkov a potrebných prídavných komponentov.

Ako druhý krok bol východzí model jednotky upravený tak, aby zodpovedal jednotke s pôvodnou pohonnou sústavou, ktorá zahŕňala naftový motor a ďalšie potrebné komponenty. Tieto boli zakomponované v tzv. RailPack jednotke (obr. 3).



Obr. 3. MBS model vozidla s pôvodnou pohonnou sústavou vytvorený v programe Simpack/Rail



Obr. 4. MBS model vozidla s pohonnou sústavou s vodíkovými palivovými článkami vytvorený v programe Simpack/Rail

Tretí model vlakovej jednotky vychádzal z pôvodného modelu (obr. 2), pričom boli definované komponenty zodpovedajúce rozloženiu komponentov vlakovej jednotky s vodíkovým pohonom. Obrázok 4 zobrazuje MBS model vlakovej jednotky vytvorený v programe Simpack/Rail, ktorý zodpovedná rozloženiu komponentov s vodíkovým pohonom.

Po vytvorení MBS modelov vlakových jednotiek s pôvodným dieselovým pohonom a novým pohonom na vodíkové palivové články boli definované ďalšie nevyhnutné vstupné parametre pre vykonanie simulačných výpočtov.

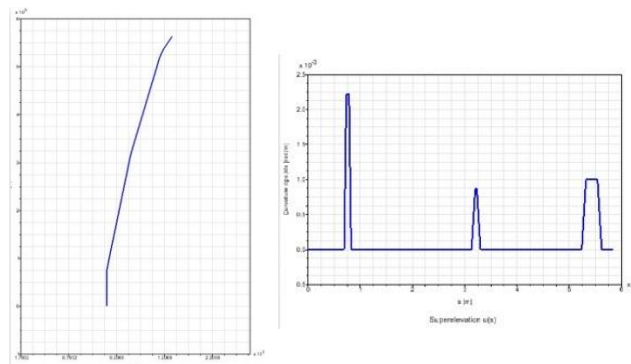
Ide o vytvorenie vhodného modelu trate, definovanej jazdnej rýchlosti, pri ktorej sa bude jednotka počas analýz pohybovať a tiež určenie sledovaných výstupných veličín.

V prezentovanom výskume sa porovnávajú vlakové jednotky pohybovali po dvoch železničných tratiach, konkrétne išlo o tieto úseky tratí: Jelšovce - Koniarovce a úsek trate Prievidza - Chrenovec. So zvolenými úsekmi tratí súvisí aj definovaná rýchlosť jazdy vlakových jednotiek. Na trati Jelšovce - Koniarovce bola definovaná rýchlosť jazdy 100 km·h<sup>-1</sup> a na trati Prievidza - Chrenovec to bola rýchlosť jazdy 50 km·h<sup>-1</sup>. Tieto dva úseky boli vhodne zvolené aj preto, že bolo možné skúmať jazdné vlastnosti modifikovaného vozidla pri vyššej aj nižšej rýchlosti a zároveň jazdu v menších oblúkoch trate (úsek trate Prievidza - Chrenovec) a tiež pri vyšších rýchlostiach a v oblúkoch s menšími polomermi (úsek trate Jelšovce - Koniarovce).

Ako výstupné veličiny ilustrujúce ovplyvnenie vzájomného pôsobenia kontaktu koleso/koľajnica boli vybrané tri výstupy, a to zvislá kolesová sila  $Q$ ,

vodiaca sila  $Y$  a pomer zvislej kolesovej sily  $Q$  a vodiacej sily  $Y$  nazývanej bezpečnosť proti vykoľajeniu  $Y/Q$ .

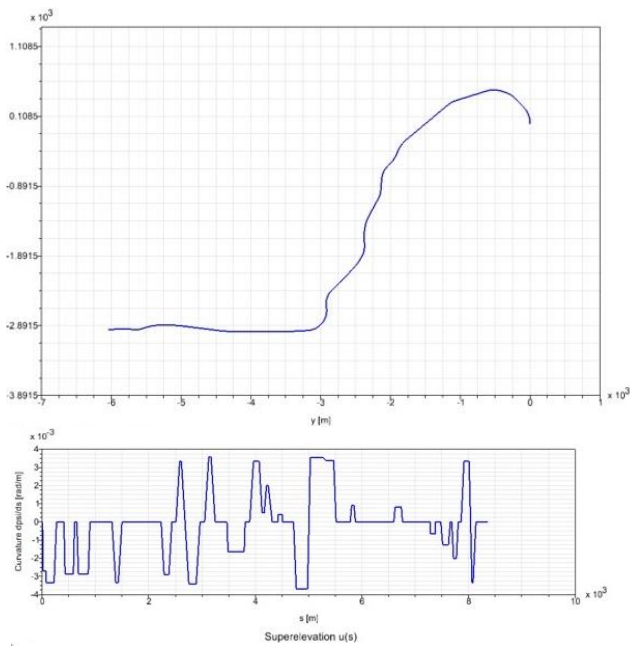
Na obr. 5 vľavo je zobrazené trasovanie železničnej trate Jelšovce - Koniarovce v horizontálnej rovine spolu so zobrazením polomerov krivosti oblúkov (obr. 5 vpravo).



Obr. 5. Horizontálne trasovanie trate Jelšovce - Koniarovce (vľavo) a krivosti oblúkov (vpravo)

Tu je možné vidieť, že táto trať má malý počet oblúkov a veľkým polomerom, preto je možné touto traťou prechádzať vyššou rýchlosťou. Ako bolo spomenuté vyššie, je to rýchlosť 100 km·h<sup>-1</sup>.

Na druhej strane, je to úsek železničnej trate medzi mestom Prievidza a Chrenovec, ktorá má oveľa väčší počet oblúkov, pričom tieto oblúky sú pravotočivé aj ľavotočivé a majú rôzne polomery. Rýchlosť pohybu vozidla počas simulácií tu bola nižšia, a to 50 km·h<sup>-1</sup>, pretože vyššia rýchlosť by znamenala ohrozenie bezpečnosti jazdy z hľadiska vykoľajenia vozidiel, ktoré na tejto trati premávajú. Horizontálne trasovanie trate a krivosti oblúkov sú znázornené na obr. 6.



Obr. 6. Horizontálne trasovanie trate Prievidza - Chrenovec (hore) a krivosti oblúkov (dole)

## 2 VÝSLEDKY SIMULAČNÝCH VÝPOČTOV

V tejto časti príspevku sú prezentované výsledky simulačných analýz jazdy vozidla pri podmienkach opísaných v predchádzajúcich kapitolách, t. j. na uvedených tratiach (obr. 5 a obr. 6), pri uvedených

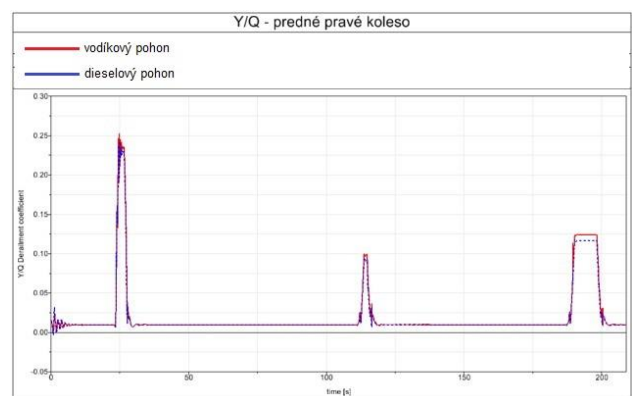
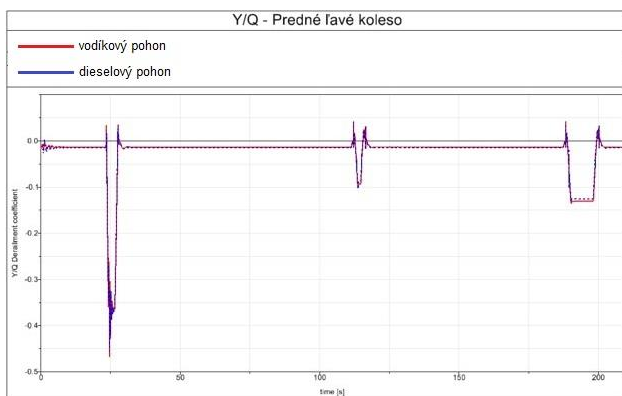
jazdných rýchlostiach a pri uvedených rozložených hmotnostiach pre dieselový pohon a vodíkový pohon (obr. 3 a obr. 4).

Ako výstupné pozorované veličiny sú zvolené silové pomery v kontakte koleso/koľajnica ako reprezentatívny výstup pre vyhodnotenie jazdných vlastností vozidla. Ide o vyhodnotenie bezpečnosti proti vykoľajeniu  $Y/Q$ , vodiacich síl  $Y$  a zvislých kolesových síl  $Q$ . Výstupy sú zobrazené pre prvé dvojkolesie pre obidve kolesá, teda pre ľavé koleso prvého dvojkolesia a pre pravé koleso prvého dvojkolesia.

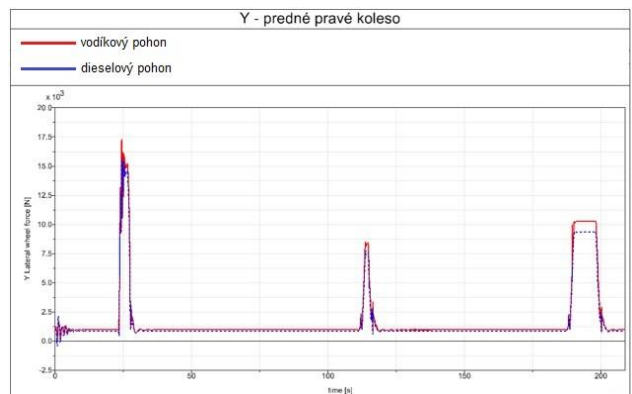
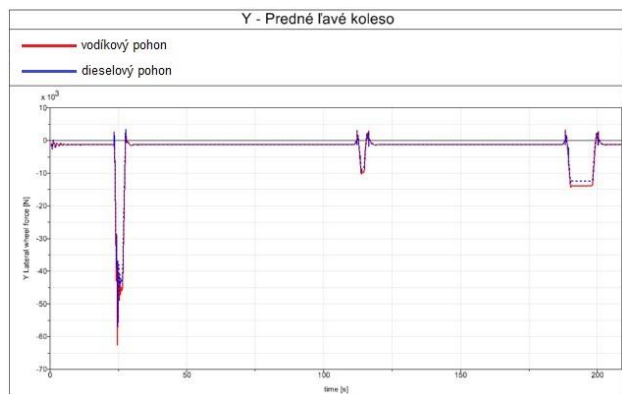
Porovnávané sú výstupy pre vozidlo s pôvodným dieselovým pohonom - modré krivky a pre vozidlo s novým vodíkovým pohonom - červené krivky.

Najskôr sú uvedené výstupné priebehy pre trať Jelšovce - Koniarovce, teda pre rýchlosť jazdy  $100 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ .

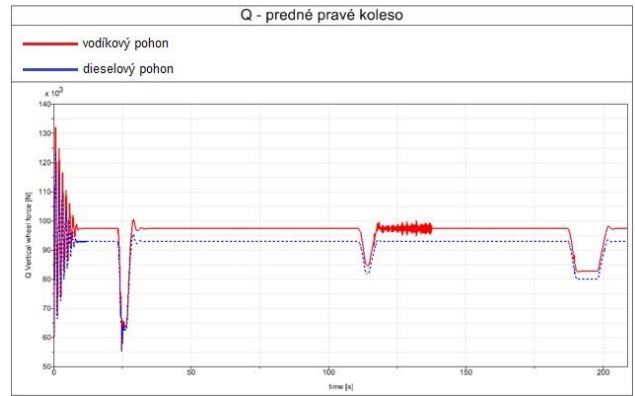
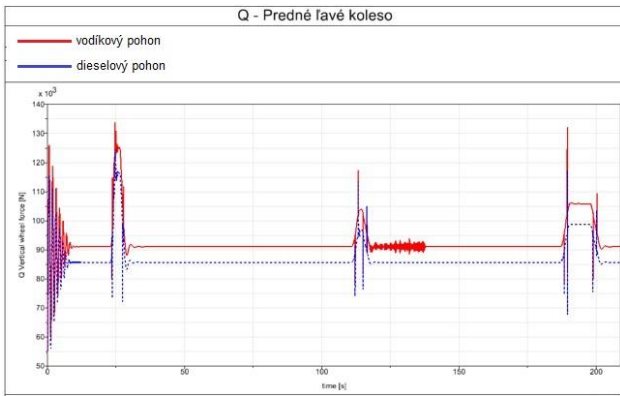
Ako prvý výstup zo simulačných výpočtov môžeme vidieť na obr.7 priebehy bezpečnosti proti vykoľajeniu. Z výsledkov môžeme vidieť, že obidva druhy pohonom vozidla dosahujú na danej trati v princípe zhodné hodnoty bezpečnosti proti vykoľajeniu, pričom na ľavom kolese prvého dvojkolesia sú dosiahnuté vyššie hodnoty, a to konkrétne v prvom oblúku. V žiadnom pozorovanom úseku neboli prekročené maximálne dovolené hodnoty ani pre dieselový a ani pre vodíkový pohon.



