

48. MEZINÁRODNÍ  
KONFERENCE  
KATEDER  
DOPRAVNÍCH,  
MANIPULAČNÍCH,  
STAVEBNÍCH  
A ZEMĚDĚLSKÝCH  
STROJŮ

---

14. - 16. 9. 2022

CHATA PYRAMIDA – OSADA JIZERKA

---

Recenzent: doc. Ing. Lubomír Moc, CSc.

© Technická univerzita v Liberci, 2022

ISBN 978-80-7494-606-6

## **VĚDECKÝ VÝBOR:**

prof. Ing. Juraj Bukoveccky, CSc., Slovenská technická univerzita v Bratislave  
prof. Ing. Ladislav Gulán, Ph.D., Slovenská technická univerzita v Bratislave  
prof. Dr. Ing. Juraj Gerlici, Žilinská univerzita v Žiline  
doc. Ing. Dalibor Barta, Ph.D., Žilinská univerzita v Žiline  
prof. Ing. Jozef Kulka, Ph.D., Technická univerzita v Košiciach  
prof. Ing. Daniela Marasová, CSc., Technická univerzita v Košiciach  
doc. Ing. Janka Šaderová, Ph.D., Technická univerzita v Košiciach  
doc. Ing. Ferdinand Bodnár, CSc., Technická univerzita vo Zvolene  
doc. Ing. Jozef Krilek, Ph.D., Technická univerzita vo Zvolene  
doc. Ing. Marián Kučera, Ph.D., Technická univerzita vo Zvolene  
doc. Ing. Ladislav Němec, CSc., Západočeská univerzita v Plzni  
doc. Ing. Petr Heller, CSc., Západočeská univerzita v Plzni  
prof. Dr. Ing. Pavel Němeček, Technická univerzita v Liberci  
doc. Ing. Miroslav Malý, CSc., Technická univerzita v Liberci  
prof. Ing. Zdenko Tkáč, Ph.D., Slovenská poľnohospodárska univerzita v Nitre  
doc. Ing. Ľubomír Hujó, Ph.D., Slovenská poľnohospodárska univerzita v Nitre  
prof. Ing. Aleš Slíva, Ph.D., Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava  
doc. Ing. Robert Brázda, Ph.D., Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava  
doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc., Vysoké učení technické v Brně  
doc. Ing. Petr Porteš, Ph.D., Vysoké učení technické v Brně  
doc. Dr. Ing. Gabriela Achtenová, České vysoké učení technické v Praze  
doc. Ing. Oldřich Vítek, Ph.D., České vysoké učení technické v Praze

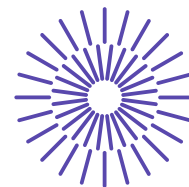
## **PŘÍPRAVNÝ A ORGANIZAČNÝ VÝBOR KONFERENCE:**

Ing. Robert Voženílek, Ph.D., Technická univerzita v Liberci  
Ing. Pavel Brabec, Ph.D., Technická univerzita v Liberci  
Ing. Aleš Dittrich, Ph.D., Technická univerzita v Liberci  
Ing. Josef Břoušek, Ph.D., Technická univerzita v Liberci  
Ing. Tomáš Petr, Technická univerzita v Liberci  
Ing. Radek Procházka, Technická univerzita v Liberci  
Jitka Baudyšová, Technická univerzita v Liberci

## OBSAH

Kateřina Andrlová <b>NUMERICKÁ SIMULACE VLIVU BOČNÍHO VĚTRU PŮSOBÍCÍHO NA ZJEDNODUŠENÝ MODEL VOZIDLA</b>	5
Dalibor Barta, Tsvetomir Gechev, Oleksandr Kravchenko, Kateryna Kravchenko, Andrej Zigo, Jan Dizo <b>PRACTICAL ASSESSMENT OF THE FRICTION MATERIAL WEAR IN DISC BRAKE PADS OF HEAVY-DUTY VEHICLES OPERATING IN EUROPE AND ITS ENVIRONMENTAL IMPACT</b>	14
Marek Bous, Matěj Crhán <b>ZKUŠEBNÍ STANOVIŠTĚ ŘADICÍCH SPOJEK</b>	24
Marek Broulík, Karel Břemek, Martin Dvořák, Robert Brázda <b>SKIPOVÝ VÝTAH V BETONÁRCE</b>	32
Karel Břemek, Martin Dvořák, Marek Broulík, Robert Brázda <b>MOBILNÍ ŠIKMÝ VÝTAH PRO BŘEMENA NA STAVBÁCH</b>	39
Ján Dižo, Miroslav Blatnický, Denis Molnár, Vadym Ishchuk <b>STRUCTURAL ANALYSIS OF A FRAME OF A TRACTOR TRAILER</b>	49
Martin Dvořák, Karel Břemek, Marek Broulík, Robert Brázda <b>PROBLEMATIKA TAŽNÉHO LANA LESNÍ LANOVKY</b>	56
Milan Helexa <b>MERANIE VALIVÉHO ODPORU VYBRANEJ PNEUMATIKY V PÔDNOM SKÚŠOBNOM KANÁLI</b>	65
Petr Heller, Jan Beno, Jozef Bartko, Jakub Seidl <b>JEDNONÁPRAVOVÝ OTOČNÝ PODVOZEK PRO REGIONÁLNÍ ŽELEZNIČNÍ VOZIDLA</b>	74
Michal Jasný, Jiří Pakosta <b>ADDITION OF CLUTCH TO GEARBOX TEST BENCH</b>	86
Jaroslav Kašpárek, Lukáš Zeizinger, Václav Mergl, Miroslav Škopán <b>PÁSOVÉ VOZIDLO PRO DOPRAVU PALETIZOVANÉHO MATERIÁLU</b>	95
Lukáš Kazda <b>NÁVRH ROZMĚRŮ KOMPOZITNÍCH ZKUŠEBNÍCH VZORKŮ</b>	103
Juraj Gerlici, Kateryna Kravchenko, Julia Fomina, Miroslav Cingel, Katarzyna Topczewska <b>ANALÝZA PROBLÉMU PREVÁDZKY BRZDOVÝCH KOTÚČOV</b>	112
Daniela Marasová, Roman Hájiček, Peter Klapko <b>NÁVRH ZNALOSTNÉHO INFORMAČNÉHO SYSTÉMU PRE HODNOTENIE KVALITY UZATVORENÝCH GUMOVÝCH DOPRAVNÝCH PÁSOV</b>	118
Jaroslav Matej <b>STATIC STABILITY OF FIREFIGHTING ADAPTER</b>	125

Samnang Sann, Elias Tomeh <b>DETECTION AND LOCALIZATION THE SOURCES OF VIBRATION AND NOISE ON CAR GEARBOX BY USING FREQUENCY ANALYSIS</b>	134
Miroslav Škopán, Jaroslav Kašpárek, Lukáš Zeizinger <b>PODMÍNKY PRO ZVYŠOVÁNÍ PODÍLU RECYKLOVANÝCH INERTNÍCH MINERÁLNÍCH ODPADŮ VE STAVEBNICTVÍ</b>	143
Jiří Štoček, Jakub Sokola, Martin Sedláček <b>VYUŽITÍ ROZHODOVACÍCH TABULEK PRO VYTVÁŘENÍ PROGRAMOVÝCH KÓDŮ SIMULAČNÍCH MODELŮ DOPRAVNÍKOVÉ TECHNIKY</b>	149
Janka Šaderová, Ľubomír Ambriško <b>HODNOTENIE VNÚTROPODNIKOVEJ DOPRAVY V ŤAŽOBNOM PRIEMYSLE</b>	153
Michal Urbánek, Jaroslav Kašpárek, Lukáš Zeizinger, Miroslav Škopán <b>VYUŽITÍ CHYTRÝCH PARKOVACÍCH SYSTÉMŮ KE ZVÝŠENÍ BEZPEČNOSTI NÁKLADNÍ DOPRAVY</b>	160
Lukáš Zeizinger, Přemysl Pokorný <b>VÝPOČTOVÁ NÁHRADA LÍCOVANÉHO ŠROUBOVÉHO SPOJE</b>	167
Dong Nguyen Phu, Aleš Dittrich, Radek Procházka, Josef Laurin, Pavel Brabec <b>EVALUATION OF OPERATING PARAMETERS OF DUAL-FUEL ENGINES WHEN USING DIESEL, CNG/DIESEL, AND LPG/DIESEL</b>	174



## 48. mezinárodní konference kateder dopravních, manipulačních, stavebních a zemědělských strojů

září 14.- 16., 2022 – osada Jizerka, Česká republika

Technická univerzita v Liberci

Fakulta strojní, Katedra vozidel a motorů

---

# NUMERICKÁ SIMULACE VLIVU BOČNÍHO VĚTRU PŮSOBÍCÍHO NA ZJEDNODUŠENÝ MODEL VOZIDLA

Kateřina Andrlová<sup>1</sup>

### **Abstract**

*Stabilita vozidel při působení bočního větru má zásadní význam pro bezpečnost silničního provozu. V práci je zkoumán vliv úhlu náběhu na velikost výsledných aerodynamických sil působících na zjednodušený model automobilu, tzv. Ahmedovo těleso. Hodnoty jednotlivých aerodynamických parametrů jsou určovány numericky pomocí programu Ansys Fluent. Rychlost větru je 40 m/s a velikost úhlu nabíhajícího proudu se pohybuje mezi 0-90° s rozestupy po pěti stupních.*

## 1. ÚVOD

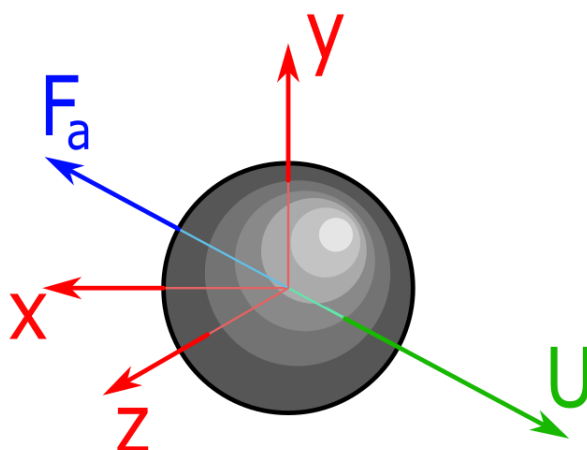
V současné době je aerodynamika vozidel jedním ze základních pilířů při koncepci nového automobilu, a to zejména z hlediska aerodynamického odporu, který přímo ovlivňuje spotřebu paliva a tím i dnes tolik diskutované emise CO<sub>2</sub>. Vliv aerodynamických sil na vozidlo je však důležitý i z pohledu komfortu posádky a zejména pak bezpečnosti provozu. Při působení bočních a vztlakových sil, například při zatáčení, bočním větru nebo brzdění, dochází k odlehčování nebo naopak

---

<sup>1</sup> Kateřina Andrlová, Technická univerzita v Liberci, Studentská 1402/2, 461 17 Liberec, katerina.andrlova@tul.cz

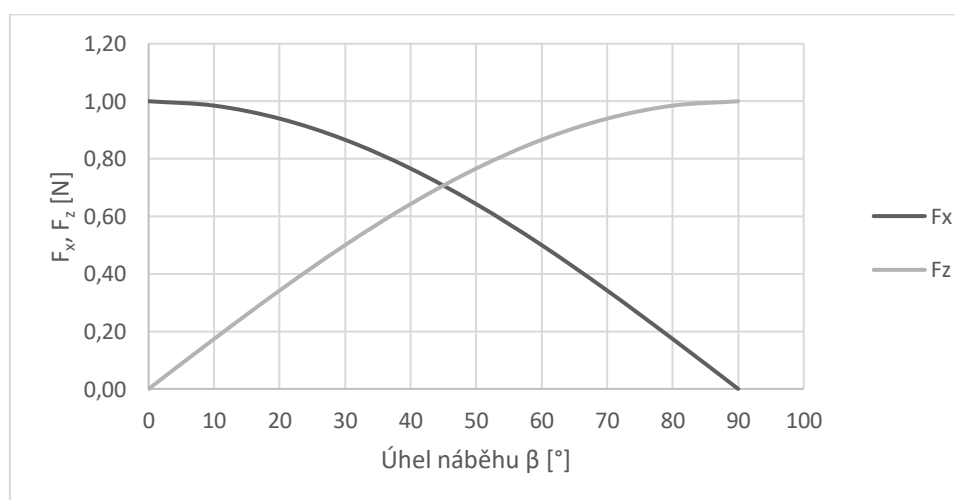
přítěžování některé nápravy (nebo celé strany) vozidla a tím změně trakčních schopností. Při minimalizaci aerodynamického odporu a hmotnosti vozidla, které jsou klíčové pro velikost spotřeby paliva, se mění citlivost vozidla vůči působení bočního větru. Tedy požadavky na aerodynamické vlastnosti vozidla bývají často protichůdné a je nutné najít kompromis, mezi spotřebou paliva a stabilitou vozidla.

Pokud je obtékáno prostorově symetrické těleso, jako je koule, vypadá situace následovně, viz *Obr. 1*, [1]. Jelikož koule je dokonale symetrické těleso, je zřejmé, že velikost výsledné aerodynamické síly  $F_a$  není závislá na orientaci tělesa. Výslednice aerodynamických sil  $F_a$  tedy leží na stejné přímce jako rychlost nabíhajícího proudu  $v_a$  a celá problematika obtékání se redukuje na jedinou sílu, a to sílu odporovou  $F_d$  (která je v daném případě totožná s výslednou aerodynamickou silou, tedy  $F_a=F_d$ ).



*Obr. 1 Působení aerodynamických sil na obtékanou kouli*

Pokud bychom výslednou aerodynamickou sílu rozkládali do směrů souřadných os  $x, y, z$ , byla by složka  $F_y$  nulová (koule neprodukuje vztlak, pokud směřnice rychlosti prochází jejím středem) a aerodynamická (odporová) síla by tak měla jen složky  $F_x$  a  $F_z$ . Pokud by rychlost „působila“ v ose  $x$ , byla by síla  $F_z$  nulová. Naopak, pokud by působila rychlost ve směru osy  $z$ , byla by složka  $F_x$  výsledné odporové síly  $F_d$  nulová, *Obr. 2*. Velikost sil  $F_x$  a  $F_z$  lze v případě obtékání koule popsat pomocí goniometrických funkcí, a to:  $F_x=F_d\cos\beta$ ,  $F_z=F_d\sin\beta$ , kde  $\beta$  značí úhel odklonu nabíhajícího proudu od osy  $x$  koule v horizontální rovině.