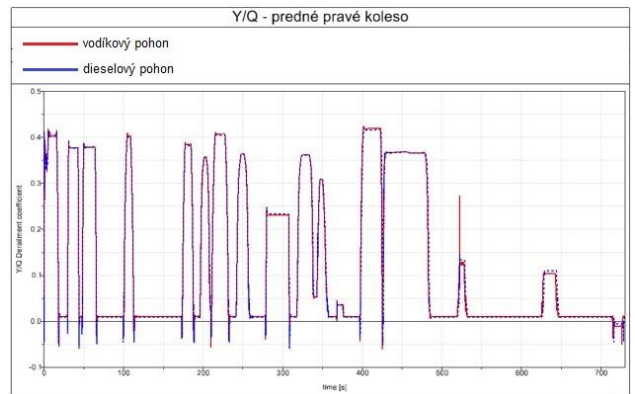
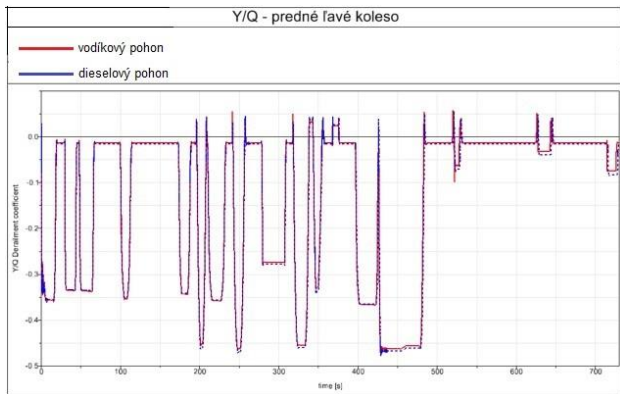
Obr. 7. Priebeh bezpečnosti proti vykoľajeniu  $Y/Q$ , trať Jelšovce - Koniarovce, rýchlosť jazdy  $100 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$



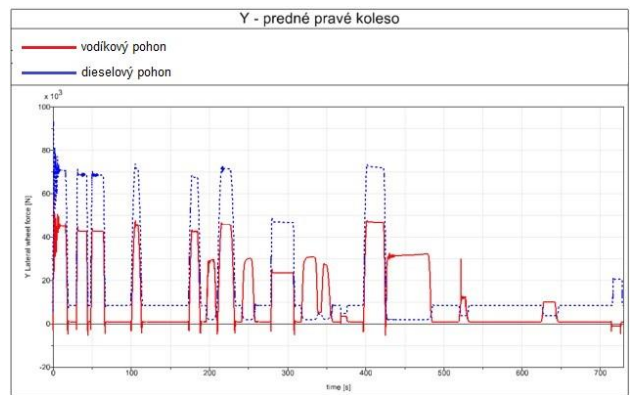
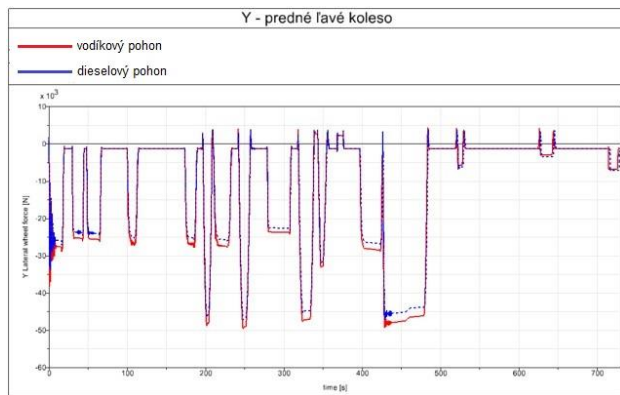
Obr. 8. Priebeh vodiacich síl  $Y$ , trať Jelšovce - Koniarovce, rýchlosť jazdy  $100 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$



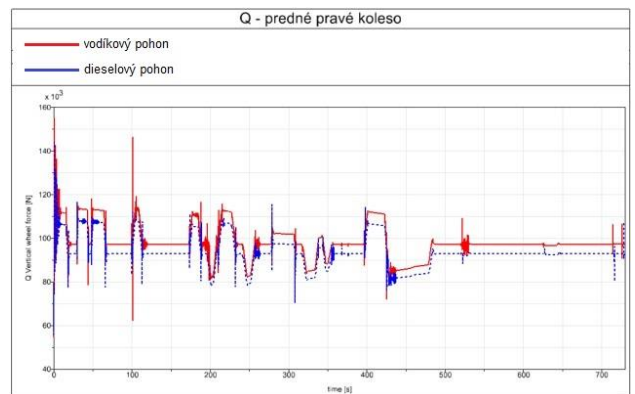
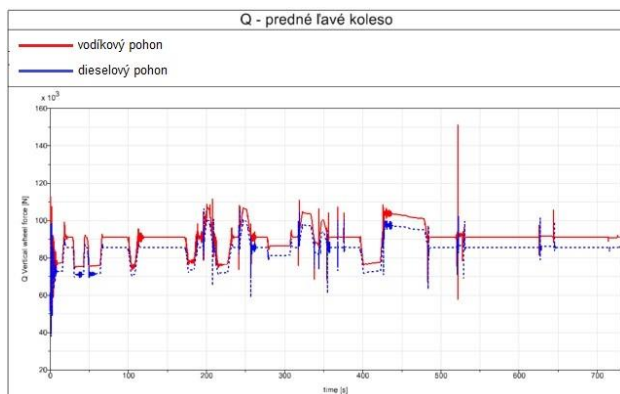
Obr. 9. Priebeh kolesových síl  $Q$ , trať *Jelšovce - Koniarovce*, rýchlosť jazdy  $100 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$



Obr. 10. Priebeh bezpečnosti proti vykoľajeniu  $Y/Q$ , trať *Prievidza - Chrenovec*, rýchlosť jazdy  $50 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$



Obr. 11. Priebeh vodiacich síl  $Y$ , trať *Prievidza - Chrenovec*, rýchlosť jazdy  $50 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$



Obr. 12. Priebeh kolesových síl  $Q$ , trať *Prievidza - Chrenovec*, rýchlosť jazdy  $50 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$

Z obr. 8 môžeme vidieť priebehy vodiacich síl  $Y$  pre trať *Jelšovce - Koniarovce*. Je zrejme, že pri nábehu do oblúka dochádza k nárastu vodiacich síl  $Y$ . Ak však porovnáme priebehy vodiacich síl pre dieselový pohon a vodíkový pohon, tiež nedochádza k radikálnym rozdielom v rozložení týchto síl.

Iná situácia ale nastáva, ak porovnáваме priebehy zvislých kolesových síl  $Q$ . V oblúkoch tiež narastajú hodnoty týchto síl, keďže vplyvom odstredivých účinkov dochádza k priradeniu vonkajšieho kolesa a k odľahčeniu vnútorného kolesa. V prípade vodíkového pohonu (modrý krivka) navyše ide o zvýšené nápravové zaťaženie, ktoré má nepriaznivý vplyv na jazdné vlastnosti vozidla.

Ďalej sú uvedené výsledky simulačných výpočtov pre trať *Prievidza - Chrenovec* a pre rýchlosť jazdy  $50 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ . Tiež sú tu zobrazené výstupné veličiny bezpečnosť proti vykoľajeniu  $Y/Q$  (obr. 10), vodiace sily  $Y$  (obr. 11) a zvislé kolesové sily  $Q$  (obr. 12) pre *dieselový pohon* vozidla (*modré krivky*) a pre *vodíkový pohon* vozidla (*červené krivky*).

Ako je možné vidieť z obr. 10, hodnoty bezpečnosti proti vykoľajeniu opäť narastajú pri jazde vozidla v oblúkoch trate. Napriek menším polomerom oblúkov na trati nenastáva výrazné zvýšenie týchto hodnôt v porovnaní s prípadom jazdy na trati *Jelšovce - Koniarovce*. Hodnoty bezpečnosti proti vykoľajeniu na tejto trati sú tiež do 0,5, čo nepredstavuje ohrozenie bezpečnosti jazdy z hľadiska vykoľajenia.

Obrázok 11 zobrazuje priebehy vodiacich síl  $Y$  v kontakte koleso/koľajnica pre dieselový a vodíkový pohon tiež pre túto istú trať a rýchlosť jazdy. Tieto priebehy ukazujú, že najvyššie hodnoty vodiacich síl na ľavom kolese sa dosahujú pre vozidlo s vodíkovým pohonom a na pravom kolese pre vozidlo s dieselovým pohonom. Tieto priebehy tiež korešpondujú s priebehmi koeficientu bezpečnosti proti vykoľajeniu  $Y/Q$  (obr. 11).

Najdôležitejšie z hľadiska posúdenia vhodnosti pohonu vlakovej jednotky prostredníctvom vodíkových palivových článkov je vyhodnotenie priebehov zvislých kolesových síl  $Q$ . Ako je možné vidieť na grafoch pre ľavé a pravé koleso na nabiehajúcom dvojkolesí, vozidlo s vodíkovým pohonom má vyššie nápravové zaťaženie ako vozidlo s pôvodným dieselovým pohonom (obr. 12). Pri jazde v oblúkoch trate na úseku *Jelšovce - Koniarovce* pri rýchlosti  $50 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$  dochádza v oblúkoch k nárastu kolesových síl  $Q$ . V priamych úsekoch trate (horizontálne časti grafov) je možné pozorovať zvýšené zaťaženie v kontakte koleso/koľajnica v neprospech pre vodíkový pohon.

Najdôležitejším zistením je fakt, že pri vodíkovom pohone je prekročené maximálne dovolené zaťaženie na nápravu.

Vozidlo má dovolené maximálne nápravové zaťaženie 18,5 t (181,49 kN), čo je 18 500 t (181 490 N) na nápravu. V prípade rovnomerného rozloženia hmotnosti vychádza maximálne zaťaženie na koleso tohto dvojkolesia 9,25 t (90,743 kN), čo zodpovedá 9 250 t (90 743 N). Z vypočítaných grafov simulačných výpočtov je ale zrejme, že pre vodíkový pohon bola dosiahnuté zaťaženie 9,80 t (96,138 kN), teda 19,6 t (192,276 N). Takéto zaťaženie jedného dvojkolesia nie je prípustné.

Ako hlavné zhodnotenie výsledkov simulačných výpočtov je možné vyjadriť, že komponenty vodíkového pohonu vozidla majú príliš vysokú hmotnosť a ich navrhované rozloženie nevhodne vplýva na nápravové zaťaženie upravovaného vozidla. Pre je odporúčané prehodnotiť inštaláciu komponentov vodíkového pohonu do súčasnej konštrukcie vozidla r. 861. Je nevyhnutné použiť také komponenty a prispôsobiť ich rozloženie v jednotlivých článkoch vozidla tak, aby z hľadiska zaťaženia vozidla a vzájomného pôsobenia v kontakte koleso/koľajnica boli akceptovateľné pre jeho prevádzku spĺňajúcu podmienku maximálneho nápravového zaťaženia 18,5 t (181,49 N).

## ZÁVER

Prezentovaný článok bol orientovaný na analýzu jazdných vlastností modifikovaného vozidla a jeho komponentov v dôsledku zmeny pohonného ústrojenstva a ovplyvnenie vzájomného pôsobenia kontaktu koleso/koľajnica. Vytvorené boli MBS virtuálne modely koľajového vozidla r. 861, pričom jedna verzia modelu obsahovala dieselový pohon a druhá verzia vozidla obsahovala vodíkový pohon. Z vyhodnotených simulačných výpočtov sa zistilo, že vodíkový pohon nepriaznivo ovplyvňuje nápravové zaťaženie vozidla (vysoké nápravové zaťaženie), preto sa odporúča prehodnotiť inštaláciu vodíkového pohonu a jeho komponentov do vozidla r. 861 so súčasnou konštrukciou.

## Pod'akovanie

*„Táto publikácia vznikla vďaka podpore v rámci Operačného programu Integrovaná infraštruktúra pre projekt: Konceptia, bezpečnosť a súvisiaci priemyselný výskum náhrady dieselového pohonu za pohon s vodíkovým palivovým článkom v diesel motorových jednotkách radu 861 (kód projektu v ITMS2014+: 313011BVC2), spolufinancovaný zo zdrojov Európskeho fondu regionálneho rozvoja.“*

## LITERATÚRA

[1] GERLICI, J. - LACK, T. (2004): *Kontakt železničného dvojkolesia a koľaje*. 1. vyd. - V Žiline : Žilinská univerzita, 2004, 200 s., ISBN 80-8070-317-5.



---

# Vplyv technologických parametrov pri prievlačnom ťahaní rúr na ich výsledné vlastnosti a presnosť

---

## Jozef Bilik, doc. Ing., PhD.\*

Katedra tvárnenia kovov a plastov, Ústav výrobných technológií,  
Materiálovotechnologická fakulta so sídlom v Trnave,  
Slovenská technická univerzita v Bratislave,  
Jána Bottu 2781/25, 917 24 Trnava, Slovenská republika.  
E-mail: jozef.bilik@stuba.sk, Tel.: +421 915 761 406

## Róbert Sobota, Ing., PhD.

Katedra tvárnenia kovov a plastov, Ústav výrobných technológií,  
Materiálovotechnologická fakulta so sídlom v Trnave,  
Slovenská technická univerzita v Bratislave,  
Jána Bottu 2781/25, 917 24 Trnava, Slovenská republika.  
E-mail: robert.sobota@stuba.sk, Tel.: +421 908 657 796

## Michaela Kritikos, Ing., PhD.

Katedra obrábania a počítačovej podpory technológií, Ústav výrobných technológií,  
Materiálovotechnologická fakulta so sídlom v Trnave,  
Slovenská technická univerzita v Bratislave,  
Jána Bottu 2781/25, 917 24 Trnava, Slovenská republika.  
E-mail: michaela.kritikos@stuba.sk, Tel.: +421 906 068 309

## Influence of technological parameters when drawing tubes on their resulting properties and accuracy

**Abstract:** The article is focused on the implementation of experimental tests in order to monitor the impact of technological parameters during the drawing of tubes on their resulting properties and accuracy. In experimental tests, samples of seamless tubes with dimensions of  $\varnothing 14$ ,  $\varnothing 16$  and  $\varnothing 18$  were used, which were pulled by pressing to the final outer diameter of  $\varnothing 12$ . Measurements of internal and external diameter as well as tensile tests to determine mechanical properties were carried out before and after drawing on the tubes. Experimental tests were carried out in order to optimize the drawing process to reduce the number of operations and reduce production costs.

**Keywords:** tubes, drawing, measuring.

---

## ÚVOD

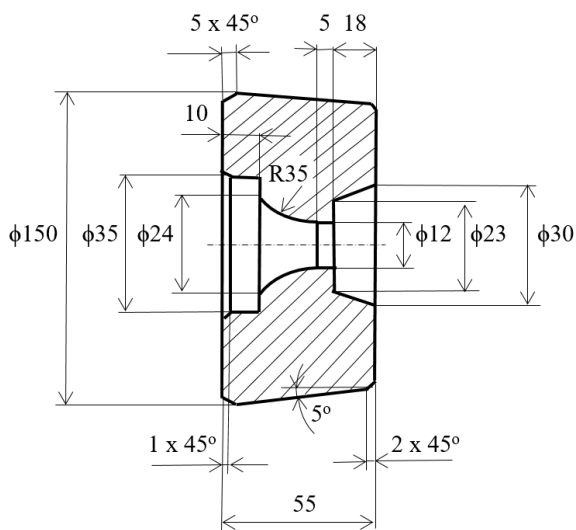
Rúry ako významný konštrukčný prvok majú široké uplatnenie. S rúrami sa možno stretnúť v automobilovom priemysle, vo výrobnom procese rôznych priemyselných oblastí alebo aj v domácnostiach. Rúry sú neodmysliteľným prvkom rôznych tvarovo a konštrukčne zložitých súčiastok. Výroba bezšvových rúr sa vyznačuje vysokými investičnými nákladmi na zariadenia. Vyznačuje sa aj vysokými nárokmi na výrobné plochy a vysokými nákladmi na samotnú výrobu. Ide totiž o náročný technologický proces od prípravy polotovaru až po výrobu širokého sortimentu rúr čo sa týka materiálov a rozmerov. Pri výrobe bezšvových rúr menších rozmerov a presných bezšvových rúr ide o

kombináciu operácií tvárnenia za tepla a tvárnenia za studena. Tvárnenie za tepla zahŕňa prevažne technologické procesy valcovania a tvárnenie za studena zahŕňa hlavne procesy ťahania cez prievlaky.