*Obr. 2 Závislost sil  $F_x$  a  $F_z$  pro  $F_d=1$  na velikosti úhlu náběhu*

Pokud je však obtékáno těleso, které je nesymetrické, je zřejmé, že výsledná aerodynamická síla musí působit na jiné přímce, tedy pod úhlem k nabíhajícímu proudu. V práci bylo pro simulaci použito Ahmedovo těleso. Jedná se o zjednodušený model osobního automobilu a díky jednoduchosti svého tvaru může být snadno použito pro simulace v oblasti aerodynamiky, viz další kapitola.

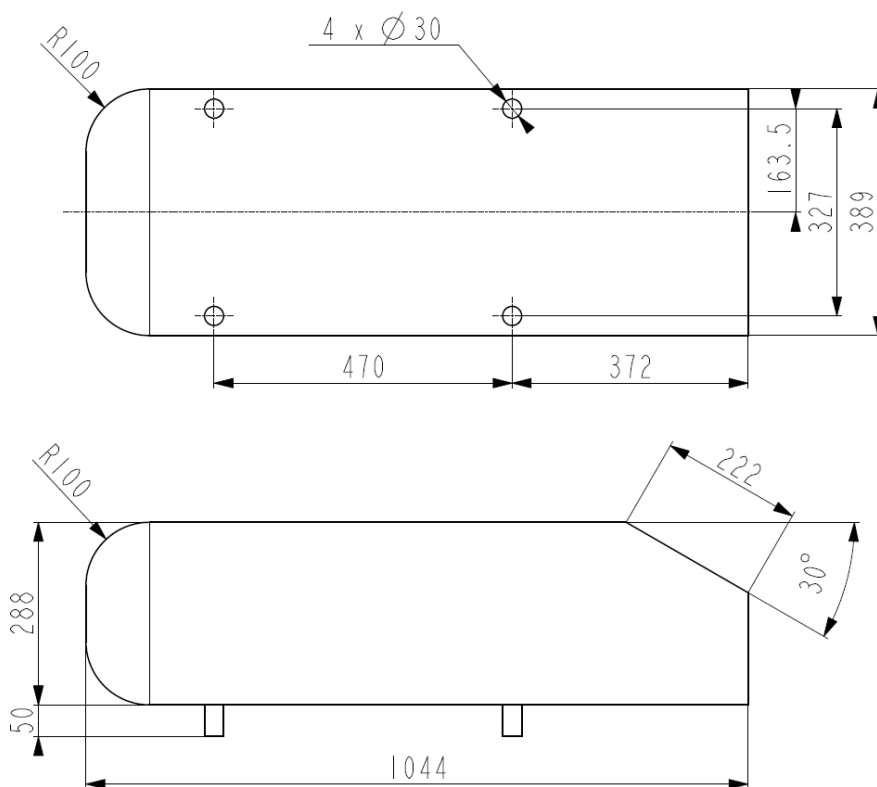
Při obtékání Ahmedova tělesa musí nutně s narůstajícím úhlem náběhu docházet k poklesu osově síly  $F_x$  a nárůstu síly  $F_z$ , analogicky s obtékáním koule. Nicméně je zřejmé, že vlivem asymetrie by nulová hodnota síly  $F_x$  neměla odpovídat úhlu náběhu  $90^\circ$ , viz např. [2]. Stejně tak by pak velikost sil neměla být goniometrickou funkcí úhlu náběhu, jako v případě obtékání koule.

Jelikož jsou v dnešní době numerické simulace stále častěji používaným nástrojem, který je levný, rychlý a umožňuje získat dostatečně kvalifikovaný „odhad“ základních parametrů, využívá i tato studie numerickou simulaci v programu Ansys Fluent. V práci je provedena simulace chování Ahmedova tělesa v závislosti na velikosti úhlu náběhu. Rychlost proudění je konstantní, a to 40 m/s, úhel nabíhajícího proudu se mění z hodnoty  $0^\circ$  až po hodnotu  $90^\circ$ .

## 2. METODOLOGIE

### 2.1 Ahmedovo těleso

Při obecných simulacích externí aerodynamiky vozidel je možné používat různé zjednodušené modely automobilů, více či méně reálné. Jedním z nejjednodušších a nejvíce rozšířených takových modelů je pak tzv. Ahmedovo těleso [3], jehož geometrická charakteristika je na *Obr. 3*.

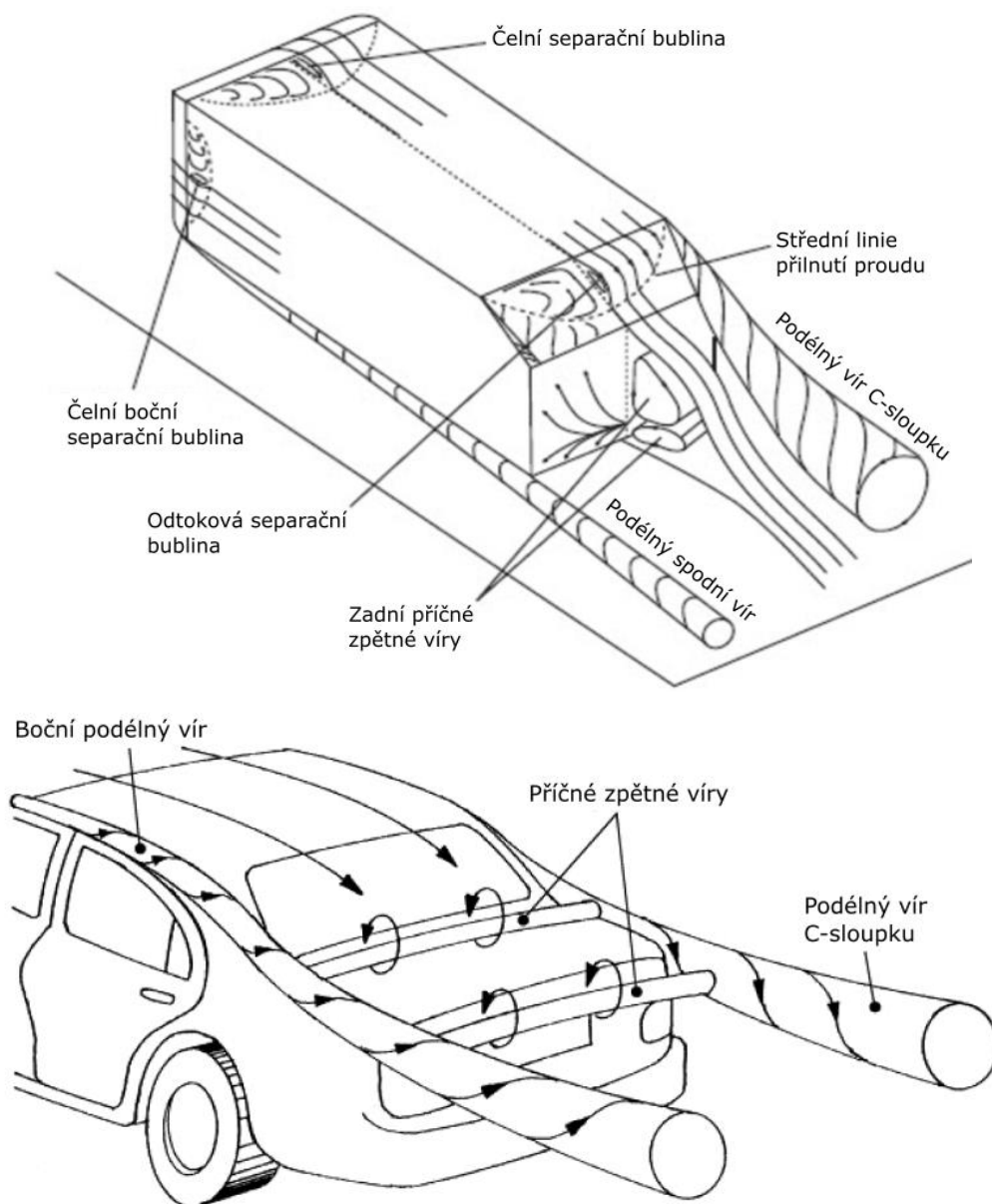


*Obr. 3 Ahmedovo těleso*



Přední část Ahmedova tělesa má zaoblené hrany a její proudové pole se podobá proudovému poli u kapoty osobního automobilu. Podstatnější je však zadní část Ahmedova tělesa, která svým sešikmením simuluje zadní část automobilu, kde vzniká rozsáhlá oblast úplavu, která se podílí nejvyšší měrou na generování aerodynamického odporu,

**Obr. 4.** Úhel sklonu zadní části pak může mít různé hodnoty, od  $0^\circ$  až po  $40^\circ$ . V této práci je uvažován sklon  $30^\circ$ , jak je naznačeno na **Obr. 3**.

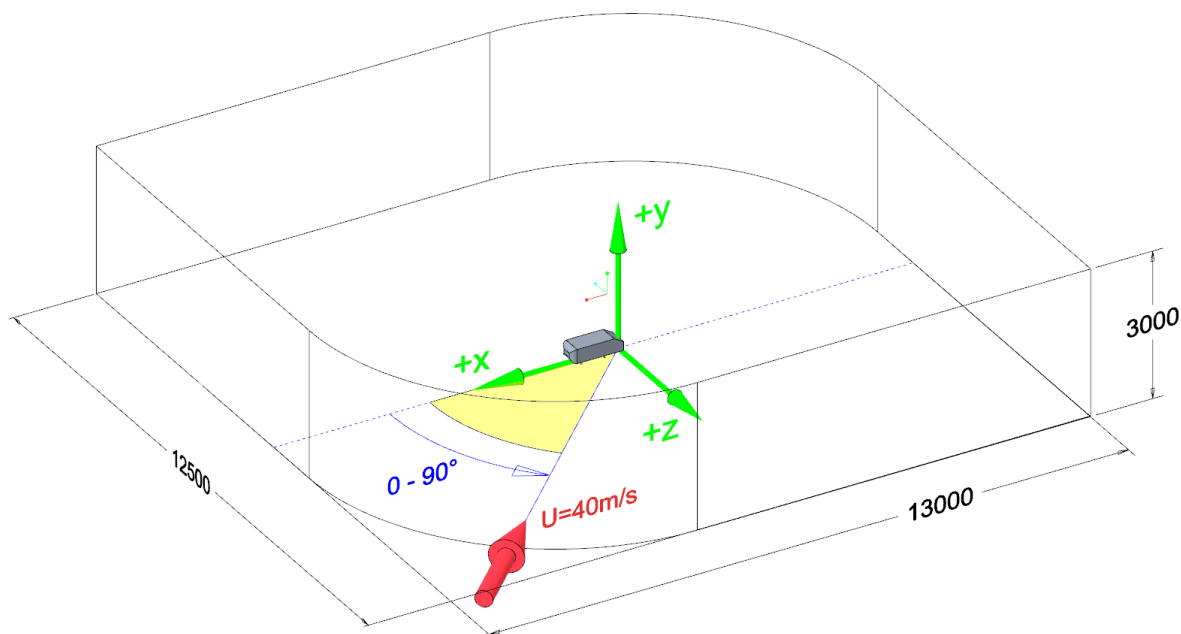


*Obr. 4 Porovnání proudového pole zadní části Ahmedova tělesa a osobního automobilu [4]*

Výhodou takového zjednodušeného modelu je snadná tvorba ať už fyzického modelu pro praktické experimenty, tak tvorba modelu numerického. Dále pak je snadné různým způsobem adaptovat geometrii a zkoumat vliv jednotlivých změn na velikost aerodynamických charakteristik.

## 2.2 Uspořádání oblasti pro numerickou simulaci

Při numerických simulacích externího proudění se zkoumaný objekt umísťuje do virtuální oblasti, která je vyplněna konečně-objemovou nebo konečně-prvkovou sítí. Virtuální oblast pak zpravidla simuluje měřicí prostor aerodynamického tunelu. Jelikož však ve zkoumaném případě úhly nabíhajícího proudu nabývají hodnoty mezi  $0-90^\circ$ , je nutné provést úpravy tvaru výpočtové oblasti. V dané simulaci byla použita oblast dle práce [5], viz *Obr. 5*.



*Obr. 5 Výpočtová oblast pro numerickou simulaci*

V bezprostředním okolí samotného Ahmedova tělesa je umístěna oblast se zjemněnou sítí o rozměrech  $(x, y, z) = (2350, 500, 1150)$ , která slouží k získání přesnějších výsledků v oblasti úplavu.

## 2.3 Numerická simulace

Pro numerickou simulaci bylo nutné zvážit určitá zjednodušení. Proudění bylo považováno za nestlačitelné, vzhledem k relativně nízkým rychlostem, a zároveň stacionární turbulentní. Numerická simulace je založena na RANS modelu (Reynolds-Averaged Navier-Stokes Equations), ve kterém jsou Navier-Stokesovy rovnice používány k určování parametrů proudění a využívají časové průměrování hodnot, například [6]. Základním konceptem je tedy Reynoldsova dekompozice spojitých hodnot na jejich časové průměry a fluktuující složky. V práci byl použit *k-ε Realizable* turbulentní model s *Nonequilibrium wall function*.

*k-ε* turbulentní model je jeden z nejznámějších turbulentních modelů. Jedná se o dvourovnicový model se dvěma transportními rovnicemi pro turbulentní energii  $k$  a pro rychlost disipace  $\varepsilon$ . Nicméně, standardní *k-ε* model není vhodný pro oblasti obráceného tlakového gradientu (zjednodušeně v místech odtrhávání proudění).

*Realizable k-ε* model vyrovnává nedostatky klasického *k-ε* modelu za použití:

- Nové formulace turbulentní viskozity.
- Nová transportní rovnice pro míru disipace  $\varepsilon$ , která je odvozena z přesné rovnice pro transport střední hodnoty kvadrátu fluktuace vířivosti.

*Nonequilibrium wall function (NWF)*: Pro proudění při vysokých Reynoldsových číslech, jako je například externí proudění okolo vozidel, běžné řešení selhává v oblastech blízkých k obtékané stěně. Aby se tomu předešlo, používají se tzv. *wall functions*. *NWF* berou v potaz efekty lokální variace v tloušťce viskózní podvrstvy, přičemž určují celkový rozpočet turbulentní kinetické energie v buňkách přiléhajících k obtékané stěně. Navíc jsou *NWF* citlivé na obrácené tlakové gradienty, které jsou u proudění okolo vozidel obvyklé. V porovnání s tradičními *wall functions*, *NWF* poskytují realističtější odhad chování v turbulentních mezních vrstvách, včetně odtržení proudění, a to bez významného navýšení výpočtového času nebo nároků na dynamickou paměť.

Pro numerickou simulaci byl použit  $k-\varepsilon$  *Realizable* turbulentní model, který pro úhel náběhu  $0^\circ$  vykazoval dobrou shodu s experimentálními daty, viz [3], a ukázal se být dostatečně přesný a zároveň ne příliš náročný na výpočtový čas. Počet prvků sítě je  $4,6 \times 10^6$ .

## 2.4 Výsledky a diskuze

Vliv úhlů náběhu na velikost sil a momentů působících na Ahmedovo těleso je v práci určen pomocí bezrozměrných aerodynamických součinitelů, které umožňují vzájemné porovnávání aerodynamických vlastností různých těles bez ohledu na jejich velikost, rychlost proudění, hustotu proudícího média apod. Vztah pro odpovídající sílu je dán rovnicí:

$$C_F = \frac{F}{1/2\rho AU^2} \quad (1)$$

kde  $F$  je velikost příslušné aerodynamické síly,  $\rho$  hustota vzduchu,  $U$  rychlost proudění a  $A$  velikost čelní plochy obtékaného tělesa.

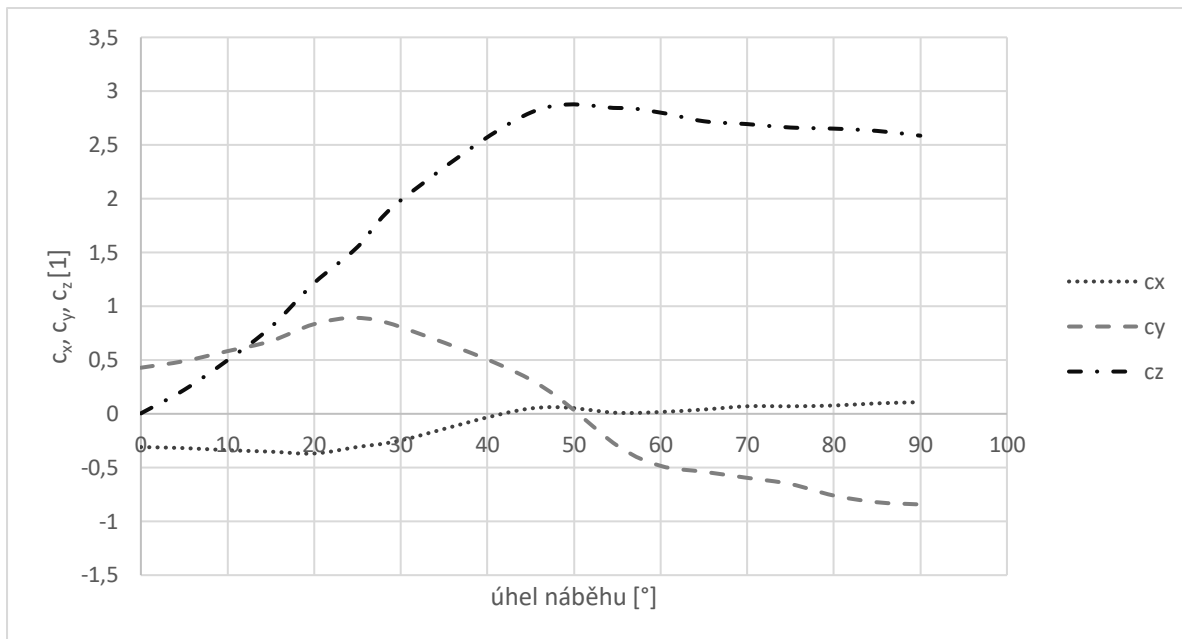
Výsledné aerodynamické síly působí v jednom bodě tělesa (center of pressure), jehož poloha se s úhlem náběhu mění. Pro mechanické výpočty je však vhodné umístit si působiště sil do známého (konstantně položeného) bodu, čímž vznikne skupina aerodynamických momentů, působících okolo daného bodu. Pro velikost součinitele momentu tedy platí:

$$C_m = \frac{M}{1/2\rho AhU^2} \quad (2)$$

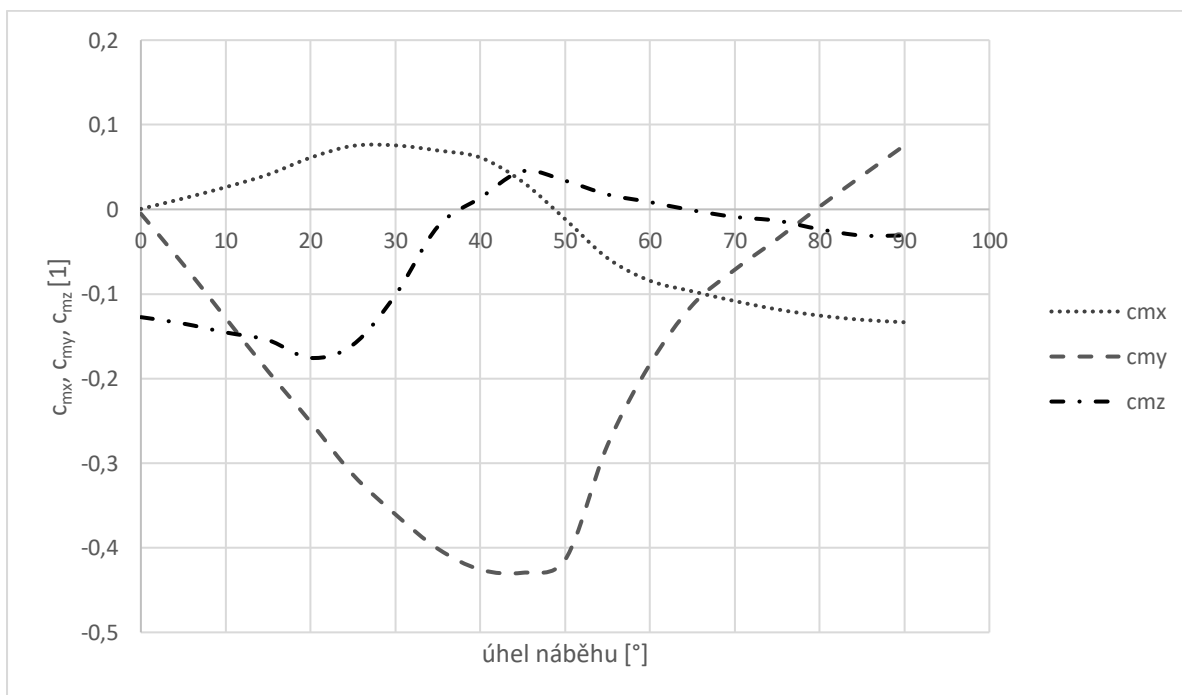
přičemž  $M$  značí velikost aerodynamického momentu kolem příslušné osy a  $h$  délkový parametr. Různí autoři používají různé hodnoty parametru  $h$ , může se jednat o výšku těžiště od země, délku vozidla apod. Nicméně v této práci se jedná o průmět vzdálenosti místa působiště aerodynamických sil k dané ose od průmětu těžiště ke stejné ose.

Výsledné momenty a síly jsou označeny indexem, který určuje osu, ve které působí a poté znaménkem, které značí smysl působení, tedy síla může působit ve směru nebo proti směru souřadné osy, jak jsou definovány na [Obr. 5](#).  $c_x$  je součinitel odporové síly,  $c_y$  vztahové a  $c_z$  boční. Součinitelé momentu klonivého, klopivého a zatáčivého jsou pak popořadě  $c_{mx}$ ,  $c_{my}$  a  $c_{mz}$  v levotočivém souřadném systému.

Na následujících grafech jsou zobrazeny závislosti bezrozměrných aerodynamických koeficientů na velikosti úhlu náběhu.



Obr. 6 Součinitele aerodynamických sil v závislosti na úhlu nabíhajícího proudu



Obr. 7 Součinitele aerodynamických momentů v závislosti na úhlu nabíhajícího proudu

Z výsledků numerické simulace vyplývá, že nulové hodnoty součinitele osová síly  $c_x$  dosáhne Ahmedovo těleso při úhlu nabíhajícího proudu cca 45°. Při dalším nárůstu úhlu náběhu by pak, dle simulací, měla výsledná osová síla mít obrácený směr, to znamená, že namísto zpomalování vozidla by při působení proudu pod tímto úhlem docházelo k jeho urychlování. Tento jev je zřejmě způsoben urychlením proudu okolo předního levého rohu, kde dochází ke snížení tlaku, a tedy zvýšení síly působící ve směru pohybu vozidla, obdobně jako u plachty plachetnice.

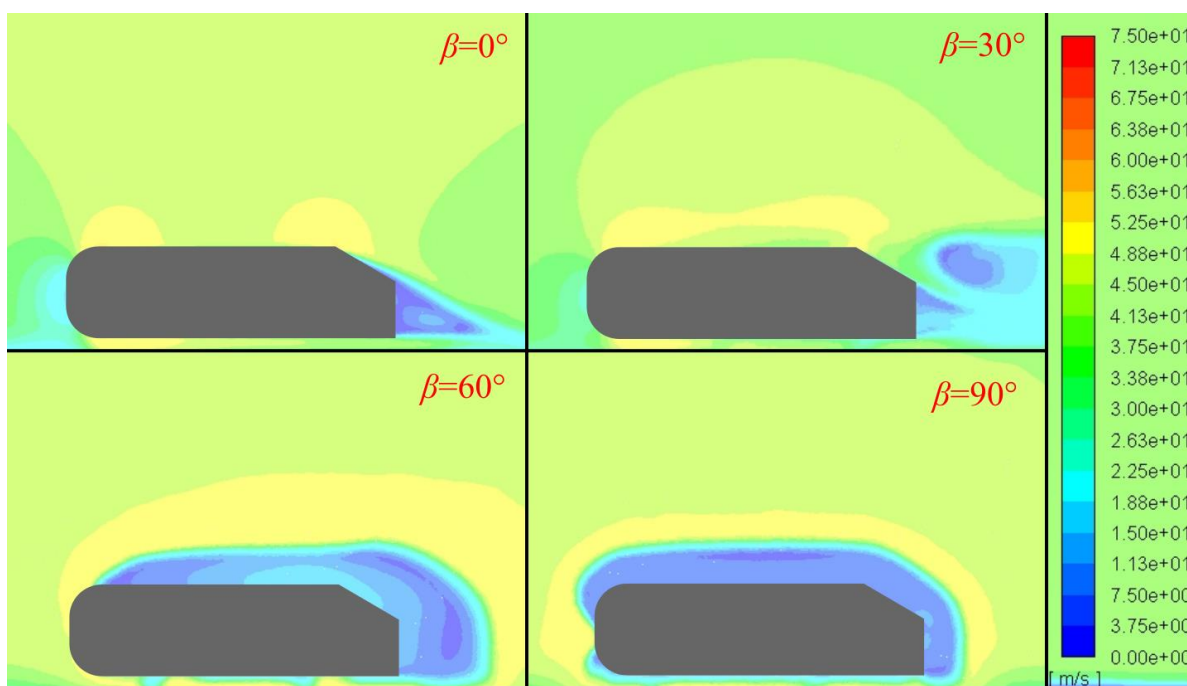
Velikost vztlačové síly se zvyšujícím se úhlem náběhu narůstá, poté však okolo hodnoty 25° začne opět klesat. V oblasti svého maxima tedy zhoršuje trakční vlastnosti vozidla vlivem snížení výsledné síly, kterou je kolo schopno přenést.

Součinitel klonivého  $c_{mx}$  a klopivého  $c_{mz}$  momentu narůstají s úhlem náběhu, čímž opět působí destabilizujícím způsobem na vozidlo během působení bočního větru.

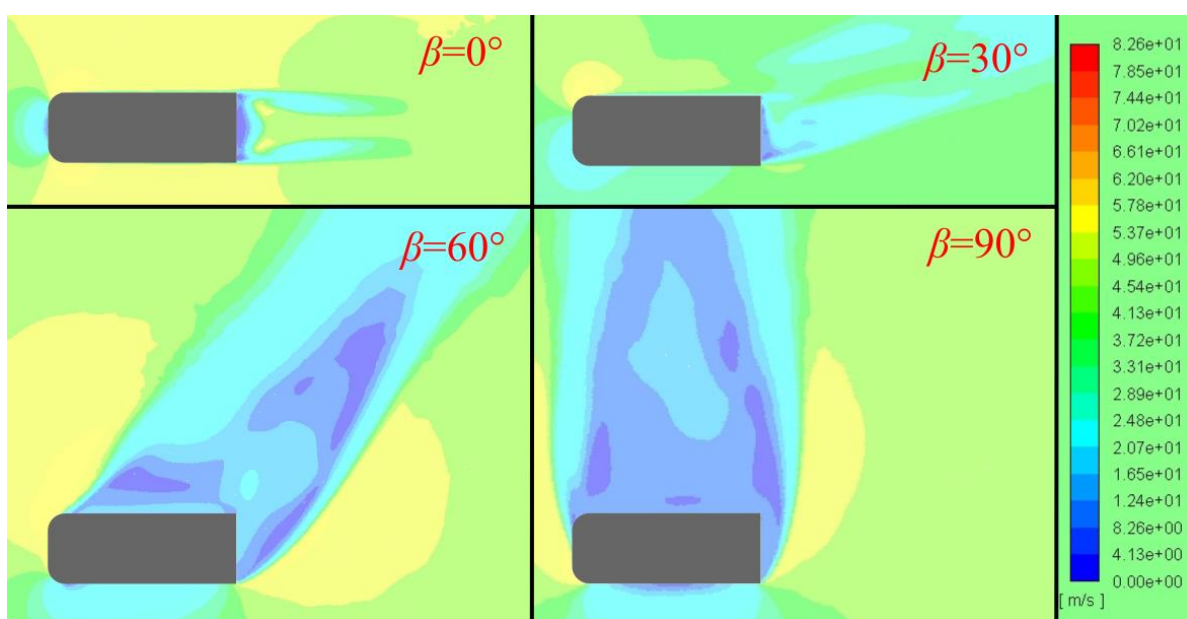
Z hlediska stability vozidla jsou nejdůležitější dvě hodnoty, součinitel boční síly  $c_z$  a součinitel zatáčivého momentu  $c_{my}$ , viz [4]. Z grafu je zřejmé, že velikost boční síly se zvyšujícím se úhlem náběhu bočního větru narůstá, dle předpokladu, viz například [2]. To je dáno zvyšující se velikostí plochy, na kterou boční vítr působí, a tedy i velikost boční síly (kolmé k podélné ose vozidla) musí narůstat.