## 1 REALIZÁCIA EXPERIMENTÁLNYCH MERANÍ

V rámci výskumu procesov výroby presných rúr ťahaných za studena boli realizované viaceré experimentálne práce. V príspevku sú uvedené výsledky z realizácie finálneho ťahania rúry s vonkajším priemerom 12 mm s hrúbkou steny 1 mm z materiálu E235 prievlačným ťahaním na skúšobnom zariadení pomocou prípravku.

Cieľom experimentálneho ťahania bolo skúmanie vplyvu technologických parametrov so zameraním sa na veľkosť pretvorenia (redukcie) na výsledné vlastnosti a presnosť rúr. Pre experiment bol použitý proces ťahania rúr za studena konkrétne prievlačné ťahanie. Prievlačné ťahanie sa využíva najmä na dokončovanie rúr ako finálna operácia. Použitý bol prievlak na ktorom vstupná redukčná časť mala prechodový polomer  $R35$  (obr. 1). Použité boli vzorky bezšvových rúr s rozmermi  $\varnothing 14$ ,  $\varnothing 16$  a  $\varnothing 18$  z každého po tri kusy. Všetky vzorky boli ťahaním zredukované na  $\varnothing 12$ . Ťahanie každej vzorky prebiehalo na jeden ťah pomocou prípravku na skúšobnom stroji *EU 40* podľa obr. 2. Pri každom ťahaní bol prievlak dôkladne namazaný *olejomolykote HTF Dispersion* kvôli zníženiu trenia na stykových plochách rúry a prievlaku, kde vznikajú vysoké tlaky a teploty. Teplota okolia pri bola ťahaní  $20^{\circ}\text{C}$ . Materiál rúr bola oceľ *E235*. Na konci každej vstupnej rúry bol vytvorený hrot na upnutie do čeľuští zariadenia na ťahanie. Hrotovanie koncov rúr bolo realizované technológiou rotačného kovania v rozmedzí teplôt  $850^{\circ}\text{C}$  až  $900^{\circ}\text{C}$  na priemer  $\varnothing 11$  mm tak aby priemer hrotu bol menší ako vnútorný priemer prievlaku, ktorý bol  $\varnothing 12$  mm.



Obr. 1. Prievlak použitý pri experimentálnom ťahaní



Obr. 2. Proces ťahania rúry na skúšobnom stroji *EU 40* pomocou prípravku

Rýchlosť ťahania pri experimentálnom ťahaní bola  $60 \text{ mm}\cdot\text{min}^{-1}$ .

Na obr. 3, obr. 4 a obr. 5 sú uvedené jednotlivé rúry pred a po ťahaní z priemerov  $\varnothing 14$ ,  $\varnothing 16$  a  $\varnothing 18$  na priemer  $\varnothing 12$ .



Obr. 3. Spodná rúra pred ťahaním  $\varnothing 14$  a), vrchná rúra po ťahaní  $\varnothing 12$  b)



Obr. 4. Spodná rúra pred ťahaním  $\varnothing 16$  a), vrchná rúra po ťahaní  $\varnothing 12$  b)



Obr. 5. Spodná rúra pred ťahaním  $\varnothing 18$  a), vrchná rúra po ťahaní  $\varnothing 12$  b)

V tab. 1 je uvedené chemické zloženie ocele *E235* použitej pri danom experimente a v tab. 2 sú uvedené požadované mechanické vlastnosti ocele *E235*.

Tab. 1. Chemické zloženie sledovanej ocele *E235* v hmot. %

<i>C</i>	$\leq 0,17$
<i>Si</i>	$\leq 0,35$
<i>Mn</i>	$\leq 1,2$
<i>P</i>	$\leq 0,030$
<i>S</i>	$\leq 0,035$

Tab. 2. Požadované mechanické vlastnosti ocele *E235*

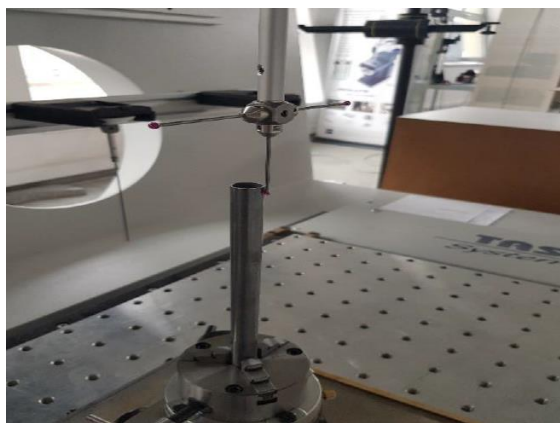
Minimálna medza klzu $R_{p0,2}$ [MPa]	235
Minimálna pevnosť v ťahu $R_m$ [MPa]	360
Minimálna ťažnosť <i>A</i> [%]	25

## 1.1 Meranie rozmerov rúr pred a po ťahaní

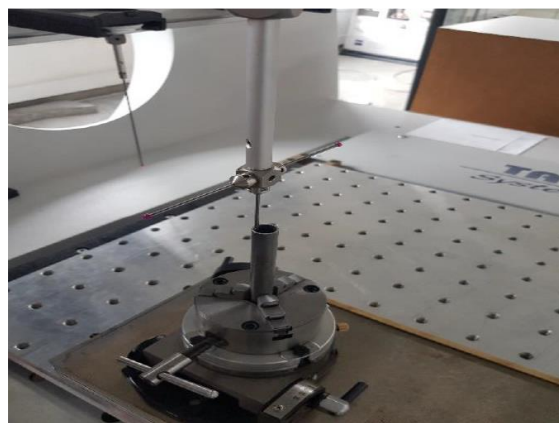
Meranie rozmerov rúr pred a po ťahaní bolo realizované na súradnicovom meracom zariadení *ZEISS-CENTER MAX*.

Merané boli vonkajšie priemery (obr. 6) a vnútorné priemery (obr. 7). Meranie bolo uskutočnené vždy v hĺbke 6 mm od okraja rúry. Využitá bola stratégia merania po kruhovej dráhe a na jednu kružnicu meracie zariadenie spravilo 500 vyhodnotení. Rýchlosť skenovania bola  $5 \text{ mm}\cdot\text{s}^{-1}$ .

Namerané a vypočítané hodnoty získané meraním realizované na súradnicovom meracom zariadení *ZEISS-CENTER MAX* sú uvedené tab. 3 až tab. 8.



Obr. 6. Meranie vonkajšieho priemeru



Obr. 7. Meranie vnútorného priemeru

Tab. 3. Namerané hodnoty pri ťahaní rúry Ø14 na Ø12 na 1 ťah

Číslo rúry	Vonkajší priemer pred ťahaním $D_o$ [mm]	Vnútorný priemer pred ťahaním $d_o$ [mm]	Vonkajší priemer po ťahaní $D$ [mm]	Vnútorný priemer po ťahaní $d$ [mm]
1	13,983	11,960	12,008	9,938
2	13,982	11,944	12,008	9,934
3	13,975	11,948	12,007	9,934

Tab. 4. Vypočítané hodnoty pri ťahaní rúry Ø14 na Ø12 na 1 ťah

Číslo rúry	Hrúbka steny pred ťahaním $s_o$ [mm]	Hrúbka steny po ťahaní $s$ [mm]	Zmena hrúbky steny $\Delta s$ [mm]/[%]	Redukcia $R$ [%]
1	1,0115	1,0350	0,0235/2,32	13,44
2	1,0190	1,0370	0,0180/1,77	13,87
3	1,0135	1,0365	0,0230/2,27	13,44

Tab. 5. Namerané hodnoty pri ťahaní rúry Ø16 na Ø12 na 1 ťah

Číslo rúry	Vonkajší priemer pred ťahaním $D_o$ [mm]	Vnútorný priemer pred ťahaním $d_o$ [mm]	Vonkajší priemer po ťahaní $D$ [mm]	Vnútorný priemer po ťahaní $d$ [mm]
1	16,047	14,048	12,007	9,917
2	16,051	14,048	12,008	9,916
3	16,048	14,044	12,008	9,915

Tab. 6. Vypočítané hodnoty pri ťahaní rúry Ø16 na Ø12 na 1 ťah

Číslo rúry	Hrúbka steny pred ťahaním $s_o$ [mm]	Hrúbka steny po ťahaní $s$ [mm]	Zmena hrúbky steny $\Delta s$ [mm]/[%]	Redukcia $R$ [%]
1	0,9995	1,0450	0,0455/4,55	23,83
2	1,0015	1,0460	0,0445/4,44	23,92
3	1,0020	1,0465	0,0445/4,44	23,91

Tab. 7. Namerané hodnoty pri ťahaní rúry Ø18 na Ø12 na 1 ťah

Číslo rúry	Vonkajší priemer pred ťahaním $D_o$ [mm]	Vnútorný priemer pred ťahaním $d_o$ [mm]	Vonkajší priemer po ťahaní $D$ [mm]	Vnútorný priemer po ťahaní $d$ [mm]
1	17,991	15,958	12,007	9,884
2	17,988	15,955	12,008	9,869
3	17,984	15,950	12,007	9,882

Tab. 8. Vypočítané hodnoty pri ťahaní rúry Ø18 na Ø12 na 1 ťah

Číslo rúry	Hrúbka steny pred ťahaním $s_0$ [mm]	Hrúbka steny po ťahaní $s$ [mm]	Zmena hrúbky steny $\Delta s$ [mm]/[%]	Redukcia $R$ [%]
1	1,0165	1,0615	0,0450/4,43	32,66
2	1,0165	1,0695	0,0530/5,21	32,19
3	1,0170	1,0625	0,0455/4,47	32,61

## 1.2 Ťažné sily a napätia pri ťahaní

V tab. 9, tab. 10 a tab. 11 sú uvedené namerané hodnoty maximálnych ťažných síl a vypočítané maximálne ťahové napätia v ťahanej rúre za prievlakom počas procesu prievlačného ťahania.

Na určenie mechanických vlastností rúr bola použitá statická skúška ťahom. Skúška sa realizovala na

vzorkách rúr pred a po ťahaní. Na každej vzorke boli vytvorené upínacie hlavy pre možnosť upnutia rúr do zariadenia na ťahovú skúšku. Použité boli vzorky pred a po ťahaní z priemeru Ø14 na Ø12, Ø16 na Ø12 a Ø18 na Ø12 z každého po dva kusy ako je možné vidieť na obr. 8. Na obr. 9 sú zobrazené vzorky po vykonaní ťahovej skúšky.

Tab. 9. Namerané hodnoty maximálnych ťažných síl a vypočítané maximálne ťahové napätia v ťahanej rúre pri ťahaní rúry Ø14 na Ø12 na 1 ťah

Číslo rúry	Vonkajší priemer po ťahaní $D$ [mm]	Vnútorý priemer po ťahaní $d$ [mm]	Prierez rúry po ťahaní $S_r$ [mm <sup>2</sup> ]	Maximálna ťažná sila $F_{\ell max}$ [N]	Maximálne ťahové napätie $\sigma_{\ell max}$ [MPa]
1	12,008	9,938	35,679	5400	151,35
2	12,008	9,934	35,741	5430	151,93
3	12,007	9,934	35,722	5520	154,53

Tab. 10. Namerané hodnoty maximálnych ťažných síl a vypočítané maximálne ťahové napätia v ťahanej rúre pri ťahaní rúry Ø16 na Ø12 na 1 ťah

Číslo rúry	Vonkajší priemer po ťahaní $D$ [mm]	Vnútorý priemer po ťahaní $d$ [mm]	Prierez rúry po ťahaní $S_r$ [mm <sup>2</sup> ]	Maximálna ťažná sila $F_{\ell max}$ [N]	Maximálne ťahové napätie $\sigma_{\ell max}$ [MPa]
1	12,007	9,917	35,988	10250	284,82
2	12,008	9,916	36,022	10500	291,49
3	12,008	9,915	36,038	10550	292,75

Tab. 11. Namerané hodnoty maximálnych ťažných síl a vypočítané maximálne ťahové napätia v ťahanej rúre pri ťahaní rúry Ø18 na Ø12 na 1 ťah

Číslo rúry	Vonkajší priemer po ťahaní $D$ [mm]	Vnútorý priemer po ťahaní $d$ [mm]	Prierez rúry po ťahaní $S_r$ [mm <sup>2</sup> ]	Maximálna ťažná sila $F_{\ell max}$ [N]	Maximálne ťahové napätie $\sigma_{\ell max}$ [MPa]
1	12,007	9,884	36,501	13440	368,21
2	12,008	9,869	36,752	13430	365,42
3	12,007	9,882	36,532	13700	375,01



Obr. 8. Skúšobné vzorky pred a po ťahaní-vľavo Ø14 na Ø12 v strede Ø16 na Ø12 vpravo Ø18 na Ø12



Obr. 9. Skúšobné vzorky po roztrhnutí Ø14 a Ø12

### 1.3 Namerané a vypočítané hodnoty z ťahovej skúšky

Pred vykonaním ťahovej skúšky boli na vzorkách vyznačené dĺžky meranej časti drieku na zistenie predĺženia drieku vzorky do roztrhnutia  $\Delta L_R$  po vykonaní skúšky. Po upnutí a roztrhnutí vzorky sa z diagramu určilo predĺženie do roztrhnutia a určila sila na medzi klzu  $F_{p0,2}$  a sila na pevnosti v ťahu  $F_m$  na výpočet ťažnosti  $A$ , medze klzu  $R_{p0,2}$  a pevnosti v ťahu  $R_m$ .

Namerané a vypočítané hodnoty získané z ťahových skúšok sú uvedené v tab. 12 až tab. 17.

*Poznámka:*  $D_o$  - vonkajší priemer rúry pred ťahaním,  $D$  - vonkajší priemer rúry po ťahaní,  $L_o$  - dĺžka meranej časti drieku,  $S_o$  - počiatočný prierez,  $F_{Rp0,2}$  - sila na medzi klzu,  $F_{Rm}$  - sila na pevnosti v ťahu,  $\Delta L_R$  - predĺženie drieku vzorky do roztrhnutia,  $A$  - ťažnosť,  $R_{p0,2}$  - medza klzu,  $R_m$  - pevnosť v ťahu.