Obdobně jako součinitel boční síly, i součinitel zatáčivého momentu zpočátku narůstá téměř lineárně, poté se jeho růst zpomaluje a okolo hodnoty  $45^\circ$  pak dosáhne svého maxima. Poté opět jeho velikost klesá, což odpovídá předpokladu, viz [4].

Všechny hodnoty jsou však pouze teoretické a nejsou ověřeny experimentálně.



Obr. 8 Rychlostní pole Ahmedova tělesa: boční pohled



Obr. 9 Rychlostní pole Ahmedova tělesa: pohled shora v řezu ve výšce poloviny Ahmedova tělesa

Na *Obr. 9* a *Obr. 9* je zobrazeno rychlostní pole Ahmedova tělesa pro čtyři reprezentativní úhly náběhu. Na obrázcích je jasně viditelný nárůst oblasti úplavu a jeho posun směrem na odtokový bok tělesa a nárůst turbulence nad Ahmedovým tělesem.

### 3. ZÁVĚR

V práci byl analyzován vliv úhlu náběhu bočního větru na velikost aerodynamických sil a momentů. Vzhledem ke značnému nárůstu velikostí některých parametrů je zřejmé, že z hlediska říditelnosti a bezpečnosti provozu je nutné vliv bočního větru zkoumat podrobněji, a to i při různých režimech jízdy.

Lze tedy říci, že oproti ideálnímu případu obtékání koule došlo k předpokládanému posunu úhlu, ve kterém bude velikost výsledného součinitele osová síly  $c_x$  nulová, a to směrem do nižších hodnot úhlu náběhu. Za touto hodnotou úhlu náběhu získává osová síla opačný smysl a působí naopak, tedy urychluje Ahmedovo těleso. Velikost boční síly dle předpokladů narůstá a tím zvyšuje míru nestability vozidla. Například pro úhel  $55^\circ$  by byla velikost výsledné boční síly prakticky dvounásobná oproti velikosti pro úhel náběhu  $20^\circ$ . Je tedy zřejmé, že boční vítr sehrává důležitou roli z hlediska bezpečnosti provozu.

Pro bližší prozkoumání tohoto jevu by bylo vhodné provést verifikaci numerické simulace v aerodynamickém tunelu.

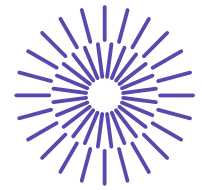
### LITERATURA

- [1] J.-M. Kai, „*Nonlinear automatic control of fixed-wing aerial vehicles*“, 2018.
- [2] S. Walczak, „*Analysis of vehicle dynamics under sudden cross wind*“, *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, roč. 148, s. 012030, zář. 2016, doi: 10.1088/1757-899X/148/1/012030.
- [3] S. R. Ahmed, G. Ramm, a G. Faltin, „*Some Salient Features of the Time -Averaged Ground Vehicle Wake*“, *SAE Transactions*, roč. 93, s. 473–503, 1984.
- [4] Wolf-Heinrich Hucho a Gino Sovran, „*Aerodynamic of Road Vehicles*“, General Motors Research and Enviromental Staff, Michigan, Annual review, 1993.
- [5] Y. William, M. Mohamed, a W. Oraby, „*Investigation of Crsswind Aerodynamics for Road Vehicles Using CFD Technique*“, pro. 2013. doi: 10.13140/2.1.2297.5048.
- [6] „ANSYS FLUENT 12.0/12.1 Documentation”.  
<https://www.afs.enea.it/project/neptunius/docs/fluent/index.htm> (viděno 15. červenec 2022).

### PODĚKOVÁNÍ

Tato práce byla podpořena Studentskou grantovou soutěží Technické univerzity v Liberci v rámci projektu č. SGS-2022-5028.

Dále patří poděkování Katedře energetických zařízení Technické univerzity v Liberci za poskytnutí akademické licence programu Ansys Fluent



## 48. mezinárodní konference kateder dopravních, manipulačních, stavebních a zemědělských strojů

září 14.- 16., 2022 – osada Jizerka, Česká republika

Technická univerzita v Liberci

Fakulta strojní, Katedra vozidel a motorů

---

# PRACTICAL ASSESSMENT OF THE FRICTION MATERIAL WEAR IN DISC BRAKE PADS OF HEAVY-DUTY VEHICLES OPERATING IN EUROPE AND ITS ENVIRONMENTAL IMPACT

Dalibor Barta<sup>1</sup>, Tsvetomir Gechev<sup>2</sup>, Oleksandr Kravchenko<sup>3</sup>, Kateryna Kravchenko<sup>1</sup>,  
Andrej Zigo<sup>1</sup>, Jan Dizo<sup>1</sup>

### **Abstract**

*The article focuses on practical assessment of disc brake pads in semi-trailer trucks operating on European roads. Data processing is carried out according to the practical data of a transport enterprise from Bulgaria. The presented results are on the amount of produced friction material per millimeter of worn-out brake pad friction layer and per km mileage of the pad. Additionally, the factors affecting the wear of the friction pair “brake disc-brake pad” are described and a simplified expert assessment and ranking*

---

<sup>1</sup> Dalibor Barta, Kateryna Kravchenko, Andrej Zigo, University of Žilina, Department of transport and handling machines, Univerzitna 8215/1, 01026 Žilina, Slovak Republic, dalibor.barta@fstroj.uniza.sk

<sup>2</sup> Tsvetomir Gechev Technical university of Sofia, Department of Combustion Engines, Automobile Engineering and Transport, Boulevard Sveti Kliment Ohridski 8, 1000 Sofia, Bulgaria, tsv.gechev@gmail.com

<sup>3</sup> Oleksandr Kravchenko, Zhytomyr Polytechnic State University, Department of Automobiles and Transport Technologies, Chudnivska 103, 10005 Zhytomyr, Ukraine, avtoap@ukr.net

*of these factors is carried out. The impact on the environment and the human health by the friction material wear and its production of PM is considered.*

## 1. INTRODUCTION

Non-exhaust (airborne) particulate matter PM10 and PM2.5 (with references to their sizes – smaller than 10 and 2.5 microns in diameter respectively), account to almost a halve of the overall PM emissions in Europe. [1] Mostly generated from braking elements and tyres in vehicles, as well as the road decomposition, non-exhaust PM are significantly hazardous not only for the human health, but also for the well-being of other species and the soil. The European Commission has adopted a plan for transitioning to zero on-board emissions for a large amount of the future vehicle fleet [2], yet there is no concrete plan for the dealing with the emissions of airborne PM, which gradually grow with the increase of the vehicle fleet in use and amount to as much as 30mg/km, depending on the vehicle type (light-duty, heavy-duty), the road type (urban, rural, highway) and many other factors.

Many laboratory studies have analysed the chemical composition of friction layers on brake pads in regards to the PM, in order to create a methodology for lowering of their emittance [3-7]. Most of them, however, have revealed that inclusion of metallic elements in the friction material affects beneficially the performing properties of the braking element. Simultaneously, these same metallic elements (Cu, Fe, Zn, Ca, Pb, Al, oxides and others) act for the most serious threat to human health and the environment when considering airborne PM. Moreover, many factors affect the generation rates and the physicochemical nature of these particles in real conditions, making it very hard to study them affectively. Even though many sampling methodologies with different speeds and accelerations have been proposed, the results are hardly comparable.

The different means of transport and more particularly the different types of vehicles in road transport account for a different amount of airborne PM generated. Although heavy-duty vehicles represent a smaller part of the European vehicle fleet in use, it is very important to study their regard to the topic as well, as the statistics show they have a significantly higher emission factor than light-duty vehicles [8]. This is mainly due to the abundance of additional factors, influencing the intensity and the amount of braking during the operation of such vehicles. Very little practical research has been conducted in regards of the actual PM generation from braking elements of high-duty vehicles operating in Europe, as most of the studies focus on chemical compositions of the braking material, or on emittance of PM by usage of laboratory samplings from testing on brake dynamometers or light-duty vehicles.

Furthermore, analysis that are based on practical statistical data of two Ukrainian transport enterprises – LAA TRANS and TRANSPELE taken for the period 1999-2005 on all kinds of routes around Europe, show that the truck brake system is most likely to malfunction or failure averagely every 188 thousand km. [9] This malfunction or failure could be due to various technical reasons, one of which is the clogging of the brake mechanism resulting from the excessive amount of road dirt, moisture and friction material dust, generated by the friction pair “brake disc-brake pad” during the process of braking. During the operation of the high-duty vehicle, the technical condition of the brake system significantly affects not only the environmental safety, but also the operational properties and the road safety of the vehicle. A failure of the elements in the brake system during operation can cause dangerous consequences:



lower road safety, decrease of functionality, low operational quality and others. According to [10] for example, there is a very strong positive correlation between failure of the vehicle braking system and the road accident rate.

Considering everything mentioned above the paper focuses on a practical evaluation of the missing brake material on standard disc brake pads that are measured during different stages of their exploitation and were used on trucks, trailers and semi-trailers, operation in Europe. Additionally, a simplified expert assessment of the factors influencing the brake pad wear and innovative solutions for collection of the resultant PM are presented.

## **2. PRACTICAL ASSESSMENT OF THE DISC BRAKE PAD WEAR AMOUNT**

The value of brake pad wear for the truck, trailer and semi-trailer vehicle fleet of the enterprise “EMG TRANS” (Bulgaria) was estimated. The main route of the vehicles started from Bulgaria (the fleet operated on various roads with all types of profiles) through Romania (mainly Calafat-Turnu Severin-Timisoara-Arad-Nadlak or Calafat-Turnu Severin-Timisoara-Arad-Oradea), and through Hungary (Nagylak-Szeged-Budapest-Gyor-Rajka or Nagylak-Szeged-Budapest-Sahy, or Artand-Debrecen-Miskolc-Sena) and finished in Slovakia or Czech Republic (again circulating in the country on various roads with all types of profiles) with different nuances in terms of mileage depending on the places of loading or unloading of goods (see figure 2). The route was travelled in both directions. The workload of the vehicles varied, but was always within 25-38 tons total weight for the whole truck tractor – semi-trailer or truck – trailer composition.

The data was gathered in 2018-2019 from brake pads that were removed from service during different stages of their period of exploitation, but mostly at its end. According to the scheduled and unscheduled replacements of disc brake pads of the enterprise’s vehicle fleet for the period 2018-2019, most frequently the change occurs at about 150 - 200 thousand km mileage of the pads.

It is important to mention there are few cases in which all two pads on a certain wheel or all four pads on a certain axle are changed prematurely during a scheduled preventive vehicle technical inspection, without reaching their maximal average mileage count. This change is caused by the necessity of having approximately evenly worn-out pads for both sides of each axle for the axle alone. Such approximate evenness guarantees better braking functionality and quality, as well as better vehicle controllability and a lower chance for a loss of controllability during the process of braking.

Another case in which pads are prematurely changed is when their residual resource at the time of the scheduled technical inspection does not financially justify their eventual future change, which would occur unscheduled during a period that is normally used for exploitation of the vehicle.

In parallel, when the operating conditions are very favourable, pads could reach their maximal resource after up to 600 thousand km. It has also been observed that such infrequent changes are more common when a new semi-trailers or truck is in service for the first time, as well as when vehicles transport light-weighted cargos on highways with easy road profiles, or when the vehicles is supplied with an additional brake system (retarder/intarder).

It should be taken into account that the recommended minimum residual thickness of the pad friction material is 5 mm, hence at 5mm thickness of the friction material left, the pad is considered to be 100% used. Therefore, the theoretical operation period of a brake pad with a standard thickness of 30 mm (the metal part is 9,5 mm thick) ends at friction material wear of 15,5 mm.



*Figure 1: Operational route of the vehicle fleet of EMG TRANS*

The measuring of each sample brake pad was done by estimating with a calliper the existing friction material amount and also by measuring the weight of the pad with an electronic scale. The weight and thickness of the used friction material were then calculated by subtracting the measured values from the standard values of a new pad. The measured braked pads are of two sizes – for discs with diameter  $\phi 370\text{mm}$ , used in trailers, and for discs with diameter  $\phi 430\text{mm}$ , used in trucks and semi-trailers. The pads are produced from a few different companies, which all use different chemical compositions of the friction material and a slightly different geometry of their pads, the pads could easily be distinguished by their form, weight and wear properties, which is also visible from the results. Nevertheless, a standard new brake pad has a thickness of 30mm, 20.5 of which - friction material thickness.

On figures 2 and 3 is shown the measured data of 10 brake pads used for  $\phi 370\text{mm}$  discs in trailers and of 10 pads with  $\phi 430\text{mm}$  used in trucks and semi-trailers. The figures represent missing friction material in grams per missing friction material layer worn-out from the pad in milometers. At the left bottom corner of each graph is positioned a point representing an unused new pad with 0mm missing friction layer thickness and 0g missing friction material mass. Additionally, in each of the figures are shown images of a new and a used brake pad for each of the discs. A trendline is

projected in order to show the average tendency g/mm of friction material wear. The bubble indicates the highest density in terms of measured braking pads, showing that most of them were measured at the theoretical end of their operational period.

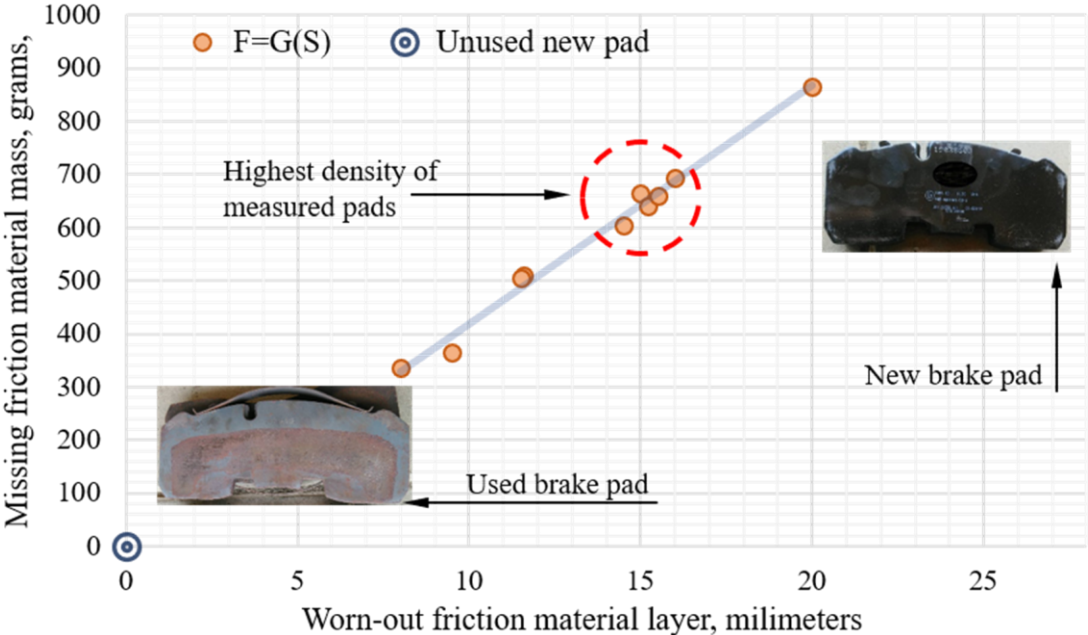


Figure 2: Missing friction material mass to worn-out friction material layer, g/mm for  $\phi 370\text{mm}$  disc.

The results show that brake pads of  $\phi 370\text{mm}$  discs produce about 38.42-44.34 g of particles per each mm of friction material used, while the larger brake pads with  $\phi 430\text{mm}$  discs produce 74.14-96.67 g of particles per each mm of friction material.

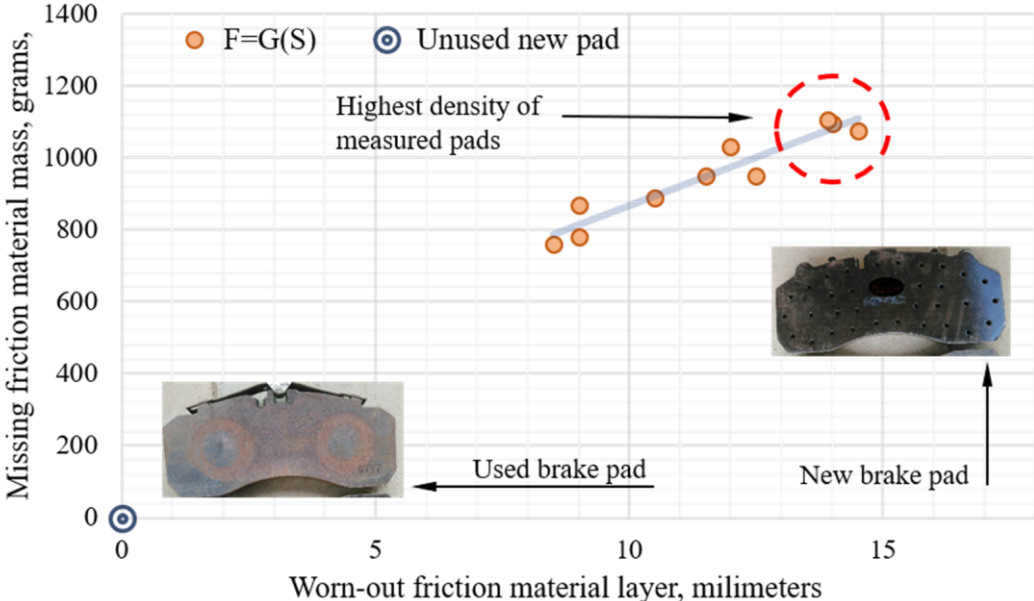


Figure 3: Missing friction material mass to worn-out friction material layer, g/mm for  $\phi 430\text{mm}$  disc.

The values of brake pads wear in g/mm could easily be calculated in mg/km. However, it is very important to properly set the average mileage of the pads as it depends on many factors, such as the route of the vehicle fleet, the average gross mass of the goods transported, and many others. According to the statistical data of the enterprise which supplied us with pads, the average pad mileage of their fleet is about 150-200 thousand km. In this case, the pads generate about 3.37-3.90 mg/km of PM for the  $\phi 370$ mm discs, while the values of the larger brake pads correspond to 6.56- 8.56 mg of particles per km.

Such wide ranges of g/mm are due to the different chemical composition of the friction material on the pad, since the pads are produced by various companies.

## 2.1 Expert evaluation of factors influencing wear of friction material on brake pads.

The amount and evenness of brake pad wear depends on many factors. To evaluate them, an expert assessment was carried out in which experts and workers from University of Zilina (Slovakia), ŽOS (Slovakia), the Zhytomyr Polytechnic State University (Ukraine) and a transport enterprise from Bulgaria took part.

The experts were asked to rate in a questionnaire the main factors affecting the amount of disc brake pad wear in order in %, as the 5 factor options were given. The sum of all factor ratings is 100%. The factor options are:

- gross vehicle weight;
- the expertise level of the driver;
- road type (urban, rural, highway) and road profile;
- the presence of an additional brake system – retarder/intarder;
- weather.

As a result of processing the data, a diagram was obtained (see figure 4), according to which the brake pad wear depends most significantly on the gross vehicle weight, while the weather is rated as the least significant factor.

Figure 4. Main factors' influence on brake pad wear in %.

The additional brake system – retarder/intarder lowers the brake pad wear at expense of its high cost and additional energy usage. Nevertheless, this topic is not part of our study.

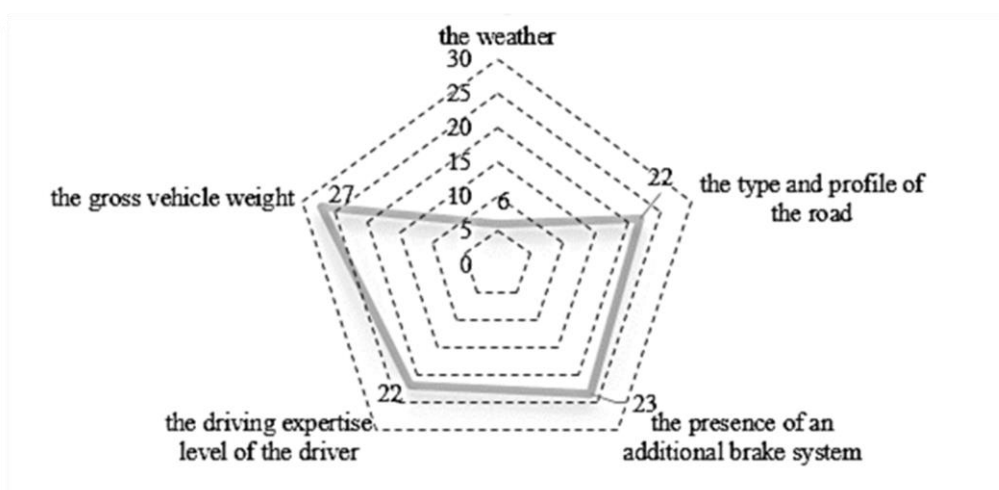


Figure 4: Main factors' influence on brake pad wear in %.

As a result of processing the data, a diagram was obtained (see figure 4), according to which the brake pad wear depends most significantly on the gross vehicle weight, while the weather is rated as the least significant factor.

The additional brake system – retarder/intarder lowers the brake pad wear at expense of its high cost and additional energy usage. Nevertheless, this topic is not part of our study.

It is very important to note that there are many other factors that rarely are being taken into account, yet sometimes they heavily influence the quality and amount of braking, as well as the production of PM:

- the distribution and types of goods as well as their possible relocation in the trailer/semi-trailer when braking;
- the technical specification of the whole heavy-duty vehicle, most notably the wheelbase;
- the level of emergency of the delivery;
- the presence of overloading and its amount;
- the running-in time of new pads;
- others.

The operation time of a braking pad (the mileage it could run) and therefore the amount of PM it would emit depends on all the above-mentioned factors.

## **2.2 On-board vehicle solutions for lowering of the amount of PM from brake pad wear**

As elaborated above, the wear of the brake pads and thus the production of PM is directly or indirectly affected by a number of factors. In order to somewhat eliminate the problem of pollution from PM and also lower the significance of their generation process, various active and passive solutions for decreasing of the amount of PM, have been developed.

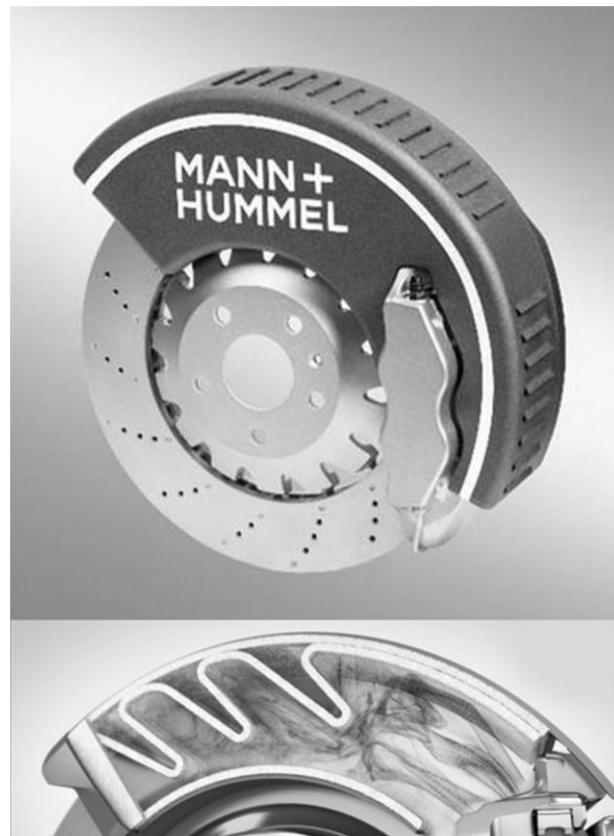
Typical passive solutions are the electric and hybrid drives, retarders, intarders and motor brakes. They help in facilitation of the work of the main brake system and so reduce the amount of formed solid particles to the lowest possible level. Hybrid and electric drives allow for regenerative braking, while retarders, intarders and motor brakes aid the braking process by means of fluid circulation. Active solutions, on the other hand, are focused on the direct capture of PM which is normally released during braking into the atmosphere. They are not commonly used yet, but there are several prototypes being developed by some automotive suppliers.



*Figure 5: Prototype of a vacuum cleaner installed on the brake disc for collection of PM.*

The French manufacturer “Tallano Technologies” has designed a vacuum cleaner which sucks out the dust produced from the brakes (see figure 5) [11]. The PM are captured in a filter installed in the vacuum cleaner. This device can be fixed directly on the discs of an existing car. According to the company creator, the device evacuates 65 to 80 % of the total amount of PM produced by the brakes. The device is currently undergoing final tests on a car in Paris.

The German manufacturer of filters “Mann + Hummel” has designed a filter which is installed as a continuation to the brake calliper (see figure 6). It is possible to be fitted on any of the existing brake discs and is adaptable to different brake sizes and concepts [12].



*Figure 5: Prototype of a filter installed as a continuation of the brake calliper for collection of PM.*

### 3. CONCLUSION

The impact of PM emitted by vehicles on the environment, on the technical condition of vehicles as well as on the health of the population living near roads is considerable. Many studies have shown that not only internal combustion engines produce PM, but that in certain conditions much higher amounts are actually emitted by the brake pads friction materials. There are many factors affecting the amount of PM from brake pads, especially in the case of heavy-duty vehicles. According to the assessment in the study, the gross vehicle weight plays the biggest role in PM generation from braking in heavy-duty vehicles. The results estimated from vehicles operating on standard routes in Europe with an abundance of different road types and road profiles, that on average 3.37-3.90 mg/km of PM from braked pads with brake disc diameter  $\phi 370\text{mm}$  and 6.56-

8.56 mg/km with brake disc diameter  $\phi$ 430mm, is produced. These values are significantly lower than the publicly presented data of up 30 mg / km and show how significant is the influence of the already mentioned factors on production of PM from disc brake pads.

## REFERENCES

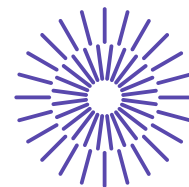
- [1] GRIGORATOS T., GIORGIO M. Non-exhaust traffic related emissions. Brake and tyre wear PM. European Commission, JCR Science and Policy Reports, 2014.
- [2] European Commission, "A European Strategy for low-emission mobility," Transport emissions, 2016. .
- [3] LEE P. W., FILIP D. P. Friction and wear of Cu-free and Sb-free environmental friendly automotive brake materials, *Wear* 302 (1–2), 2013, pp. 1404–1413.
- [4] NEIS P. D., FERREIRA N. F., FEKETE G., MATOZO L. T., MASOTTI D. Towards a better understanding of the structures existing on the surface of brake pads, *Tribology . International* 105, 2017, pp. 135–147.
- [5] KUMAR M., BIJWE J. Optimized selection of metallic fillers for best combination of performance properties of friction materials: A comprehensive study, *Wear* 303(1–2), 2013, pp. 569–583.
- [6] PERRICONE G. et al. A concept for reducing PM10 emissions for car brakes by 50%, *Wear* 396–397, 2018, pp. 135–145.
- [7] KUKUTSCHOVA J. et al. On airborne nano/micro-sized wear particles released from low-metallic automotive brakes, *Environmental Pollution* 159(4), 2011, pp. 998–1006.
- [8] P. MONKS et al. Non-Exhaust emissions from road traffic. A report from the air quality expert group to the Department for environment, food and rural affairs; Scottish government; Welsh government; and Department of the environment in Northern Ireland, p. 51014, 2019.
- [9] KRAVCHENKO A P, SHKVAROK O I, GLAYBORODA A A, GAYVORONSKY A S The results of a statistical study of the operational reliability of the trailer composition of semitrailer trucks Materials of the XII scientific and technical Conference "Transport, Ecology - Sustainable Development" (Varna: TU), 2006, p 153 – 159.
- [10] BUREIKA G., ŽURAILIS V., SADAUSKAS V., Research on automobile technical state impact on road traffic accident level in the country, *Transport. Means - Proceedings of International Conference*, 2019, pp. 69–72.
- [11] Tallano Technologies. <https://www.tallano.eu/en/technology.html>, last accessed 2019/01/07.
- [12] Mann+Hummel. <https://www.mann-hummel.com/oe-produkte/produkte/feinstaubfiltration/bremsstaubpartikelfilter/> last accessed 2022/06/16.