Tab. 12. Namerané hodnoty a vypočítané hodnoty pre rúru pred ťahaním z priemeru Ø14 na priemer Ø12

Číslo rúry	$D_o$ [mm]	$L_o$ [mm]	$S_o$ [mm <sup>2</sup> ]	$F_{p0,2}$ [N]	$F_m$ [N]	$\Delta L_R$ [mm]	Ťažnosť $A$ [%]	$R_{p0,2}$ [MPa]	$R_m$ [MPa]
1	13,983	95	41,220	11360	17080	24,0	25,3	275,6	414,4
2	13,982	95	41,498	12240	17000	23,8	25,1	294,9	409,7

Tab. 13. Namerané hodnoty a vypočítané hodnoty pre rúru po ťahaní z priemeru Ø14 na priemer Ø12

Číslo rúry	$D_o$ [mm]	$L_o$ [mm]	$S_o$ [mm <sup>2</sup> ]	$F_{p0,2}$ [N]	$F_m$ [N]	$\Delta L_R$ [mm]	Ťažnosť $A$ [%]	$R_{p0,2}$ [MPa]	$R_m$ [MPa]
1	12,008	95	35,679	14840	17720	9,8	10,3	415,9	496,7
2	12,008	95	35,742	14800	17840	8,6	9,1	414,1	499,1

Tab. 14. Namerané hodnoty a vypočítané hodnoty pre rúru pred ťahaním z priemeru Ø16 na priemer Ø12

Číslo rúry	$D_o$ [mm]	$L_o$ [mm]	$S_o$ [mm <sup>2</sup> ]	$F_{p0,2}$ [N]	$F_m$ [N]	$\Delta L_R$ [mm]	Ťažnosť $A$ [%]	$R_{p0,2}$ [MPa]	$R_m$ [MPa]
1	16,047	95	47,250	14000	19200	26,4	27,8	296,3	406,3
2	16,051	95	47,350	13920	19360	26,0	27,4	294,0	408,9

Tab. 15. Namerané hodnoty a vypočítané hodnoty pre rúru po ťahaní z priemeru Ø16 na priemer Ø12

Číslo rúry	$D_o$ [mm]	$L_o$ [mm]	$S_o$ [mm <sup>2</sup> ]	$F_{p0,2}$ [N]	$F_m$ [N]	$\Delta L_R$ [mm]	Ťažnosť $A$ [%]	$R_{p0,2}$ [MPa]	$R_m$ [MPa]
1	12,007	95	35,988	15640	18880	9,1	9,6	434,6	524,6
2	12,008	95	36,022	16000	19360	9,2	9,7	444,2	537,4

Tab. 16. Namerané hodnoty a vypočítané hodnoty pre rúru pred ťahaním z priemeru Ø18 na priemer Ø12

Číslo rúry	$D_o$ [mm]	$L_o$ [mm]	$S_o$ [mm <sup>2</sup> ]	$F_{p0,2}$ [N]	$F_m$ [N]	$\Delta L_R$ [mm]	Ťažnosť $A$ [%]	$R_{p0,2}$ [MPa]	$R_m$ [MPa]
1	17,991	95	54,207	15320	21280	29,2	30,7	282,6	392,6
2	17,988	95	54,197	15560	22000	28,5	30,0	287,1	405,9

Tab. 17. Namerané hodnoty a vypočítané hodnoty pre rúru po ťahaní z priemeru Ø18 na priemer Ø12

Číslo rúry	$D_o$ [mm]	$L_o$ [mm]	$S_o$ [mm <sup>2</sup> ]	$F_{p0,2}$ [N]	$F_m$ [N]	$\Delta L_R$ [mm]	Ťažnosť A [%]	$R_{p0,2}$ [MPa]	$R_m$ [MPa]
1	12,007	95	36,501	17240	20640	8,1	8,5	472,3	565,5
2	12,008	95	36,753	17120	20960	7,8	8,2	465,8	570,3

## ZÁVER

Pri výrobe bezšvových rúr ťahaním cez prievlak musí byť proces ťahania riadený tak aby za prievlakom už nedochádzalo k nežiaducej plastickej deformácii ťahanej rúry. Preto je vonkajší priemer rúry daný prakticky priemerom prievlaku. Pri experimentálnom ťahaní ani v jednom prípade nedošlo k zmenšeniu vonkajšieho priemeru rúry pod konečný priemer 12 mm a priemer pohyboval sa v rozmedzí 12,007 až 12,008 mm. Skutočnosť, že neprišlo k nežiaducej deformácii za prievlakom potvrdili aj ťahové napätia ktoré ani pri ťahaní z Ø18 mm na Ø12 mm neprekročili namerané hodnoty medze klzu zistené z ťahovej skúšky po ťahaní. Pri prievlačnom ťahaní bez vnútorného tŕňa však v závislosti od veľkosti redukcie resp. pretvorenia môže dochádzať k zmene hrúbky steny. Tolerancia hrúbky steny sa štandardne pohybuje v rozmedzí  $\pm 10\%$  z nominálnej hrúbky steny. V niektorých prípadoch sa pri presných rúrach vyžaduje prísnejšia tolerancia  $\pm 7\%$  z nominálnej hrúbky steny. Pri experimentálnom ťahaní dochádzalo vo všetkých prípadoch k zväčšeniu hrúbky steny rúry. Najväčší nárast hrúbky nastal pri ťahaní z Ø18 mm na Ø12 mm a to maximálne o 5,21 % oproti hrúbke nameranej pred ťahaním. Maximálny nárast hrúbky steny rúry oproti nominálnej hodnote 1 mm predstavoval 6,95 % čo spĺňalo aj prísnejšiu normu. Na základe týchto výsledkov je možné optimalizovať počet ťahov pri výrobe daného typorozmeru rúry a ušetriť jeden ťah. Na základe realizácie ťahových skúšok pred a po ťahaní bol vyhodnotený aj nárast charakteristík pevnosti a to medze klzu a pevnosti v ťahu. Pri ťahaní z Ø18 mm na Ø12 mm tento nárast v prípade medze klzu predstavoval minimálne 78,7 MPa a v prípade pevnosti v ťahu hodnotu minimálne 159,6 MPa.

## Pod'akovanie

Táto práca bola podporená Agentúrou na podporu výskumu a vývoja na základe zmluvy č. APVV-18-0418.

Článok vznikol s podporou grantovej úlohy KEGA 026STU-4/2023.

## LITERATÚRA

[1] BÍLIK, J. - KAPUSTOVÁ, M. - RIDZOŇ, M. (2015): *Teória tvárnenia*. Trnava: AlumniPress, ISBN 978-80-8096-215-9

[2] PERNIS, R. (2007): *Teória tvárnenia kovov*. Trenčín. ISBN 978-80-8075-244-6.

[3] MOJŽIŠ, M. (2018): *Výskum a optimalizácia technológie ťahania presných bezšvových rúr*. Dizertačná práca. Trnava: MTF STU, 133 s.

[4] BÍLIK, J., MARTINKOVIČ, M., KAPUSTOVÁ, M. - NECPAL, M. - SOBOTA, R. - MOJŽIŠ, M. - PARILÁK, Ľ. - RIDZOŇ, M. (2018): *Teoreticko-technologické aspekty ťahania rúr*. Podbrezová: Odborná konferencia ŽP VVC, Tále. ISBN 978-80-973141-0-1

[5] KUMAR MISHRA, G. - SINGH, P. (2015): *Simulation of Seamless Tube Cold Drawing Process using Finite Element Analysis*. Journal for Scientific Research & Development, 3, pp. 1286-1291

[6] KARNEZIS, P. - FARRUGIA, D.C.J. (1998): *Study of cold tube drawing by finite-element modelling*. Journal of Material Processing Technology, 80-81, pp. 690-694.

[7] BELLA, P. - BUČEK, P. - RIDZOŇ, M. - MOJŽIŠ, M. - PARILÁK, Ľ. (2016): *Influence of die geometry on drawing force in cold drawing of steel tubes using numerical simulation*. Key Engineering Materials, 716, pp. 708-712.

[8] PALENGAT, M. - GUIRAUD, O. - MILLET, C. - CHAGNON, G. - FAVIER, D. (2007): *Tube Drawing Process Modelling By A Finite Element Analysis*. In: Materials & Processes for Medical Devices Conference. United States, Palm Desert, CA, pp. 65-72.

[9] MOJŽIŠ, M. - RIDZOŇ, M. - BÍLIK, J. - PARILÁK, Ľ. (2016): *The change of mechanical properties of material using various reductions by cold-drawn precision seamless tubes*. In *Hutnik-Wiadomości Hutnicze*. Vol. 83, iss. 8, s. 360-362. ISSN 1230-3534

[10] RIDZOŇ, M. - MOJŽIŠ, M. - BÍLIK, J. - PARILÁK, Ľ. (2015): *Analysis of deformation in precision seamless tubes during cold drawing*. In *Hutnik-Wiadomości Hutnicze*. Roč. 82, nr. 9, s. 638-641. ISSN 1230-3534. V databáze: DOI: DOI:10.15199/24.2015.9.12.

---

# Specifics of assembly activities using bionics

---

## **Branislav Mičieta, prof. Ing., PhD.**

Department of Industrial Engineering, Faculty of Mechanical Engineering,  
University of Žilina,  
Univerzitná 1, 010 26 Žilina.  
E-mail: [branislav.micieta@fstroj.uniza.sk](mailto:branislav.micieta@fstroj.uniza.sk), Tel.: + 421 41 513 2102

## **Vladimíra Biňasová, Ing., PhD., DiS.\***

Department of Industrial Engineering, Faculty of Mechanical Engineering,  
University of Žilina,  
Univerzitná 1, 010 26 Žilina.  
E-mail: [vladimira.binasova@fstroj.uniza.sk](mailto:vladimira.binasova@fstroj.uniza.sk), Tel.: + 421 41 513 2727

## **Ľuboslav Dulina, prof. Ing., PhD.**

Department of Industrial Engineering, Faculty of Mechanical Engineering,  
University of Žilina,  
Univerzitná 1, 010 26 Žilina.  
E-mail: [luboslav.dulina@fstroj.uniza.sk](mailto:luboslav.dulina@fstroj.uniza.sk), Tel.: + 421 41 513 2709

## **Beáta Furmannová, Ing., PhD.**

Department of industrial engineering, Faculty of Mechanical Engineering,  
University of Žilina,  
Univerzitná 1, 010 26 Žilina.  
E-mail: [beata.furmannova@fstroj.uniza.sk](mailto:beata.furmannova@fstroj.uniza.sk), Tel.: + 421 41 513 2711

## **Ján Zuzik, Ing.**

Department of Industrial Engineering, Faculty of Mechanical Engineering,  
University of Žilina,  
Univerzitná 1, 010 26 Žilina.  
E-mail: [jan.zuzik@fstroj.uniza.sk](mailto:jan.zuzik@fstroj.uniza.sk), Tel.: + 421 41 513 2748

**Abstract:** This paper deals with the implementation of bionic principles to manufacturing enterprises. Simultaneously indicating that bionics has a broad scope and innovations inspired by nature have application not only in various technological sectors, but also in management approaches and natural science. The core of the contribution is itself specification of assembly activities and the use of bionics principles in the assembly process.

**Keywords:** industrial engineering, bionic, assembly, handling.

---

## **INTRODUCTION**

In engineering production, it is necessary to emphasize some specific features of assembly processes. For example, assembly processes are organized and synchronized in relation to parts whose production is carried out at different times at different production sites and are implemented according to the specified rules that result from the given structure of the products.

Bionics is the application of biological methods and systems found in nature to the study and design of engineering systems and modern technology. Innovations are necessary for success of the manufacturing enterprise and service companies. The extent of their success and implementation of

innovations are proportional. The strategic decision of innovation is proved to be crucial for achieving competitiveness. Nowadays, it is necessary to focus on the process innovations which result in the efficient use of human, tangible, intangible and financial resources. Reducing resource consumption is a global issue, it is necessary to find alternative solutions to ensure better solutions providing lower consumption. Implementation of innovative approaches in the design of the assembly processes is desirable, because of rapid development of new customer requirements and organizational changes to achieve cost reductions. It is also developed a range of new technologies (e.g. bionic system), which enable the dynamic development of the new

generation of quality production and assembly systems.

The main bionic benefits are:

- *save energy*: Due to lack of power, nature has tended to extremely organize energy efficient structures, systems and to optimize energy consumption on every step [1, 2],
- *they reduce the material cost*: bionics can help minimize the amount of material used, and thus to decrease the material costs, while maximizing the efficiency of their products to achieve the desired function. Imitation of these natural active strategies can reduce energy consumption in the enterprise. Energy efficiency translates into energy cost reduction and thus to higher profits,
- *define and eliminate "waste"*: organizing material flows in society, the same as in nature; it will be managed by the company's profitability through cost savings. It may be beneficial to the creation of new benefiting centers aimed at the sale of waste to firms with interest in the waste treatment as a raw material [3],
- *strengthen the existing product categories*: Bionics helps to see obsolete products in a radically different light and this new perspective creates opportunities for innovation,
- *define new product categories and industries*: Bionics helps create advanced technologies that will transform the industry, or they can build a whole new industry [4],
- *lead to income*: Bionics can help create a whole new area of business that helps companies grow and restarted / or innovate / obsolete product categories and also attract new customers who are interested in innovation and sustainability, respectively competitiveness [5].
- *Goodwill*: Creation of bionic products and processes, the company can become known as an innovative and also environmentally friendly company.

## 1 THE FUTURE TRENDS OF MANIPULATION

For example, the company Festo has a technique using superconductors, as well as bionic structure inspired by natural patterns. In these areas is currently ongoing intensive research. Between superconductor and magnet remains stable air gap which can be used for contactless manipulation with objects of without friction losses, or for manipulation with objects in an enclosed area that is separated from superconductors by walls [6, 7].

The successful application of bionics in technical practice is the adaptive gripper *DHDG* inspired by fishtail functions (Fig. 1). They are able to create a

surface by grasping surface and are thus suitable for gentle manipulation of objects that can be easily damaged.



Fig. 1. The bionic adaptive gripper [1]

*Bionic Handling Assistant* (Fig. 2) appears to be a resilient gripper arm whose structure and overall functional principle imitate an elephant's trunk. However, above and beyond its actual benefits, the *Bionic Handling Assistant* is a development platform combining a wide range of technologies and components - from manufacturing concepts to series products like sensors and valves, actuators and grippers, to control technology and software for developing applications and products.



Fig. 2. Bionic Handling Assistant [1]

## 2 THE FUTURE OF AUTOMATION TECHNOLOGIES

Interesting is the line that the example of blue balls demonstrates various options handle using - for example *Bionic Tripod*, pneumatic muscles (Fig. 3), outside the box by "grass" - bionic structure biasing ball forward through each leaf curling "grass" (Fig. 4). *Fluidic Muscle* is a tensile actuator which mimics natural muscular movement. It consists of a contraction system and appropriate connectors. The contraction system is formed by a pressure-tight length of rubber hose, sheathed in high-strength fibres. The fibres create a rhomboidal pattern with a three-dimensional grid structure. When internal pressure is applied, the hose expands in its peripheral direction, thus creating a tensile force and a contraction motion in the muscle's longitudinal direction. For example, a *Fluidic Muscle* with a 20 mm diameter develops as much force as a conventional cylinder with a 63 mm diameter at the same pressure. Both actuators develop a force of 1.5 kN at 6 bar, even though the cylinder has almost ten times the cross-sectional area and about eight times the weight. With the *Bionic Tripod*, Festo is adopting a new approach in handling technology as an alternative to the portal systems that are predominant



in mechanical engineering. Sorting, palletizing and fitting: tripods are suitable for a wide variety of three-dimensional handling tasks, especially with small objects. This technology can be used wherever small masses are to be moved rapidly and flexibly [8, 9].



Fig. 3. Tripod and Fluidic Muscle [1]



Fig. 4. Bionic structure inspired by grass [1]

### 3 BIONIC ASSEMBLY SYSTEMS

*Bionic Assembly Systems (BAS)* are able to cover different needs in the exploitation in one better way than classical types of assembly systems, such as flexible assembly systems. The main characteristics of *BAS* are [10-12]:

- the variable structure of system, the number of stations can vary from min 1 of each type to unlimited,
- this system is possible to organize as workers friendly system, which has the possibility to be high, automated from one side and has ability to integrate of workers from other side,
- product mix and size of run can vary in extremely wide range,
- self-organizing behaviour of system make it robust against external and internal disturbances,
- Variable dynamic layout of system can be used for optimization of working scenario and system parameters,
- the *BAS* can very quickly respond on the demands of master scheduling system.

The concept of *Biologic Assembly System (BAS)* is logical result of the further development of flexible assembly systems. The *BAS* has stronger characteristics of self-organizing, robustness, and adaptation. The main problem is the conflict between

hierarchy and heterarchy. The concept is suitable for application by most complex flexible assembly systems. The concept accepts the variations in the structure of assembly system. Introducing of additional assembly stations without change scheduling strategies and scenarios can increase the capacity of system. This system is possible to organize as workers friendly system, which has the possibility to be high, automated from one side and has ability to integrate workers from other side. This characteristics of system open basically new trend in the development of automation, and that is the (re)integration of workers in high automated industrial environment.

This development can be highly interested for the solving of present situation in development countries which have high rate of unemployed skilled people which cannot be integrated in classical automated systems. Variable layout of system can be used for optimization of working scenario and system parameters.

### CONCLUSIONS

Nowadays, robots can perform complex operations and thus replace humans. They are often more reliable, faster, can work longer than a person. The machines they had to help a person at work, now they do the work without people. Machines are constantly replacing more and more people. In the future, machines will not only work for people, but will also be able to repair and manufacture themselves.

Innovations are an integral part of industrial production. Among the main reasons for these innovations are the elimination of existing problems in production, the replacement of outdated means of production, the fulfillment of new legal requirements and many others.

People can always learn from nature. Nature often provides fresh impetus and new approaches to solutions for industrial applications and is the most natural source of inspiration and innovation. This situation is mainly conditioned by insufficient degree of development of materials and technologies. Many ideas from nature cannot therefore be implemented and the extent of mass production or the extent of the prototype.

Research and development of materials and technology will progress and creates space for application of natural principles into technology.

In the future it can be expected that intensive use of natural principles to solve engineering problems.

### Acknowledgments

*This work was supported by project VEGA under the contract No. VEGA 1/0248/21.*

## REFERENCES

- [1] FESTO. (2016). *Túžbou po poznaní k technickým novinkám*. [online]. [cit. 2016-05-11]. Available on the Internet: [https://www.festo.com/cms/sk\\_sk/index.htm](https://www.festo.com/cms/sk_sk/index.htm).
- [2] ANTONIUK, I. - SVITEK, R. - KRAJČOVIČ, M. - FURMANOVA, B. (2021): *Methodology of design and optimization of internal logistics in the concept of Industry 4.0*. In: *Transportation Research Procedia*, 55, 503-509.
- [3] BURGANOVA, N. - GRZNAR, P. - MOZOL, Š. (2020): *Design of logistics system in production, In Technologie, procesy i systémy produkcyjne*. In: *Bielsko-Biala: Wydawnictwo naukowe Akademii techniczno-humanistycznej w Bielsku-Bialej*, p. 11-18, ISBN 978-83-66249-56-1.
- [4] KRAJČOVIČ, M. - PLINTA, D. (2012): *Comprehensive approach to the inventory control system improvement*. In: *W: Management and Production Engineering Review*, vol. 3, p. 34-44, ISSN 2080-8208.
- [5] TREBUŇA, P. - PEKARČIKOVÁ M. - KLIMENT, M. - TROJAN, J. (2019): *Metódy a systémy riadenia výroby v priemyselnom inžinierstve*. Košice: *Technická Univerzita v Košiciach*. 210 s. ISBN 978-80-553-3280-2.
- [6] FURDYGIEL, P. - PLINTA, D. (2020): *Production process improvement system*. *Wydawnictwo Naukowe Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Bialej*. Bielsko-Biala.
- [7] GREGOR, T. - MAJOR, M. - GREGOR, M. (2016): *Štíhly podnik - princípy, stavebné kamene a zásady implementácie*. In: *Časopis ProIN 5-6*, s. 25-29, ISSN 1339-2271.
- [8] GRZNÁR, P., et al. (2019): *An optimization methodology for sustainable development of production lines*. In: *Zarządzanie Przedsiębiorstwem*. Vol. 22, No. 4, pp. 2-6, 2019.
- [9] FURMANN, R. - KRAJČOVIČ, M. (2009): *Interactive 3D Design of Production Systems*. In: *Digital Factors - Workshop Handbook, SLCP, Žilina*, s. 28, ISBN 978-80- 89333-08-0.
- [10] FURMANN, R. - KRAJČOVIČ, M. (2011): *Modern Approach of 3D Layout Design*. In: *TRANSCOM - 9th European Conference of young research and scientific workers, Section 2 (Economics and Management) - Part 1, Žilina, EDIS - ŽU*, s. 43-46, ISBN 978-80-554-0370-0.
- [11] KATALINIĆ, B., et al. (2012): *Bionic Assembly System: working modes, control and scheduling*. In: *International Journal of Industrial Engineering and Management*, 3.3: 121.

---

# Simulačná analýza trakčnej/brzdnej práce a využiteľnosť trakčnej charakteristiky pri znalosti energetických parametrov trakčného pohonu koľajového vozidla

---

## Lukáš Čajkovič, Ing., PhD.\*

Katedra dopravnéj a manipulačnej techniky, Strojnícka fakulta,  
Žilinská univerzita v Žiline.  
Univerzitná 8215/1, 010 26 Žilina.  
E-mail: lukas.cajkovic@fstroj.uniza.sk, Tel.: + 421 41 513 2570.

## Jozef Harušinec, Ing., PhD.

Katedra dopravnéj a manipulačnej techniky, Strojnícka fakulta,  
Žilinská univerzita v Žiline.  
Univerzitná 8215/1, 010 26 Žilina.  
E-mail: jozef.harusinec@fstroj.uniza.sk, Tel.: + 421 41 513 2570.

## Matěj Pácha, Ing., PhD.

Katedra elektroenergetiky a elektrických pohonov, Fakulta elektrotechniky a informačných technológií,  
Žilinská univerzita v Žiline.  
Univerzitná 8215/1, 010 26 Žilina.  
E-mail: matej.pacha@feit.uniza.sk, Tel.: + 421 41 513 2156.

## Branislav Rácek, Ing.

Železničná spoločnosť Slovensko, a. s.,  
Odbor riadenia strategických projektov, Oddelenie strategického rozvoja,  
Pri Bitúnku 2, 040 01 Košice 1.  
E-mail: racek.branislav@slovakrail.sk

## Simulation analysis of traction/braking work and usability of traction characteristics with knowledge of the traction energy parameters of a railway vehicle

**Abstract:** This paper focuses on analyzing the driving characteristics of railway vehicles on selected tracks. The aim is to compare the vehicle's driving parameters when changing the propulsion system. The introductory part of the article discusses the transition from diesel to hydrogen propulsion, including a mention of modern vehicles using this type of propulsion. Furthermore, a specific railway vehicle with the potential for conversion to hydrogen propulsion is introduced. The main part of the article deals with the computational analysis, encompassing the characteristics of the necessary input parameters of the current propulsion system and the results of the vehicle's driving analysis. Subsequently, the vehicle's parameters were defined after the conversion to hydrogen propulsion, and an analysis was performed with these new parameters. The main goal was to compare the parameters of the current propulsion system with those of hydrogen propulsion on selected tracks.

**Keywords:** driving analysis, railway vehicle, conversion to hydrogen propulsion.

---

## ÚVOD

Pre pohon dopravných prostriedkov je nevyhnutná energia, získavaná buď to z tepelnej premeny paliva alebo ako priamy zdroj v podobe elektrickej energie. Práve prvý variant je v súčasnej doprave stále dominantný. Energia obsiahnutá v uhlíkových ropných palivách sa pri horení mení na mechanickú

prácu, pričom dochádza ku chemickej reakcii, ktorej produktom je okrem iných škodlivín, oxid uhličitý uvoľňovaný do ovzdušia. Z tohto hľadiska vyplýva nutnosť neustáleho vývoja dopravných prostriedkov za účelom zníženia podielu škodlivín vylúčených do ovzdušia, nielen počas prevádzky, ale aj z hľadiska

výroby, distribúcie, prípadne pri skladovaní pohonných hmôt.

V súčasnosti sa vo veľkom množstve v doprave zavádzajú alternatívne druhy palív a pohonu v podobe elektro mobility, vodíkových palivových článkov a pod.

Dominantným odvetvím z hľadiska využívania elektrickej energie je práve železničná doprava, pričom najefektívnejšou cestou k znižovaniu emisií je elektrifikácia. V prípade, že úplná elektrifikácia nie je možná, respektíve jej zavedenie je finančne náročné a pre určité druhy tratí nerentabilné, je žiadúce nájsť iné vhodné technologické riešenia, resp. zdrojov pohonu. Jednou z možností je aj prestavba súčasných vozidiel využívajúcich dieselový pohon na pohon s vodíkovými palivovými článkami.

Tento príspevok prináša štúdiu/simulačné analýzy o možnosti nahradiť súčasný dieselový pohon za pohon vodíkovými palivovými článkami na železničnej motorovej jednotke r. 861 s cieľom vyšetriť jazdné vlastnosti pôvodnej a modifikovanej koncepcie vozidla na vybraných (špecifických) tratiach SR, ktorých parametre boli v skoršej fáze výskumu získané experimentálnymi meraniami.

## 1 ANALÝZA PROBLEMATIKY

V súčasnej dobe koľajové vozidlá využívajúce vodíkový pohon disponujú technológiou palivového článku a teda produkciou elektrickej energie z vodíku. Najväčším prínosom sú takmer nulové emisie vylučované do ovzdušia počas prevádzky, avšak nevýhodou sú tepelné straty spotrebované na chladenie.

V prípade konštrukčnej prestavby vozidla z koncepcie dieselového pohonu na pohon s vodíkovými palivovými článkami je potrebné prihliadať na mnohé dôležité aspekty, ako sú napr. maximálny dojazd, využiteľnosť trakčnej charakteristiky a taktiež vybudovanie novej infraštruktúry plnenia a skladovania paliva

a neposlednom rade prevádzka a údržba vozidiel s takýmto zdrojom pohonu.

Významní výrobcovia koľajových vozidiel pracujú s koncepciou vodíka ako primárnym pohonom koľajových vozidiel, a poznáme ich ako *Alstom Coradia Lint*, *Projekt Breeze (Alstom + Eversholt Rail)*, *Mireo Plus H (Siemens)*, *Flirt H<sub>2</sub> (Stadler)*. Všetky uvedené projekty sa vyznačujú rovnakým koncepčným parametrom a to zástavbou vodíkového pohonu do 2-dielnej súpravy.

V našom prípade v porovnaní s ostatnými výrobcami sa jedná o čiastočne nízko podlažnú diesel-motorovú 3-dielnu jednotku určenú na prepravu osôb na regionálnych neelektrifikovaných tratiach (obr. 1). Koncové časti sú nositeľom pohonu a teda sú vybavené hnacími podvozkami a so strednou časťou sú vzájomne spojené hnanými (*Jacobsovými*) podvozkami.

Vybrané základné technické parametre diesel-motorovej jednotky sú uvedené v tab. 1.

Tab. 1. Technické parametre diesel-motorovej jednotky r. 861

Rozchod [mm]	1435
Max. rýchlosť [km.h <sup>-1</sup> ]	140
Obsaditeľnosť cestujúcich	177
Dĺžka cez nárazníky [mm]	58 800
Hmotnosť prázdnej jednotky [kg]	120 000
Hmotnosť plne obsadenej jednotky [kg]	142 000
Najmenší menovitý polomer [m]	150
Výkon spaľovacích motorov [kW]	2x588

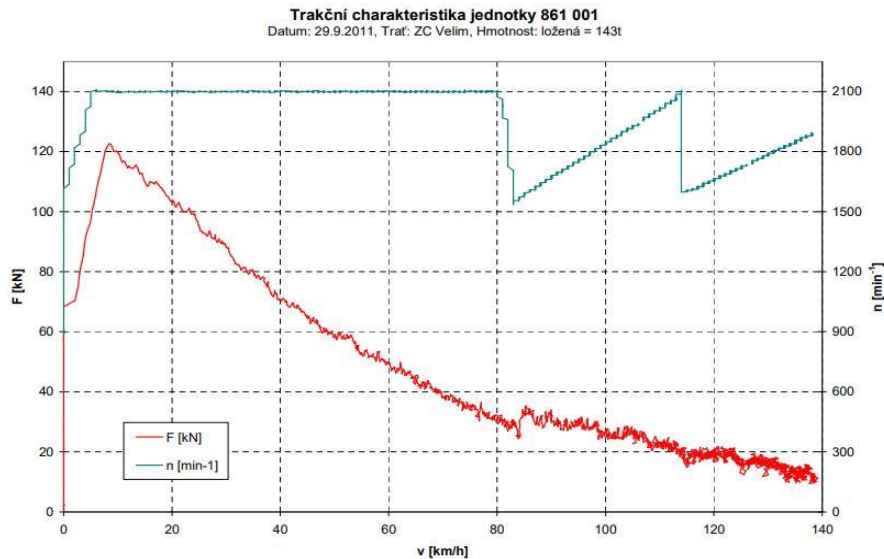
Dôležitým parametrom z hľadiska posudzovania pohonu a jeho zámery je výkon samotnej zostavy. Jednotka s vodíkovou technológiou pohonu musí dosahovať približne rovnaké jazdné parametre ako súčasne inštalované pohonné ústrojenstvo a s tým súvisí aj zachovanie jazdnej dynamiky (dosiahnutie približne rovnakého priebehu trakčnej



Obr. 1. Motorová jednotka r. 861 (zdroj: <https://twitter.com/SamuelsramekS/status/1249090462310334477>)

charakteristiky). Experimentálne získaný priebeh trakčnej charakteristiky súčasného pohonu je uvedený na obr. 2.

$$O_s = \pm s \left[ \frac{\text{N}}{\text{kN}} \right], \quad (2)$$



Obr. 2. Experimentálne získaný priebeh trakčnej charakteristiky [1]

## 2 VÝPOČTOVÁ ANALÝZA JAZDY MOTOROVEJ JEDNOTKY SÚČASNEJ KONCEPCIE POHONU NA VYBRANÝCH TRATIACH

Pre porovnanie jazdných vlastností oboch koncepcií železničnej jednotky sme vykonali sériu simulačných výpočtov, ktoré sa zameriavali predovšetkým na rýchlosti, trakčnú silu, jazdné odpory a využiteľnosť trakčnej charakteristiky v presne definovaných traťových úsekoch.