## ACKNOWLEDGEMENT

The paper was supported by the Scientific Grant Agency of the Ministry of Education of the Slovak Republic and the Slovak Academy of Sciences in project KEGA, no.

KEGA 023ŽU-4/2020: Development of advanced virtual models for studying and investigation of transport means operation characteristics.  
“This publication was realized with support of Operational Program Integrated Infrastructure 2014 – 2020 of the project: Innovative Solutions for Propulsion, Power and Safety Components of Transport Vehicles, code ITMS 313011V334, co-financed by the European Regional Development Fund”.





## 48. mezinárodní konference kateder dopravních, manipulačních, stavebních a zemědělských strojů

září 14.- 16., 2022 – osada Jizerka, Česká republika  
Technická univerzita v Liberci  
Fakulta strojní, Katedra vozidel a motorů

---

# ZKUŠEBNÍ STANOVISŤE ŘADICÍCH SPOJEK

Marek Bous<sup>1</sup>, Matěj Crhán<sup>2</sup>

### **Abstrakt**

*Nové zkušební stanoviště v laboratořích ČVUT v Praze na Julisce je určeno ke zkouškám řadicích spojek. Jedná se o speciálně navrženou převodovku s letmo uloženými konci hřídelů, na něž lze nasadit libovolný řadicí mechanismus. Mezi hlavní přednosti stanoviště patří snadná výměna zkoušeného mechanismu za jiný při zachování porovnatelnosti měření, možnost nastavení otáček na počátku řazení díky dvěma elektromotorům na vstupu i výstupu převodovky, přesné měření řadicí síly, posuvu řadicí vidličky i momentu díky snímačům umístěným v těsné blízkosti zkoušeného řadicího mechanismu. Další výhodou je také průhledný kryt umožňující rychlou vizuální kontrolu. Příspěvek je zaměřen na řešení pneumatického řadicího mechanismu, olejového okruhu a automatický řídicí systém v programu LabView.*

## 1. ÚVOD

V laboratořích ČVUT na Julisce je stanoviště, které umožňuje testovat převodové skříně řazené s přerušením toku výkonu z osobních automobilů. Převodová skříně je namontována v celku; se zablokovaným diferenciálem. Na převodovou skříně je pomocí hnací hřídele napojen setrvačnick, který je poháněn elektromotorem. Ten zajišťuje pohon zkoušené skříně a následně je možné řadit jednotlivé převodové stupně. Na

---

<sup>1</sup> Ing. Marek Bous, České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, Ústav automobilů spalovacích motorů a kolejových vozidel, Technická 4 Praha 6 Dejvice 160 00, Marek.Bous@fs.cvut.cz

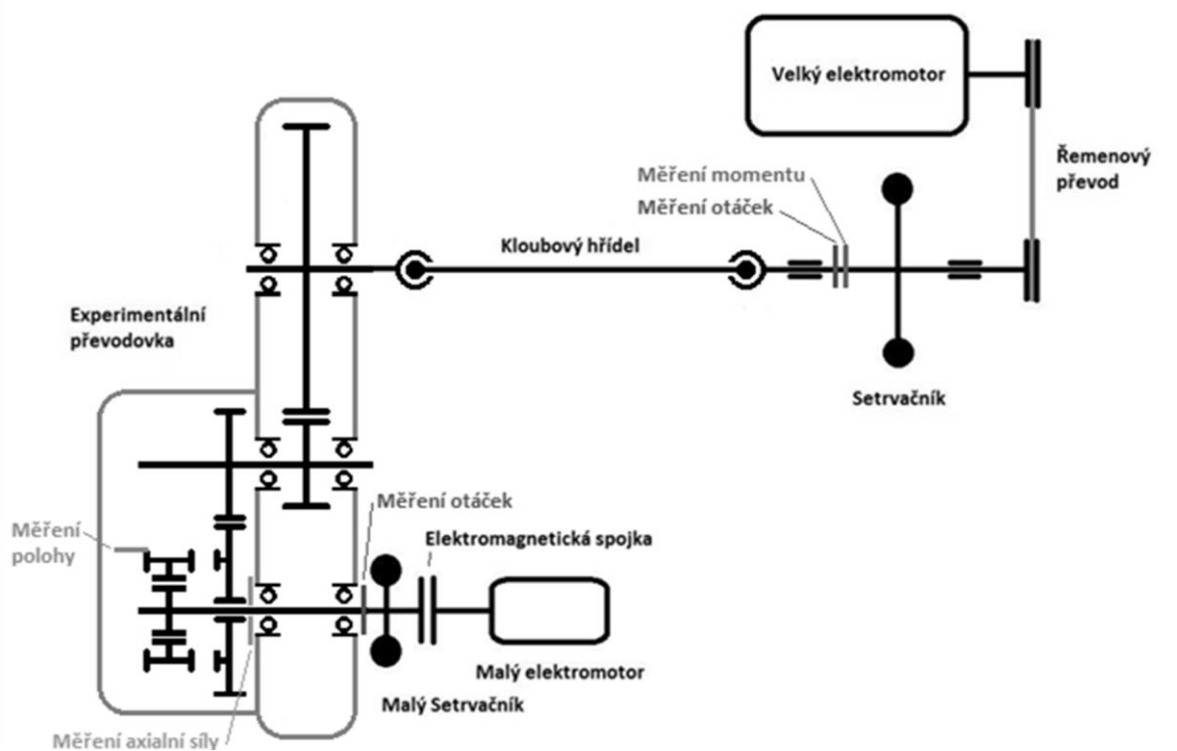
<sup>2</sup> Bc. Matěj Crhán, České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, Ústav automobilů spalovacích motorů a kolejových vozidel, Technická 4 Praha 6 Dejvice 160 00, Matej.Crhan@fs.cvut.cz

tomto stanovišti lze v krátkém čase provést velké množství cyklů, takže je možné ověřit životnost součástí v řadicím mechanismu [1]. Z naměřených hodnot ale nelze detailněji vyhodnotit parametry jednotlivých součástí, především řadicích spojek. Implementace příslušných snímačů přímo do skříně se ukázala jako téměř nemožná. Proto se přistoupilo k návrhu úpravy stávajícího stanoviště, aby bylo možné zkoušet řadicí spojky samostatně, a lépe tak sledovat jejich parametry.

## 2. KONSTRUKCE STANOVIŠTĚ

Aby bylo zkoušení samotných řadicích spojek možné, vznikla v laboratořích na Julisce experimentální převodovka pro zkoušení řadicích spojek. Ta může nahradit automobilovou převodovku na zkušebním stavu řazení.

Schéma setrvačnickového stavu s experimentální převodovkou včetně vnější synchronizace je na obrázku Obrázek 1.[2]



**Obrázek 1:** Schéma zkušebního stavu řazení s experimentální převodovkou a vnější synchronizací

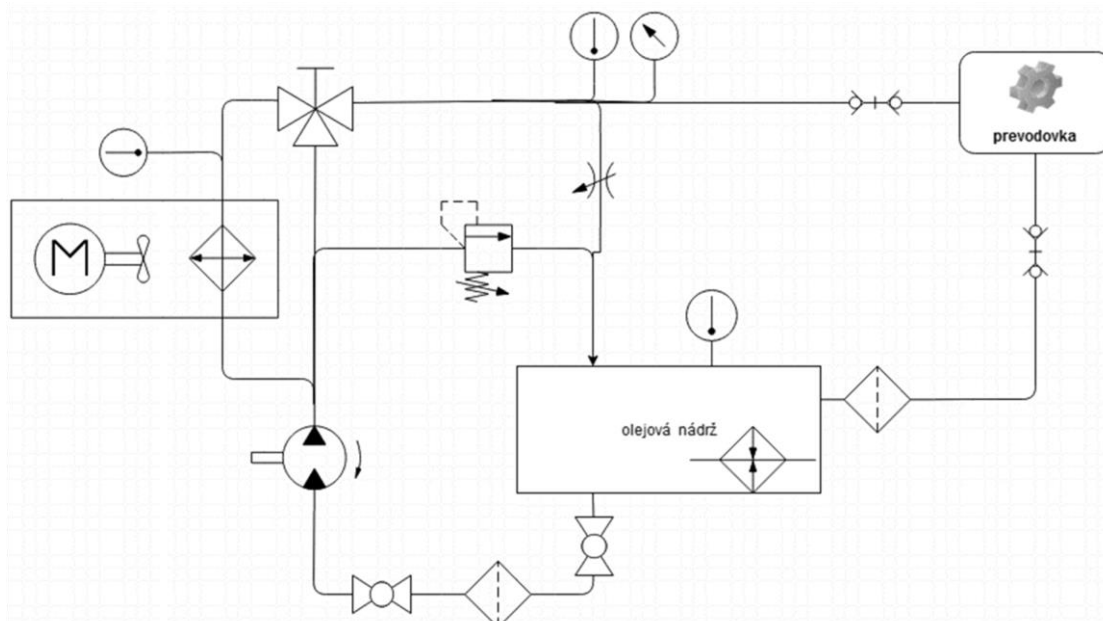
### 2.1 Konstrukce experimentální převodovky

Převodovka je na výstupu vybavena soukolím stálého převodu, které zastává stejnou funkci jako soukolí stálého převodu v sériové převodovce. Oproti sériové převodovce má tato zkušební jednostupňová převodovka výrazně nižší moment setrvačnosti primárních hmot (moment setrvačnosti všech částí, jejichž otáčení je pevně svázáno s vstupním hřídelem převodovky). To je zapříčiněno tím, že hřídele ve zkušební převodovce nesou pouze jeden převodový stupeň a jsou tak menší, zároveň zde chybí talíř rozjezdové spojky a soukolí dalších převodových stupňů. Aby se setrvačné síly, které řadicí spojka musí překonávat, přiblížili těm v sériových převodovkách, bylo

potřeba vstupní hřídel zkušební převodovky dovybavit setrvačником, který by tento rozdíl vyrovnal.

Převodovka má pouze jeden rychlostní stupeň, uložený na letmých koncích předlohového a vstupního hřídele, které jsou zakryty průhledným plastovým krytem. Vstupní hřídel je také vybaven řadicí spojkou a snímačem axiální síly. Axiální síla, kterou má za úkol měřit, je na něj přenášena z volně otočného kola přes axiální ložisko. Jelikož je soukolí s řadicí spojkou umístěno na volném konci hřídelů, vyžaduje jeho demontáž pouze povolení jednoho šroubu na každé z hřídelů. Ve srovnání s výměnou řadicí spojky v sériové převodovce jde o výrazně jednodušší úkon. Hlavní výhodou zkušební převodovky je výše zmíněná implementace snímače síly přímo na hřídel převodovky.

Na rozdíl od sériové převodovky, kde se soukolí brodí v oleji, je ve zkušební převodovce soukolí mazáno ostřikem tryskou. Vzhledem k rozdílnému způsobu lubrikace soukolí a řadicí spojky bude zapotřebí vhodně nadefinovat parametry ostřiku. O dopravu a úpravu teploty oleje rozprašovaného pomocí trysky v převodovce, se stará olejový agregát, jehož schéma je zobrazeno na Obrázek 2.[2][3]



**Obrázek 2:** Schéma olejového agregátu pro experimentální převodovku

## 2.2 Olejový agregát

Olejový okruh má za úkol zabezpečit přívod oleje do zkušební převodovky. Zároveň musí dosáhnout potřebných parametrů oleje.

Aby bylo možno přiblížit se sériové převodovce v podmínkách mazání, zvolily se parametry, pomocí kterých se budou podmínky regulovat. Vybranými parametry jsou průtok oleje  $[\frac{l}{min}]$  a teplota oleje  $[^{\circ}C]$ , protože průtok ovlivňuje odvod tepla ze soukolí, mazací podmínky třecí spojky a zubů soukolí, teplota ovlivňuje viskozitu oleje a jeho hustotu.

V olejové nádrži je žádoucí udržovat stálou teplotu, která bude mírně vyšší než teplota požadovaná. Aby bylo možné rychle dosáhnout teploty vyšší, než je teplota okolí, je nádrž vybavena topným tělesem pro ohřev oleje. Z nádrže putuje olej skrz filtr, kde je zbaven nečistot, do čerpadla, odkud je rozváděn do olejového okruhu. Za čerpadlem se olejový okruh dělí do 3 větví.

První větev se vrací přes pojistný ventil zpět do nádrže a zabraňuje tak překročení maximálního povoleného tlaku v olejovém okruhu. Druhá větev vede přes chladič do směšovacího ventilu, kde se spojuje s třetí větví. Míšením druhé a třetí větve se reguluje výsledná teplota oleje na požadovanou hodnotu.

Za směšovacím ventilem se opět okruh dělí na dvě větve, kde jedna větev vede do regulačního ventilu a poté zpět do nádrže a druhá vede do skříně převodovky. Odtud olej samospádem vytéká zpět do nádrže. Regulací průtoku ve větvi s regulačním ventilem se nastavuje průtok oleje přiváděného do převodovky.[3]

## **2.3 Pneumatický řadicí mechanismus**

Poloha řadicí spojky je ovládána posuvem řadicí vidličky. Mechanismus k ovládní řadicí vidličky se sestává z mezikusu pro připojení vidličky k pneumatickému válci, pneumatického válce samotného, 5/3 ventilu pro ovládní válce a proporcionálního ventilu, pro úpravu tlaku vzduchu, potažmo velikosti řadicí síly.

### **2.3.1 Pneumatický válec**

Síla, kterou musí pneumatický válec při řazení vyvodit, byla určena z předchozích testů prováděných na původním stanovišti. Zde se řadicí síla pohybovala do 700 N, takže válec, použitý na novém stanovišti, by měl pracovat přibližně ve stejném rozsahu sil. Dalším požadavkem pro výběr byl zdvih válce, jehož velikost by měla odpovídat dráze, o kterou se posouvá řadicí vidlička při řazení. Posledním kritériem výběru byly zástavbové rozměry válce. Na základě výše zmíněných požadavků byl vybrán pneumatický válec Festo ADN ADN-32-30-A-P-A. Zdvih válce je 30 mm, maximální pracovní tlak 10 bar. Maximálnímu tlaku odpovídá řadicí síla 692 N. [3][4]

### **2.3.2 Ovládací ventil**

Ovládací ventil má maximální pracovní tlak vyšší než u pneumatického válce, aby bylo možné využít válec v celém pracovním spektru. Pro ovládní řadicí vidličky je vhodná varianta 5/3 ventilu, která je ve střední poloze odvětrávána. Díky odvětrání bude docházet po zařazení k odlehčení řadicí vidličky, kterou by měla po zařazení nebo vyřazení ve správné poloze držet pouze řadicí spojka. Proto byl vybrán ventil Festo VSVA-B-P53E-ZH-A2-1C1. Ovládací napětí tohoto ventilu je 24 V DC. Je spínán modulem NI-9472.

### **2.3.3 Proporcionální ventil**

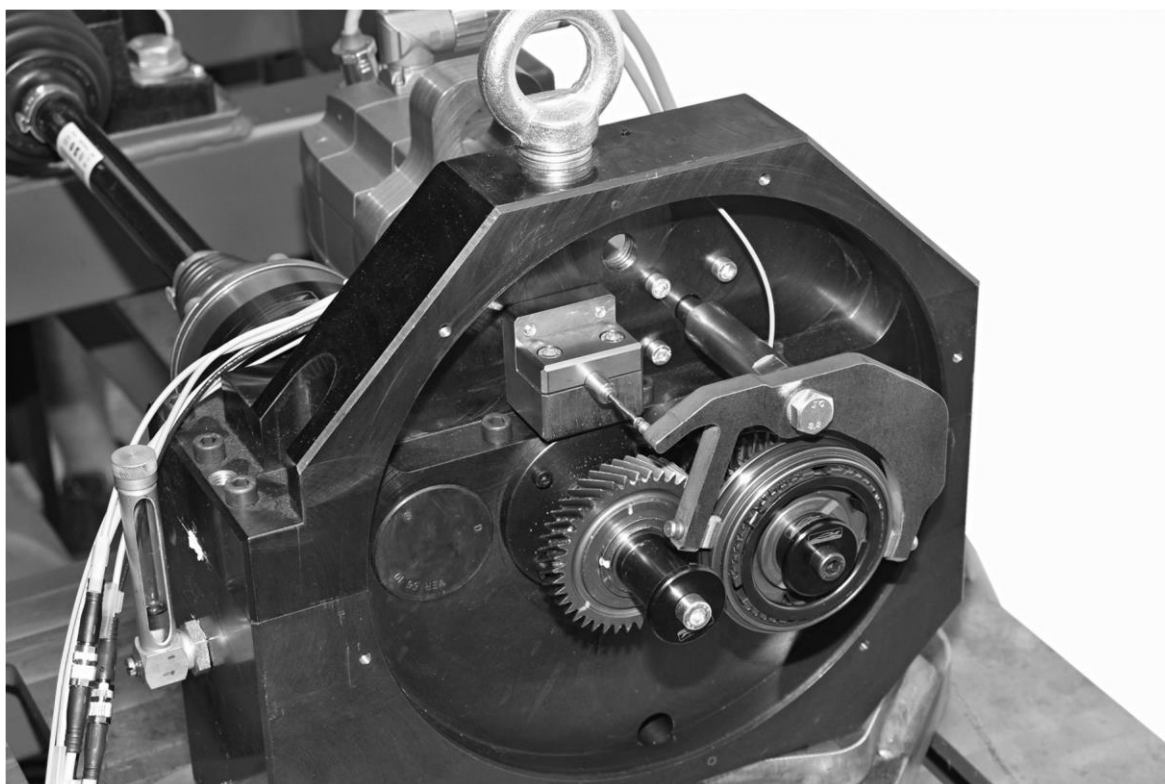
Pro regulaci řadicí síly je použit proporcionální ventil, který nastavuje tlak přiváděný do pneumatického válce. Konkrétně jde o proporcionální ventil Festo VPPE-3-1-1/8-10-010-E1, který se využíval k regulování tlaku vzduchu přiváděného do řadicího robota na původním stanovišti. Rozsah regulace tohoto ventilu je 0–10 Bar, řídicí napětí 0–10 V DC a napájecí napětí 24 V DC.

## **2.4 Řadicí vidlička**

Řadicí vidlička pro tuto experimentální převodovku musí splňovat několik zásadních podmínek:

- Prostorové umístění a omezení – nesmí být příliš velká, neboť se kolem řadicí vidličky nachází ostatní komponenty, se kterými nesmí dojít ke kolizi.
- Tuhost – musí být dostatečně tuhá, aby se při řazení ohýbala symetricky a ne příliš.
- Variabilita – aby bylo možné jí použít pro řazení na jedné či druhé hřídeli.
- Měření polohy – musí zajistit spolehlivý dotyk se snímačem její polohy.

Na základě těchto podmínek byl navržen tvar vidličky, který je vidět na Obrázek 3.



*Obrázek 3: Řadicí vidlička namontovaná v experimentální převodovce*

Tvar vidličky je ovlivněn především podmínkou přibližné rovnosti deformací obou konců vidličky, aby nedocházelo ke křížení přesuvné objímky. Jak je také na Obrázek 3 vidět, tak vidlička využívá třecích kamenů ze sériově vyráběné převodovky, což má za úkol zajistit co nejreálnější chování řadicí spojky v tomto místě. [4]

### **3. OVLÁDACÍ PROGRAM**

Ovládací program pro celý setrvačnickový stav řazení je vytvořen v prostředí LabVIEW od firmy National Instruments. LabVIEW je nástroj sloužící k objektovému programování, jméno grafického programovacího jazyku, který LabVIEW používá je „G“. Prostředí LabVIEW je k tvorbě ovládacího programu zvoleno proto, že podporuje spolupráci s moduly NI-XXXX, které jsou používány k řízení a akvizici dat na setrvačnickovém stavu řazení.

Fungování programu lze rozdělit na dvě současně probíhající části. První z nich se stará o akvizici dat ze zkušebního stavu, druhá má za úkol ovládat zkušební stav. Ovládací prvky programu mají za úkol zajistit bezpečnost fungování stanoviště, řízení průběhu celé zkoušky a odezvu na požadavky uživatele.

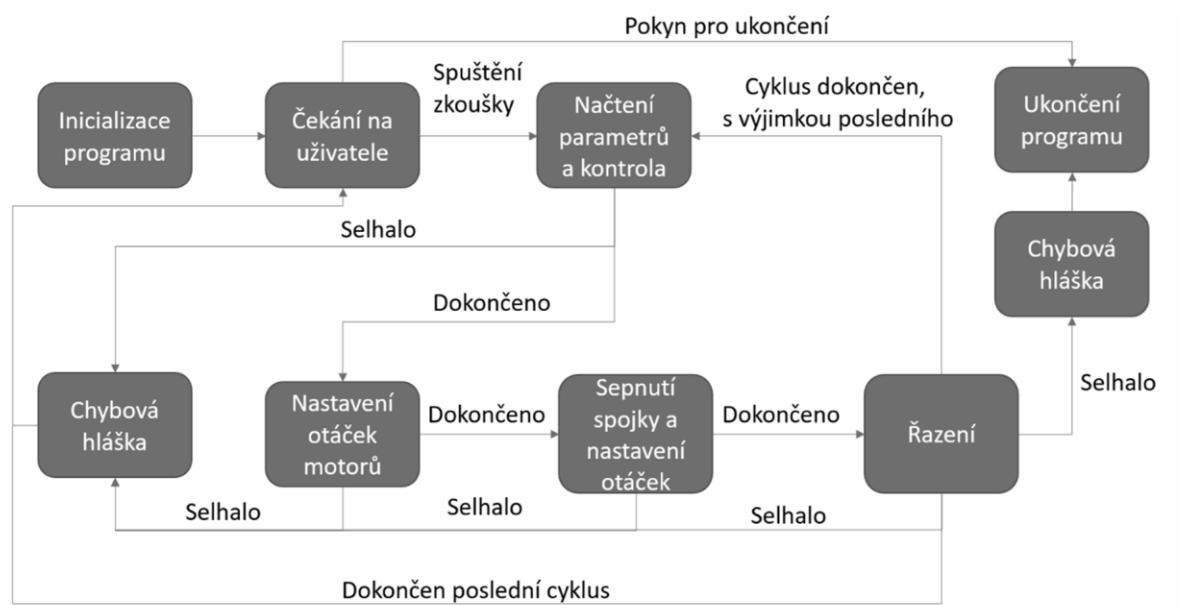
Kontrolu průběhu zkoušky zajišťuje hlavní ovládací smyčka. Kontrolní smyčka je programována jako stavový automat. Stavový automat se pro tvorbu hlavní ovládací smyčky zvolil zejména proto, aby nemohlo docházet v důsledku chyby obsluhy nebo zpomalení běhu podskupin programu ke vzniku stavů, které by ohrožovali bezpečnost stanoviště. Pokud by například došlo k současnému sepnutí synchronizační spojky v momentu, kdy jsou roztočeny oba elektromotory a v převodovce je zařazen rychlostní stupeň, hrozilo by poškození buďto spojky samotné nebo některé z dalších komponent zkušebního stavu v důsledku nesynchronních otáček obou elektromotorů.

Stavový automat povolí přechod programu do další fáze pouze tehdy, je-li splněna určitá podmínka.

Pomocí stavového automatu lze rozfázovat fungování stanoviště do jednotlivých kroků, mezi nimiž pak stavový automat přepíná. Stavový automat ovládající chod stanoviště se aktivuje po zapnutí programu a obsahuje následující po sobě jdoucí kroky:

- Inicializace programu
- Čekání na pokyny uživatele
- Načtení parametrů zkoušky a kontroly zkušebního stavu
- Nastavení otáček motorů
- Sepnutí synchronizační spojky a nastavení otáček vstupního hřídele převodovky
- Řazení

Průběh jednotlivých kroků znázorňuje schéma na Obrázek 4.



**Obrázek 4:** Schéma hlavní ovládací smyčky

Nejprve proběhne inicializace, při které dojde k nastavení stanoviště do výchozího stavu. Nouzová brzda se odblokuje, elektromagnetická spojka rozepe, pneumatický válec přesune do polohy vyřazeno, čerpadlo, ventilátory a topná spirála se vypnou. Díky inicializaci nedojde k tomu, že by se bylo možné při špatném ukončení programu a jeho opětovném spuštění dostat do dvou odlišných výchozích stavů stanoviště.

Po provedení inicializace se program přesune do smyčky, která probíhá s periodou 200 ms. V této smyčce se nachází event struktura, která podle pokynů uživatele spustí zkoušku, nebo ukončí program.

Pokud je zkouška spuštěna dojde nejprve k načtení parametrů zkoušky a následně ke kontrole stavu stanoviště a vyčkání na dosažení zvolené teploty oleje. Parametry řídicí průběh zkoušky jsou:

- Počet opakování cyklů při zvolených parametrech
- Otáčky výstupního hřídele převodovky
- Odchylka otáček vstupního hřídele převodovky od otáček synchronních
- Axiální síla řazení
- Teplota oleje přiváděného do převodovky

Pokud jsou zadané parametry mimo povolený rámeček, nebo se jich nedaří dosáhnout, program vypíše hlášku o chybě a vrátí se do stavu, kde čeká na pokyny od uživatele. Následně dochází k uvedení motorů do chodu, přičemž elektromotor zajišťující pohon výstupního hřídele převodovky je regulován na konstantní otáčky, které bude udržovat během zkoušky. Motor pohánějící výstupní hřídel má za úkol dosáhnout otáček shodných s otáčkami vstupní hřídele, aby mohla být sepnuta synchronizační spojka a nedošlo k jejímu přetížení.

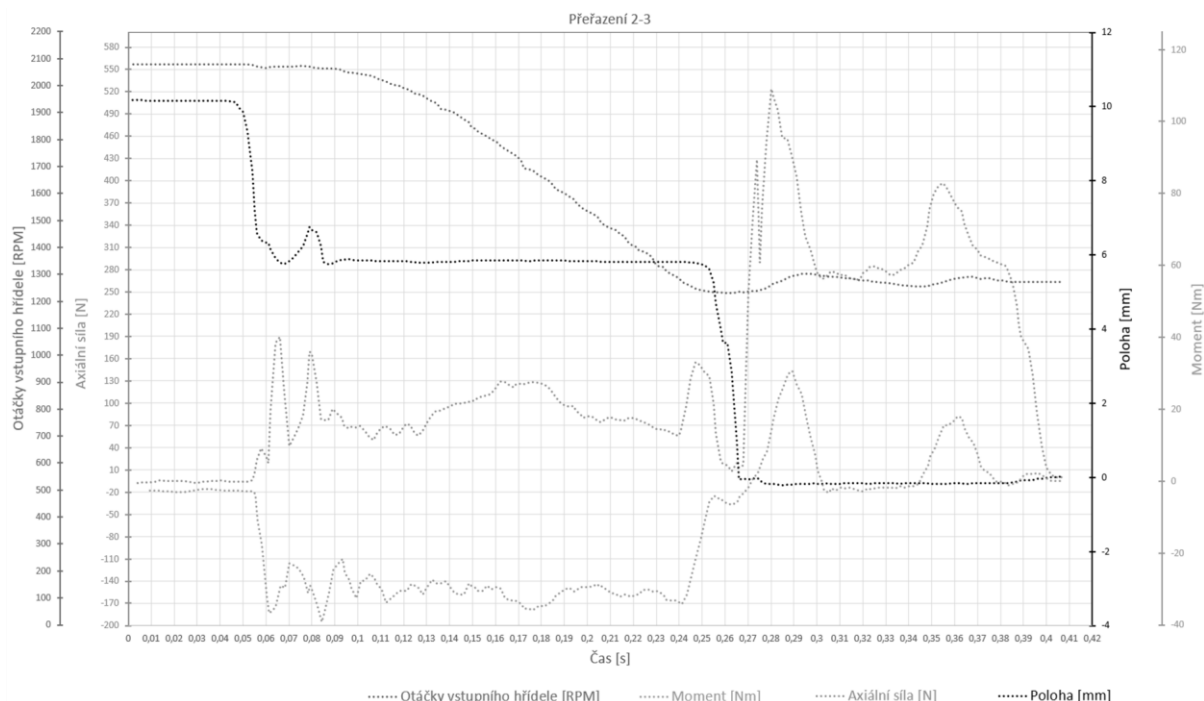
Po sepnutí spojky dochází k nastavení požadovaných otáček vstupního hřídele převodovky. Následně se program zastaví ve smyčce while, která probíhá s periodou 10 ms. K jejímu ukončení dojde v okamžik, kdy otáčky vstupního a výstupního hřídele převodovky dosáhnou požadovaných hodnot.