Simulačné výpočty boli realizované vo výpočtovom prostredí *Matlab Simulink*. Z hľadiska simulácie je nevyhnutné transformovať grafické priebehy na tabuľkové definovanie vstupných parametrov vozidla, v tomto prípade:

- trakčná charakteristika,
- brzdná charakteristika,
- veľkosti odporov.

Ďalej je potrebné pre správnosť výpočtu presne definovať ďalšie vstupné technické parametre, akými sú geometrické rozmery, maximálna brzdná sila a príkon pomocných zariadení.

V prípade tratí je potrebné presne definovanie parametrov oblúkov a stúpaní. Pri výpočtoch jazdných odporov vychádzame z experimentálne získaných údajov. Odpor z oblúka vypočítame ako:

$$O_r = \frac{650}{R} \left[ \frac{\text{N}}{\text{kN}} \right], \quad (1)$$

kde  $R$  predstavuje hodnotu polomeru oblúka v [m].

Odpor zo stúpania vypočítame ako:

kde  $s$  je  $-s$  predstavuje klesanie,  $+s$  stúpanie.

V prípade, že na trati sa nachádza tunel, je potrebné rovnako tento odpor zakomponovať do vstupných parametrov. Hodnota tohto odporu sa z hľadiska charakteru trate (stúpania respektíve klesania) pripočíta alebo odpočíta od hodnoty odporu stúpania na danej vzdialenosti vybraného traťového úseku. Odpor z tunela v prípade jednokoľajného tunela uvažujeme nasledovne:

$$O_t = 2 \left[ \frac{\text{N}}{\text{kN}} \right]. \quad (3)$$

Hodnota odporu v prípade dvojkolejného tunela bude:

$$O_t = 1 \left[ \frac{\text{N}}{\text{kN}} \right]. \quad (4)$$

Ďalšími potrebnými vstupnými parametrami sú:

- rýchlostné parametre trate,
- tabuľka zastávok.

Všetky uvedené traťové parametre sú definované ako vzdialenosť vzhľadom na vopred zvolený nultý bod vybranej trate.

Zásadným faktorom posúdenia zámery pohonu sú parametre tratí. V tomto prípade sme vychádzali z definície využívania vozidla na rôznych vybraných traťových úsekoch na Slovensku od partnera ZSSK. Z dôvodu obmedzenia rozsahu príspevku prezentujeme výsledky simulácií z dvoch traťových úsekov (profilovo výrazne odlišných). Sú to:

- *Prievidza - Horná Štubňa* (trať č. 145),

- *Prievidza - Topoľčany - Nitra* (trať č. 140).

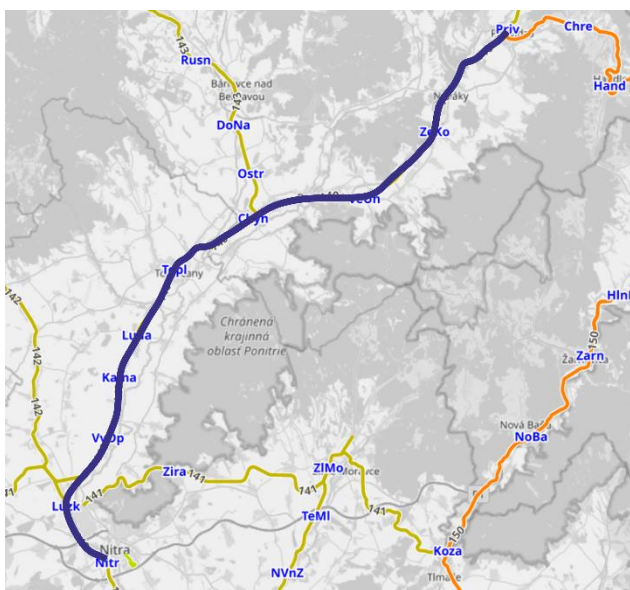
Prvý úsek (obr. 3) je charakteristický nižšou traťovou rýchlosťou, avšak vyznačuje sa značnými stúpaniami a tunelmi pričom trať prekonáva viaceré pohoria. Tento úsek sme vybrali práve z hľadiska predpokladu maximálneho využitia trakčnej charakteristiky pri daných stúpaniach.



Obr. 3. Profil trate traťový úsek č. 145

Druhý zvolený traťový úsek (obr. 4) sme vybrali z dôvodu dosahovania vyšších rýchlostí a to maximálne 100 km·h<sup>-1</sup> na rovinnom charaktere trate s minimálnymi horizontálnymi zmenami.

Všetky simulačné výpočty sme uvažovali pri hmotnosti vychádzajúcej z hmotnosti plne obsadeného vozidla.



Obr. 4. Profil trate traťový úsek č. 140

## 2.1 Výsledky simulačnej analýzy vozidla so súčasnou koncepciou pohonu

Na základe definovaných vstupných parametrov sme pristúpili k samotnej simulácii jazdy jednotky súčasnej koncepcie pohonu na vybraných tratiach. Ako bolo spomenuté, vykonanie simulácie súčasného pohonu je nevyhnutné z hľadiska vzájomného porovnania jazdy vozidla na špecifických tratiach. V prípade samotnej simulácie je pred konečným výpočtom potrebné ešte definovanie jazdných parametrov podľa tab. 2.

Tab. 2. Vstupné jazdné parametre

Hodnota maximálneho zrýchlenia jazdnej súpravy [m·s <sup>-2</sup> ]	0,5
Hodnota maximálneho spomalenia jazdnej súpravy [m·s <sup>-2</sup> ]	0,5
Hodnota koeficientu adhézie [-]	0,33

Vzhľadom na zadané vstupné parametre získame nasledujúce graficky spracované výsledky:

- graf rýchlosti,
- graf jazdných odporov,
- využiteľnosť trakčnej charakteristiky.

Grafické zobrazenie rýchlosti a jazdných odporov je vyobrazené vzhľadom na prejdenú vzdialenosť voči zvolenému nultému bodu trate. Krivka reálnej rýchlosti teda predstavuje aktuálnu rýchlosť vozidla vzhľadom na prejdenú vzdialenosť. Priebeh tejto krivky je pre porovnanie jednotlivých typov pohonu nevyhnutný, nakoľko nová koncepcia pohonu musí dosiahnuť približné rovnaké parametre rozbehu ako súčasná.

Graf jazdných odporov zobrazuje aktuálnu hodnotu odporov, ktoré musí vozidlo pri jazde požadovanou rýchlosťou prekonať. Taktiež je v danom grafe vykreslená hodnota aktuálnej simulovanej trakčnej sily potrebnej na dosiahnutie požadovanej rýchlosti. Graf využiteľnosti trakčnej charakteristiky vykresľuje priebeh trakčnej charakteristiky jednotky definovanej experimentálne získanými vstupnými parametrami. V grafe je následne vykreslená využiteľnosť trakčnej charakteristiky pri jazde vozidla medzi jednotlivými zastávkami.

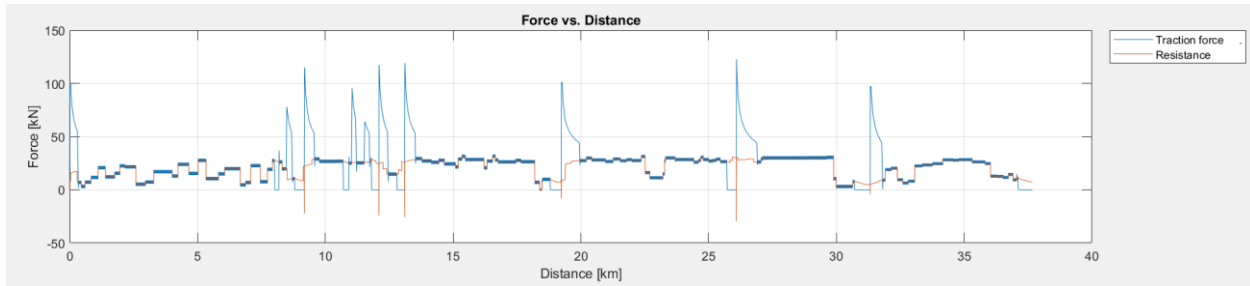
Vypočítané výsledky na vybranom traťovom úseku *Prievidza - Horná Štubňa* sú vyobrazené na obr. 5 až obr. 7.

Zo získaných výsledkov simulačnej jazdy súčasného pohonu na vybranej trati môžeme vidieť, že vozidlo v podmienkach maximálnej obsadenosti cestujúcimi pri značne členitom profile trate dosiahne požadovanej traťovej rýchlosti pri každom prejazde medzi jednotlivými zastávkami. Súčasný pohon je teda v prípade využitia na tratiach so značnými stúpaniami avšak nižšími rýchlosťami vyhovujúci v plnom rozsahu, čo je dôležitý parameter v prípade následného vzájomného porovnania jednotlivých typov pohonu.

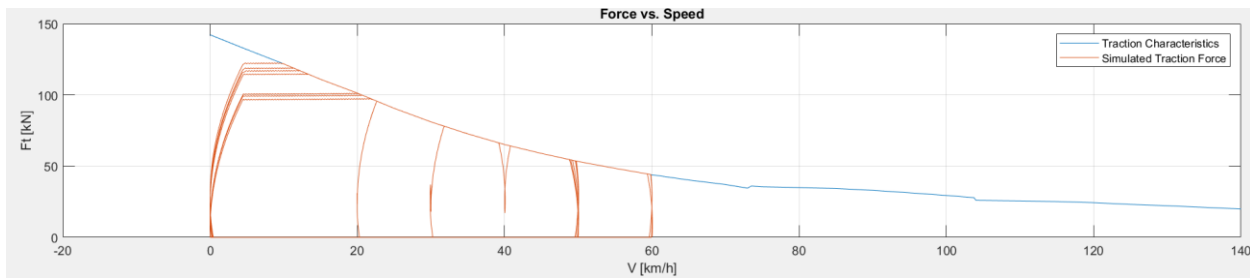
Pri charaktere trate s vyššou rýchlosťou a rovinným profilom sme zvolili traťový úsek *Topoľčany - Nitra*, pričom maximálna dosahovaná traťová rýchlosť na tomto úseku činí 100 km·h<sup>-1</sup>. Tento úsek sme vybrali práve z dôvodu porovnania dosiahnutia najvyšších traťových rýchlostí vozidla s jednotlivými typmi pohonu. Výstupy sú graficky zobrazené na obr. 8 až obr. 10. Môžeme rovnako, ako v predchádzajúcom



Obr. 5. Grafické zobrazenie priebehu rýchlosti pri simulačnej jazde motorovej jednotky 861 s dieselovým pohonom na trati *Prievdza - Horná Štubňa*



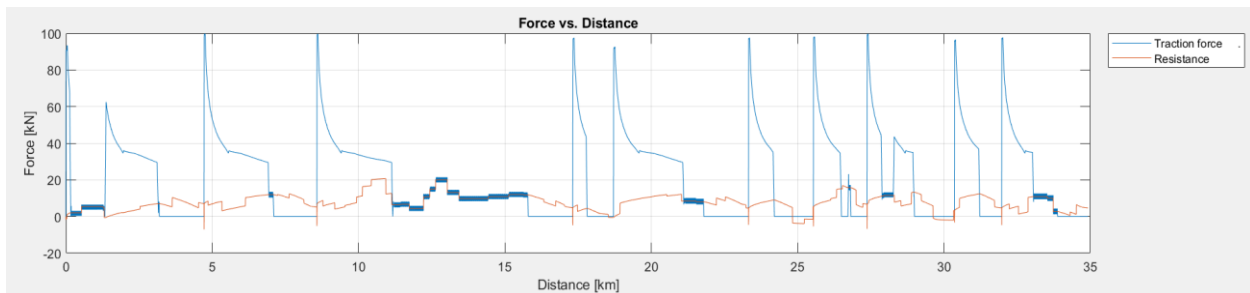
Obr. 6. Grafické zobrazenie priebehu trakčnej sily a jazdných odporov pri simulačnej jazde motorovej jednotky 861 s dieselovým pohonom na trati *Prievdza - Horná Štubňa*



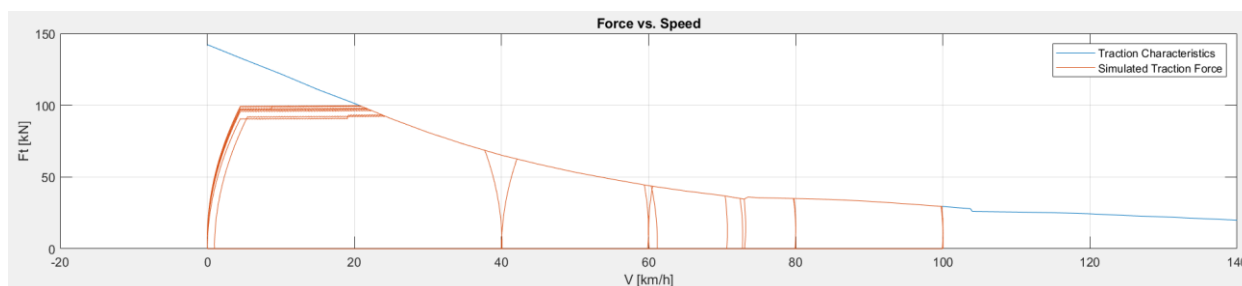
Obr. 7. Grafické zobrazenie využiteľnosti trakčnej charakteristiky pri simulačnej jazde motorovej jednotky 861 s dieselovým pohonom na trati *Prievdza - Horná Štubňa*



Obr. 8. Grafické zobrazenie priebehu rýchlosti pri simulačnej jazde motorovej jednotky 861 s dieselovým pohonom na trati *Topoľčany - Nitra*



Obr. 9. Grafické zobrazenie priebehu trakčnej sily a jazdných odporov pri simulačnej jazde motorovej jednotky 861 s dieselovým pohonom na trati *Topoľčany - Nitra*



Obr. 10. Grafické zobrazenie využiteľnosti trakčnej charakteristiky pri simulačnej jazde motorovej jednotky 861 s dieselovým pohonom na trati Topoľčany - Nitra

prípade pozorovať, že vozidlo na danom úseku dosiahne požadovanú rýchlosť medzi jednotlivými zastávkami. Z tohto hľadiska je súčasný typ na vybranom charaktere trate rovnako vyhovujúci ako v predchádzajúcom prípade.

### 3 VÝPOČTOVÁ ANALÝZA JAZDY MODIFIKOVANÉHO VOZIDLA NA POHON S VODÍKOVÝMI PALIVOVÝMI ČLÁNKAMI NA VYBRANÝCH TRATIACH

V prípade simulácie jazdy železničnej jednotky (vozidla) s pohonom na vodíkové palivové články sme vychádzali z predpokladu zámény sústavy pohonu od spaľovacieho motora za pohon pomocou asynchrónneho motora potrebného menovitého výkonu tak, ako definoval partner ŽOS Vrútky.

V tomto prípade je nevyhnutné zmeniť vstupné parametre motorovej jednotky v podobe trakčnej charakteristiky. Vychádzame z požiadavky výkonu pripadajúceho na jeden hnací podvozok na úrovni  $P_{em} = 400$  kW. V prípade použitia asynchrónneho trakčného motora uvažujeme, že motor poskytuje konštantnú hodnotu výkonu v celom rozsahu otáčok. Priebeh trakčnej charakteristiky potom pre dané rýchlosti vypočítame podľa nasledujúceho vzťahu:

$$F_{th2} = \frac{P_{em} \cdot 2}{v} \text{ [kN]}, \quad (5)$$

kde  $P_{em}$  predstavuje výkon elektromotora hnačieho podvozku,

$v$  - aktuálnu rýchlosť vozidla.

Pri tvorbe priebehu trakčnej charakteristiky je potrebné uvažovať o obmedzení maximálnej trakčnej sily na medzi adhézie. Z dostupných parametrov vozidla sme maximálnu trakčnú silu na medzi adhézie určili ako:

$$F_{amax} = G_{hmacnap} \cdot 2 \cdot \mu \text{ [kN]}, \quad (6)$$

kde  $G_{hmacnap}$  predstavuje predpokladanú tiaž pripadajúcu na hnaciu nápravu,

$\mu$  je uvažovaný súčiniteľ adhézie.

Výsledná podoba vypočítanej trakčnej charakteristiky je vyobrazená na obr. 11.

V prípade zmeny pohonu a teda zástavby samotného pohonu s vodíkovým palivovým článkom musíme uvažovať s dôležitou premennou a tou je zmena hmotnosti a jej rozloženie na vozidle. Jednotlivé komponenty súčasného pohonu je potrebné odstrániť a nahradiť ich novými komponentami (schematicky zobrazené na obr. 12). Z porovnania rozloženia komponentov jednotlivých systémov vyplýva, že pri zástavbe pohonu s vodíkovým palivovým článkom je potrebné umiestniť podstatné množstvo komponentov na strechu vozidla. Taktiež možno vidieť, že v porovnaní s dieselovým pohonom sa jedná o zložitejší systém skladajúci sa z väčšieho počtu komponentov. V tomto prípade musíme uvažovať aj o úmernom náraste hmotnosti motorovej jednotky.

#### 3.1 Výsledky simulačnej analýzy vozidla s novou koncepciou pohonu

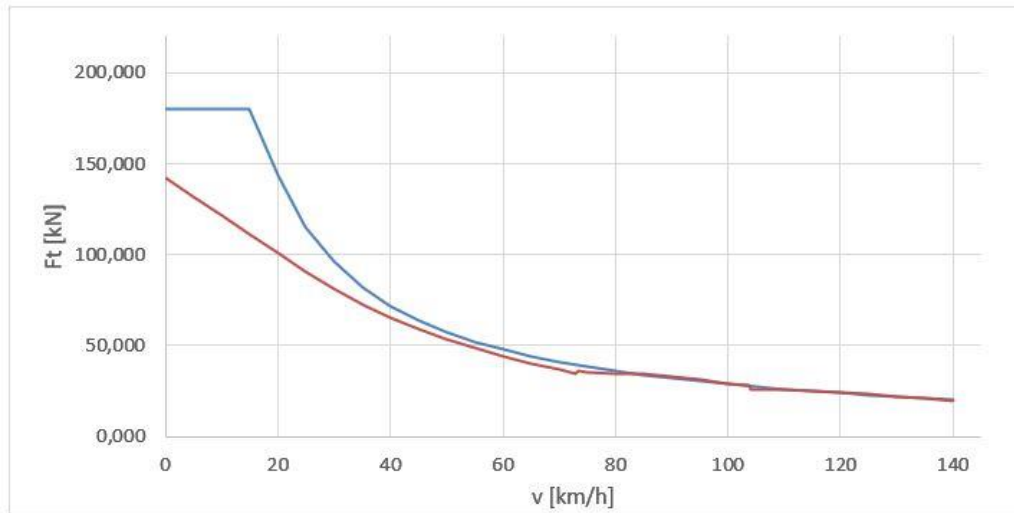
V prípade samotnej prestavby je v súčasnej fáze náročné presne určiť celkovú hmotnosť vozidla po úprave a teda sme pristúpili k simulácii jazdy pre rôzny percentuálny nárast hmotnosti. Výsledky sú zobrazené na obr. 13 až obr. 15 (traťový úsek s členitým charakterom), obr. 16 až obr. 18 (traťový úsek s vyššou rýchlosťou).

V prípade výsledkov simulácie jazdy motorovej jednotky s vodíkovým palivovým článkom, sme vykreslili z hľadiska porovnania grafické zobrazenia priebehu rýchlosti pri danom percentuálnom náraste hmotnosti.

Pri simulačnej jazde po trati členitého charakteru (obr. 13 až obr. 15) môžeme vidieť, že vozidlo bez problémov dosiahne požadovanej traťovej rýchlosti pri nezmenenej hmotnosti (obr. 13), ale aj pri náraste hmotnosti o 5 % respektíve 10 %.

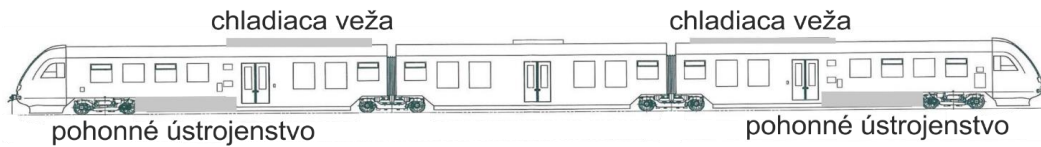
Pri simulácii na trati s charakterom vyšších rýchlostí vidíme, že v prípade uvažovania vozidla s pohonom na vodíkový palivový článok a nezmenenej hmotnosti (obr. 16) toto vozidlo dosiahne podobného priebehu, ako v prípade pohonu dieselového, čo vychádza aj zo samotného porovnania jednotlivých trakčných charakteristík na obr. 11. Avšak pri náraste hmotnosti môžeme vidieť, že na určitých traťových úsekoch motorová jednotka nie je schopná dosiahnuť požado-





Obr. 11. Priebeh trakčnej charakteristiky vozidla s pôvodným pohonom (spodná krivka) a s pohonom na vodič (horná krivka)

### Koncepcia pohonu so spaľovacím motorom



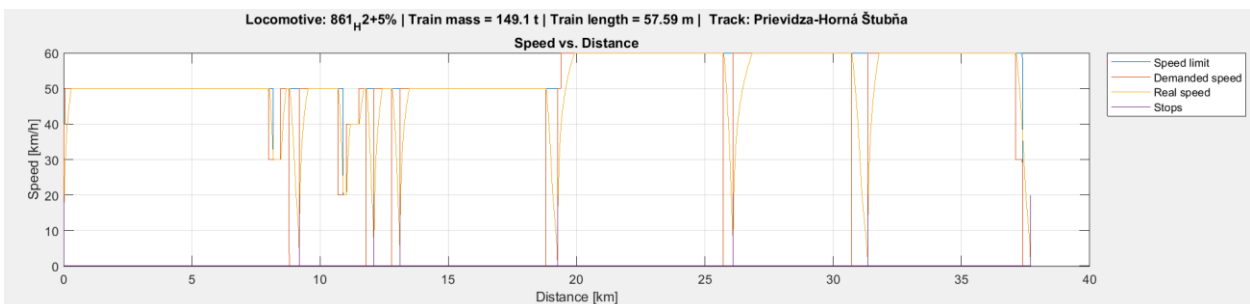
### Koncepcia pohonu s vodíkovým palivovým článkom



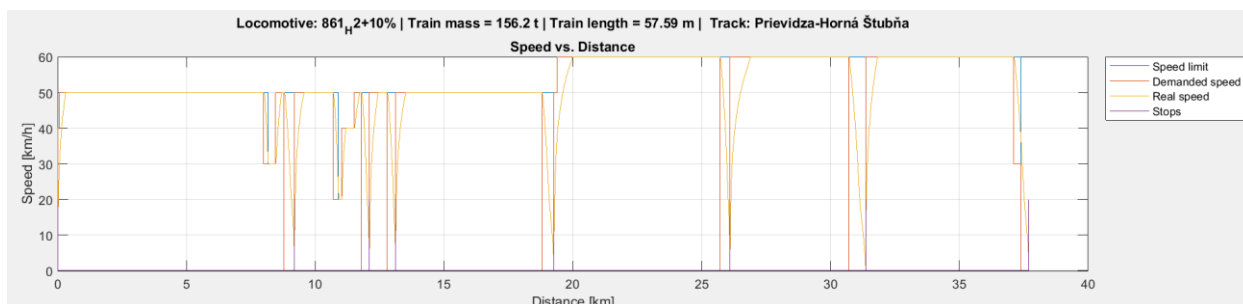
Obr. 12. Porovnanie rozloženia komponentov jednotlivých typov pohonu



Obr. 13. Grafické zobrazenie priebehu rýchlosti pri simuláčnej jazde motorovej jednotky 861 s vodíkovým palivovým článkom na trati *Prievdza - Horná Štubňa*



Obr. 14. Grafické zobrazenie priebehu rýchlosti pri simuláčnej jazde motorovej jednotky 861 s vodíkovým palivovým článkom na trati *Prievdza - Horná Štubňa*, pri hmotnostnom náraste 5 %



Obr. 15. Grafické zobrazenie priebehu rýchlosti pri simulačnej jazde motorovej jednotky 861 s vodíkovým palivovým článkom na trati *Prievidza - Horná Štubňa*, pri hmotnostnom náraste 10 %



Obr. 16. Grafické zobrazenie priebehu rýchlosti pri simulačnej jazde motorovej jednotky 861 s vodíkovým palivovým článkom na trati *Topoľčany - Nitra*



Obr. 17. Grafické zobrazenie priebehu rýchlosti pri simulačnej jazde motorovej jednotky 861 s vodíkovým palivovým článkom na trati *Topoľčany - Nitra*, pri hmotnostnom náraste 5 %



Obr. 18. Grafické zobrazenie priebehu rýchlosti pri simulačnej jazde motorovej jednotky 861 vodíkovým palivovým článkom na trati *Topoľčany - Nitra*, pri hmotnostnom náraste 10 %

vanej traťovej rýchlosti (obr. 17 až obr. 18). Z tohto dôvodu je nutné hľadať ďalšie možnosti na zníženie celkovej hmotnosti modifikovanej jazdnej súpravy.

## ZÁVER

Prezentovaný výskum je náročný nielen z pohľadu objemu prác, ale najmä presná špecifikácia parametrov a faktorov, ktoré sa v reálnej prevádzke objavujú. Počas tejto fázy sme prostredníctvom

simulačných analýz overovali koncept zmeny pohonu trakčnej jednotky a jeho vplyv na základné jazdné charakteristiky a energetické bilancie v širokom pásme prevádzkových režimov.

Nakoľko dané vozidlo je prevádzkované na mnohých tratiach na SR, tak v príspevku prezentujeme výsledky pre dva charakteristické úseky. Účelovo sme vybrali dve profilovo odlišné trate. Prvý, úsek s členitým profilom trate pri nižších dosahovaných

traťových rýchlostiach, pri ktorom vozidlo prekonáva viaceré stúpania a taktiež sa na tomto úseku nachádzajú aj viaceré tunely. Druhý úsek, trať rovinného profilu, kde vozidlo štandardne dosahuje najvyššie traťové rýchlosti. Na základe definovaných vstupných parametrov sme vykonali simulačné výpočty, pričom sme získali výsledné jazdné parametre potrebné pre porovnanie jazdy vozidla s pôvodným zdrojom pohonu a pohonu s vodíkovými palivovými článkami.

### **Pod'akovanie**

*„Táto publikácia vznikla vďaka podpore v rámci Operačného programu Integrovaná infraštruktúra pre projekt: Konceptia, bezpečnosť a súvisiaci priemyselný výskum náhrady dieselového pohonu za pohon s vodíkovým palivovým článkom v diesel motorových jednotkách radu 861 (kód projektu v ITMS2014+: 313011BVC2), spolufinancovaný zo zdrojov Európskeho fondu regionálneho rozvoja.“*

### **LITERATÚRA**

- [1] Interné materiály a štúdie spoločnosti ŽOS Vrútky, a.s. obsahujúce koncepčné a konštrukčné parametre vozidla.
- [2] Výstupy z experimentálnych meraní vybraných traťových úsekov SR spracované do detailných parametrov pre potreby simulačných výpočtov.

## RECENZIA

*Astronomický denník Maximiliána Hella vedený na ostrove Vardö*, na vydanie pripravili V. Kmeť a M. Beneová. Preklad vznikol na základe rukopisnej predlohy s názvom *Astronomisches Tagebuch geführt auf Wardeo*. Predlohu napísal M. Hell a preklad do slovenského jazyka urobil Pavol Miklovič. Kniha vyšla v roku 2014 vo vydavateľstve Garmond Nitra, ISBN 978-80-89703-08-1. Kniha má 143 strán a je doplnená fotoprílohou rukopisu M. Hella z roku 1768-1780. Samotný *Hellov* denník z pozorovania je uložený vo viedenskom múzeu. Text denníka je vedecky presný pokiaľ ide o merania a pozorovania, ktoré M. Hell vykonával spolu o trinásť rokov mladším s Jánom Šajnovičom, ktorý bol rovnako ako M. Hell, jezuita. Dá sa povedať, že *Hellovu* slávu vo vedeckom svete rozšíril latinsky napísaný spis s názvom *Observatio transitus veneris ante discum solis*. Vydanie textu *Astronomického denníka* je veľmi dobrou spomienkou na vynikajúceho vedca a človeka M. Hella (pozri *Technológ* č. 3/2022, strany 6-7).

Jazykové znalosti M. Hella boli pri nástupe do seminára: latinsky, nemecky a slovensky hovoril dobre. Maďarsky asi tiež vedel, ale ako *Viedenčanovi* a príslušníkovi cisárskeho dvora (v širšom ponímaní) mu celkom iste postačovala nemčina a latinský jazyk.

V roku 1745 preložil M. Hell z taliančiny do latinčiny učebnicu J. Crivelliho *Elementa algebrae* (*Základy algebry*).

Astronomické ročenky *Ephemeridy* (*Efemeridy*) začal vydávať desať rokov pred Angličanmi a dvadsať rokov pred berlínskymi učencami<sup>1</sup>. Hoci Tycho Brahe zomrel už v roku 1600, cestou na ostrov Vardö sa obaja astronómovia zastavili na ostrove Hven, kde mal T. Brahe observatórium a aspoň takto vzdali hold tomuto veľikánovi. Samotný Brahe nemohol, resp. nesmel (na rozdiel od oboch jezuitov) vyučovať na univerzite, pretože to mal ako šľachtic výslovne zakázané. Nuž, taká bola doba. Je takisto predpoklad, že cestou v Prahe boli obaja cestovatelia v Týnskom chráme, kde je pochovaný T. Brahe a nad jeho hrobom dodnes visí dánska vlajka.

M. Hell bol veľmi usilovný a už 13. decembra 1769 odovzdal v Kodani do tlače vedeckú rozpravu o vykonanom pozorovaní Venuše 3. júna 1769 vo Vardö. Rozprava má názov *Observatio transitus Veneris etc.* a je venovaná kráľovi Kristiánovi VII. za financovanie expedície sumou 6 398 ríšskych toliarov. Knižka bola vydaná už 8. februára 1770 a odovzdaná Hellom do rúk dánskeho kráľa.<sup>2</sup> Dôležitým vedeckým prínosom M. Hella bolo, že ako prvý na svete dokázal, že v prípade satelitov Venuše ide o optický klam.

Na tomto mieste musím doplniť nasledujúce údaje: na strane 8 *Astronomického denníka* je napísané: „Pozorovania elevácií (uhlovej výšky) boli uskutočnené sčasti cestovným kvadrantom pána Nieburga, ktorý použil na svojej vedeckej ceste po východe“. Tu musím podotknúť, že určite je to omyl, pretože ide s istotou o Carstena Niebuhr, ktorý túto cestu vykonal<sup>3</sup>. Z toho dôvodu dopĺňujem nasledujúce:

**Carsten Niebuhr** (17. marca 1733, Lüdingworth v Sasku – 26. apríla 1815, Meldorf) bol holštajnský Nemec, povoláním zememerač, ktorý v službách dánskeho kráľa Frederika V. precestoval rozsiahle územia Arabského polostrova, tiež Blízkeho východu a Egypta.

Pochádzal zo zámožnej statkárskej rodiny. Spolu so sestrou bol vzdelávaný doma miestnym učiteľom. Carsten sa naučil hrať na niekoľko hudobných nástrojov. Po dosiahnutí plnoletosti sa v roku 1755 presťahoval do Hamburgu, kde dokončil školskú dochádzku. Chcel sa stať zememeračom a v roku 1757 začal študovať na univerzite v Göttingene. Niebuhr študoval matematiku, kartografiu a navigačnú astronómiu u Tobiasa Mayera, jedného z popredných astronómov 18. storočia a autora metódy určovania zemepisnej dĺžky podľa pozície Mesiaca na oblohe. V roku 1760 mu jeden z jeho učiteľov matematiky ponúkol, aby sa pripojil ako zememerač a kartograf k výskumnej expedícii do Egypta, Arábie a Sýrie, organizovanej dánskym kráľom Frederikom V.

Expedícia vyplávala v januári roku 1761 z Kodane do Istanbulu. Navštívili Káhiru a Sinaj a potom sa cez Červené more vydali do Jemenu, ktorý bol ich hlavným cieľom. Dorazili tam v júli 1763 už bez dvoch členov, pretože títo zomreli na maláriu. Na spiatocnej ceste podľa hli malárii aj zvyšní členovia výpravy až na Niebuhr, ktorý ťažkú chorobu prekonal. Po ročnom pobyte v Bombaji sa vrátil po súši cez Persepolis, Bagdad do Aleppa, kde sa jeho objavenie v roku 1767 stalo senzáciou, pretože všetci už

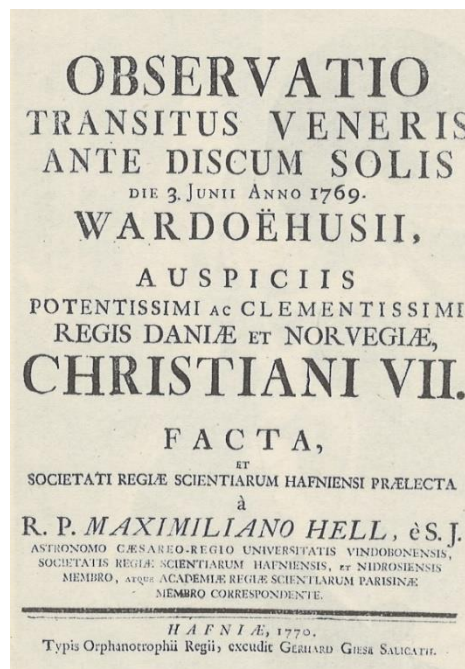
považovali *arabskú* expedíciu za stratenú. Okrem iného aj presne zamerl nadmorskú výšku Jeruzalema.

V *Kodani* bol prijatý na kráľovskom dvore a povýšený na nadporučíka. Vrátil sa k svojmu povolaniu zememerača a s manželkou a dvoma deťmi sa usadil v malom meste *Meldorfe*, kde aj zomrel v roku 1815. Zaujímavé je, že hoci mu na kráľovskom dvore ponúkali titul profesora, odmietol. *Niebuhr* bol pochovaný v *meldorfskej* katedrále, kde je zachovaná jeho hrobová doska. Pomníky stoja v jeho rodnom meste *Lüdingworthe* a pred *meldorfskou* katedrálou.

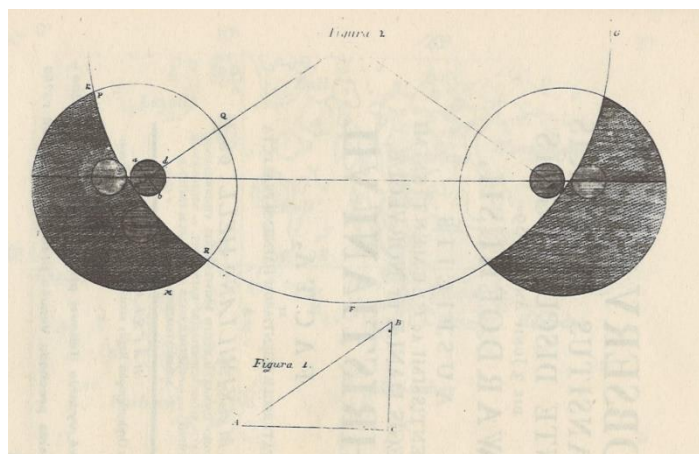
*Carsten Niebuhr* presne určil, kde ležia trosky *Ninive* a *Babylonu* a priniesol z mesta *Persepolis* dlhé a presné odpisy klinopisných textov. Jeho prepisy boli obzvlášť užitočné pre *Georgea Friedricha Grotefenda*, ktorý v roku 1802 ako prvý na svete rozlúštil *staroperzské* klinové písmo. Po návrate *Niebuhr* napísal rozsiahle trojzväzkové dielo *Popis Arábie z vlastných pozorovaní a v krajine samej zozbieraných správ*, vydané v *Kodani* (1772–1778) opisujúce jeho cesty. Dielo vzbudilo v *Európe* veľký záujem o krajiny *Blízkeho východu*. Predovšetkým jeho vyjadrenie: „*Hoci smrť našu výpravu takmer úplne skolila, myslím, že iní sa tým nemajú dať na ceste do Arábie odradiť,*“ bolo pre mnohých jeho nasledovníkov veľmi inšpirujúce. Vďaka svojej usilovnosti, zmyslu pre detail a pozorovaciemu talentu priniesol *Niebuhr* späť do *Európy* zaujímavé poznatky o krajinách, ktoré precestoval.



Titulný list *Efemerid*



*Kodanské* vydanie *Hellovej* práce



*Hellov* graf prechodu *Venuše* pred slnkom na základe jeho pozorovania v r. 1769

## Poznámky

<sup>1</sup>V pôvodine mali *Ephemeridy* názov: *Ephemerides Anni 1757 (rovnako aj pre nasledujúce roky ad meridianum vindobonensem iussu augustorum calculis definitae a Maximiliano Hell, e S. J., caesaro-regio astronomo, et mechanicis experiment. Prof. Public. Et ordi. Vindobonae typis et sumptibus Thomae Trattner, Caes. Reg. Aulæ typographi et bibliop. Ephemeridy* obsahovali matematické výpočty a kalendárne rozloženie nebeských telies, *Slnka*, *Mesiaca* i hviezd, planét a stálic. Každá ročenka mala tabuľky podľa mesiacov a kalendárnych dní, mesačné grafické znázornenie situácií *Slnka*, jeho satelitov a *Mesiaca*, boli tu takisto grafické znázornenia astronomických javov.

<sup>2</sup>K tomuto trpko poznamenáva J. Šajnovič, že M. Hellovi dali iba stodvadsať kusov knihy aj to vytlačenej na novinovom papieri. Samotný Šajnovič počas výpravy napísal monografiu s názvom *Demonstratio Idioma Laponum et Hungarorum idem esse*, kde dokazoval príbuznosť *fínskeho* a *maďarského* jazyka.

<sup>3</sup>V knihe [2] na strane 55 je potvrdené, že naozaj ide o C. Niebuhra. Takto to píše J. Šajnovič.

## LITERATÚRA

- [1] HANSEN, Th. (1970): *Nešťastné putování do Šťastné Arábie*. Orbis, Praha.
- [2] *Cesta Maximiliána Hella do Vardö pri Laponsku a jeho pozorovanie prechodu Venuše v roku 1769 - Reise nach Vardoe bei Lappland und seine Beobachtung des Venus –Durchganges im Jahre 1769*, Wien 1835, TATRAN Bratislava 1977, preložil F. Hattala.
- [3] PINZIGER, F. (1920): *Hell Miksa emlékezete*. 2. zv., Budapest.
- [4] *Maximilián Hell 1720-1792*. Zborník prednášok z konferencie o živote a diele M. Hella, Bratislava 1970
- [5] HORSKÝ, Z. (1987): *Astronomická pozorování na univerzitní observatoři v Trnavě*, s. 170-179. In. Trnavská univerzita v slovenských dejinách. VEDA vydavateľstvo SAV Bratislava.

**JM**

## Magazin TECHNOLOG

*Publiziert werden wissenschaftliche, fachliche und Forschungsbeiträge, theoretische Abhandlungen, Anleitungen, Studien, Rezensionen, Informationen über die Bearbeitung der technischen Materialien. Der Fokus liegt auf Beiträgen und Arbeiten, die sich mit den Fragen aus dem Gebiet der Span- und Spanlosen Technologien, der physikalischen Prinzipien der unkonventionellen Technologien, der technologischen Konstruktion der Werkzeuge, der wirtschaftlichen Seite des Herstellungsprozesses, der Ökologie, so wie der Abfallverwertung befassen. Genauso werden Beiträge über Maschinen, Werkzeuge, Vorrichtungen und Messtechnik für den Bereich der mechanischen Technologien, Untersuchungsergebnisse über die Informationstechnologie im technologischen Bereich publiziert. Des weiterem werden Beiträge über die Geschichte und die Entwicklung der mechanischen Technologie veröffentlicht. Das Magazin TECHNOLOG publiziert Beiträge in folgenden Sprachen: Slowakisch, Tschechisch, Polnisch, Russisch, Englisch und Deutsch.*

Alle Beiträge sind rezensiert und die Redaktion behält sich den Anspruch auf ihre Bearbeitung durch sie vor. Die Redaktion übernimmt keine Verantwortung für mögliche Schäden, die durch die Anwendung der Tätigkeiten, Methoden, Produkte, Ideen, Anleitungen etc. publiziert durch die Autoren der Beiträge verursacht werden.

**Evidenznummer MK SR-2800/08.**

**ISSN 1337-8996**

**Adresse der Redaktion: Universität Žilina, Fakultät Maschinenbau, Univerzitná 1, 01026 Žilina**

**Telefon: +421 (0) 41-513 2764, 513 2814,**

**Fax: +421 (0) 41-513 1535**

**Email: jan.moravec@fstroj.uniza.sk**

## Журнал ТЕХНОЛОГ

*Печатает научные, исследовательские, профессиональные, теоретические работы, инструкции, аналитические обзоры, рецензии, информации о переработке технических материалов. Направлен на печатание работ посвященных вопросам в области технологий обработки со стружкой и без, физикальных принципов нестандартных технологий, технологичности конструкции инструментов, экономики производственного процесса, экологизации, переработке отходов. Также публикует работы о машинах, инструментах, препаратах и измерительной технике для области механических технологий, результатов научных исследований в сфере информационных технологий в технологической области. Публикует статьи по истории и эволюции механических технологий. Журнал публикует статьи на языках: словацком, чешском, польском, русском, английском и немецком.*

Все статьи рецензируются и редакция оставляет за собой право их редакционного корректирования. Редакция не несет никакой ответственности за возможные повреждения вызванные использованием операций, методов, продуктов, идей, инструкций и т.д. в опубликованных авторами статьях.

**Регистрационный номер MK SR 2800 - /08.**

**ISSN 1337 – 8996**

**Адрес редакции: Žilinská univerzita, strojnica fakulta, Univerzitná 1, 01026 Žilina**

**Telefón: 041-513 2764, 513 2814**

**Fax: 041-513 1535**

**e-mail: jan.moravec@fstroj.uniza.sk**

**ISSN 1337-8996**

DOI: <https://doi.org/10.26552/tech.J.2023.4>