V poslední části cyklu dochází k provedení sekvence řazení. Nejprve je vypnuta synchronizační spojka a dojde tak k uvolnění vstupního hřídele převodovky. Následuje pokyn pro zařazení rychlostního stupně. Poté program vyčkává na ustálení a celá sekvence končí vyřazením. Pokud je vyřazení úspěšně dokončeno, dojde buďto k běhu dalšího cyklu nebo k jeho ukončení. [3]

## 4. TEST MĚŘICÍHO CYKLU

Po sestavení a zprovoznění všech nových součástí stanoviště proběhlo několik testovacích měřicích cyklů pro ověření funkčnosti nové konfigurace stanoviště.

Průběh naměřených hodnot jednoho z těchto cyklů je zobrazen na Obrázek 5. Jedná se o simulaci přeřazení z druhého na třetí převodový stupeň převodovky MQ 200 PSU. Je zde vidět očekávaný průběh především otáček vstupního hřídele převodovky a polohy řadicí vidličky (přesuvné objímky).



**Obrázek 5:** Graf hodnot v průběhu zkoušky

## 6. ZÁVĚR

V laboratořích na Julisce nyní existuje funkční stanoviště pro zkoušení řadicích spojek, kde je možné spojky rychle vyměňovat a měření provádět při různých a jednoduše opakovatelných podmínkách. Stanoviště by mělo sloužit jak pro zkoušky synchronizačních spojek, tak i třeba prototypů zubových spojek, které vznikají na Ústavu automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel, Fakulty strojní, Českého vysokého učení technického.

Během testovacích měření se ukázalo i několik drobných nedostatků, které bude ještě potřeba dořešit, aby mohly zkoušky probíhat pohodlně a dlouhodobě.

## REFERENCE

[1] **PAKOSTA, Jiří a ACHTENOVÁ, Gabriela.** *Návrh setrvačnickového zkušebního stavu pro zkoušky řazení převodovek.* Praha: ČVUT Fakulta strojní, odborný článek, 2015.

[2] **BOUS, Marek.** *Experimentální převodovka,* In: Sborník přednášek - 52. Mezinárodní vědecká konference českých a slovenských univerzit a institucí zaměřená na výzkumné a výukové metody spojené se spalovacími motory, alternativními pohony a dopravou. Praha-Suchdol: Česká zemědělská univerzita v Praze. Technická fakulta, 2021. p. 48-54. ISBN 978-80-213-3132-7.

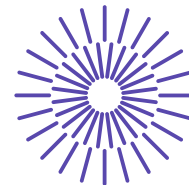
[3] **CRHÁN, Matěj.** *Zprovoznění zkušebního stavu řazení pro testování řadicích spojek automobilových převodovek.* Praha: ČVUT Fakulta strojní, diplomová práce, 2022.

[4] **BLÁŽA, Tomáš.** *Návrh řadicí vidličky pro experimentální převodovku.* Praha: ČVUT Fakulta strojní, bakalářská práce, 2022.

## PODĚKOVÁNÍ

Tato práce je podpořena Interní grantovou agenturou ČVUT v Praze, grant číslo SGS22/104/OHK2/2T/12. Za tuto podporu vřele děkujeme.





## 48. mezinárodní konference kateder dopravních, manipulačních, stavebních a zemědělských strojů

září 14.- 16., 2022 – osada Jizerka, Česká republika

Technická univerzita v Liberci

Fakulta strojní, Katedra vozidel a motorů

---

# SKIPOVÝ VÝTAH V BETONÁRCE

Marek Broulík<sup>1</sup>, Karel Břemek<sup>2</sup>, Martin Dvořák<sup>3</sup>, Robert Brázda<sup>4</sup>

### Abstrakt

Článek se zabývá skipovým výtahem v betonárce, který slouží k dopravě písku a kameniva do míchačky betonových směsí. Nejprve je uvedeno konstrukční zpracování celého skipového výtahu. Další část je věnována specifikům zabezpečovacího zařízení pro případ přetržení tažného lana. Je popsán celý navržený mechanismus a také princip funkce tohoto bezpečnostního prvku.

## 1. ÚVOD

Skipové výtahy jsou cyklicky pracující dopravní zařízení, která slouží především ke strmé dovrchní dopravě sypkých hmot. Skládají se ze skipového vozíku, což je nádoba zavěšená na tažném prvku, kterým nejčastěji bývá jedno nebo dvě ocelová lana. Lano je navíjeno na drážkovaný lanový buben, poháněný pomocí elektromotoru připojeného přes převodovku. Na nádobě jsou upevněna kolečka nebo kladky, pomocí nichž vozík pojíždí a je veden v profilech, které jsou součástí nosné konstrukce. Dráha skipového výtahu je většinou přímá a šikmá, může mít ale i vodorovné a svislé úseky. Na trhu se vyskytuje široká škála různých způsobů provedení skipových zařízení, které lze využívat nejen v betonárnách, ale i v dalších průmyslových odvětvích.

---

<sup>1</sup> Marek Broulík, ID FS VŠB-TUO, 17. listopadu 2172/15, 708 00 Ostrava, marek.broulik@vsb.cz

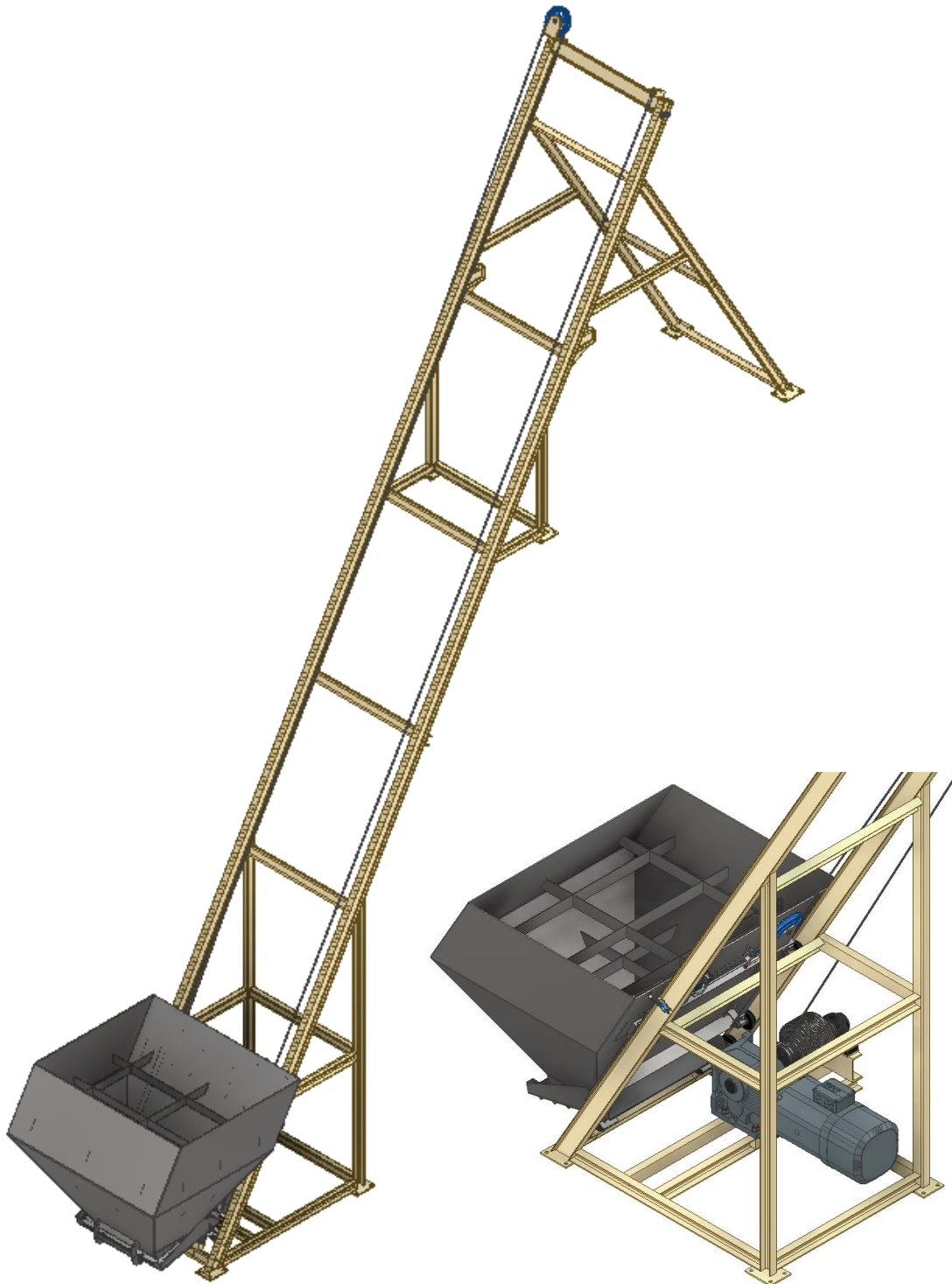
<sup>2</sup> Karel Břemek, ID FS VŠB-TUO, 17. listopadu 2172/15, 708 00 Ostrava, karel.bremek@vsb.cz

<sup>3</sup> Martin Dvořák, ID FS VŠB-TUO, 17. listopadu 2172/15, 708 00 Ostrava, martin.dvorak@vsb.cz

<sup>4</sup> Robert Brázda, ID FS VŠB-TUO, 17. listopadu 2172/15, 708 00 Ostrava, robert.brazda@vsb.cz

## 2. KONSTRUKCE SKIPOVÉHO VÝTAHU

Článek pojednává o konstrukčním provedení (Obrázek 1), které bylo navrženo a zpracované v diplomové práci Skipový výtah v betonárce 0. Hlavním rozdílem uvedeného řešení oproti komerčně dostupným variantám, je zakomponování zabezpečovacího zařízení. Tento bezpečnostní prvek v případě přetržení tažného lana zabrzdí, eventuálně zpomalí pohybující se skipový vozík. Díky tomuto systému je možné zvýšit bezpečnost provozu skipu a předejít závažnějším škodám na majetku, jelikož nedojde k prudkému nárazu jako při pádu skipového vozíku.



*Obrázek 1: Konstrukce skipového výtahu*

## 2. ZABEZPEČENÍ V PŘÍPADĚ PŘETRŽENÍ LANA

Pro případ havarijní situace při přetržení tažného lana byl navržen zachycovací mechanismus, fungující na principech klínové brzdy.

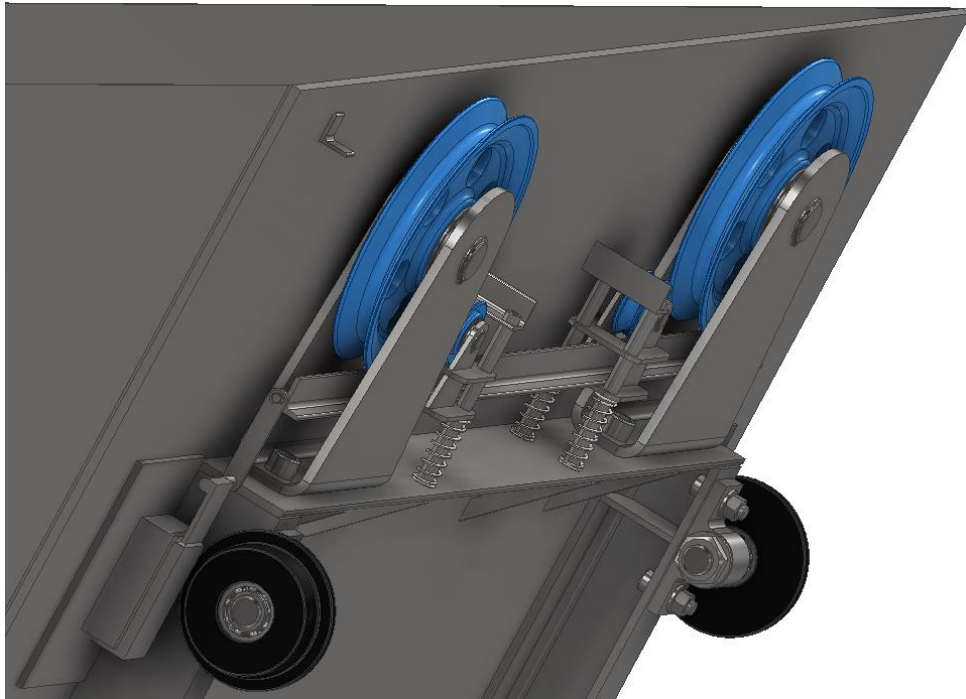
Na stěně skipové nádoby je navařená dvojice pevných klínů, na kterých jsou nasazeny posuvné klíny. Tyto drážky brání vypadnutí a umožňují pouze posuv ve směru sklonu klínu.

Pro ovládání pohybu posuvných klínů slouží systém skládající se z profilu průřezu T, na kterém jsou navařeny držáky z plechů pro malé opěrné kladky. Tyto držáky zároveň disponují otvory, jimiž prochází čtyři vodící sloupky, po kterých se sestava kladek s T profilem pohybuje. Vodící sloupky jsou na obou koncích připevněny pomocí šroubů do L profilů přivařených na nádobě. Na koncích posuvného T profilu jsou navařené čepy, na kterých jsou nasazená táhla, která jsou zajištěná pojistnými třmenovými kroužky. Pomocí těchto táhel je ovládán pohyb posuvného klínu. Na vodících sloupcích jsou nasazené čtyři tlačné pružiny, které zajišťují zdvihání celé sestavy.

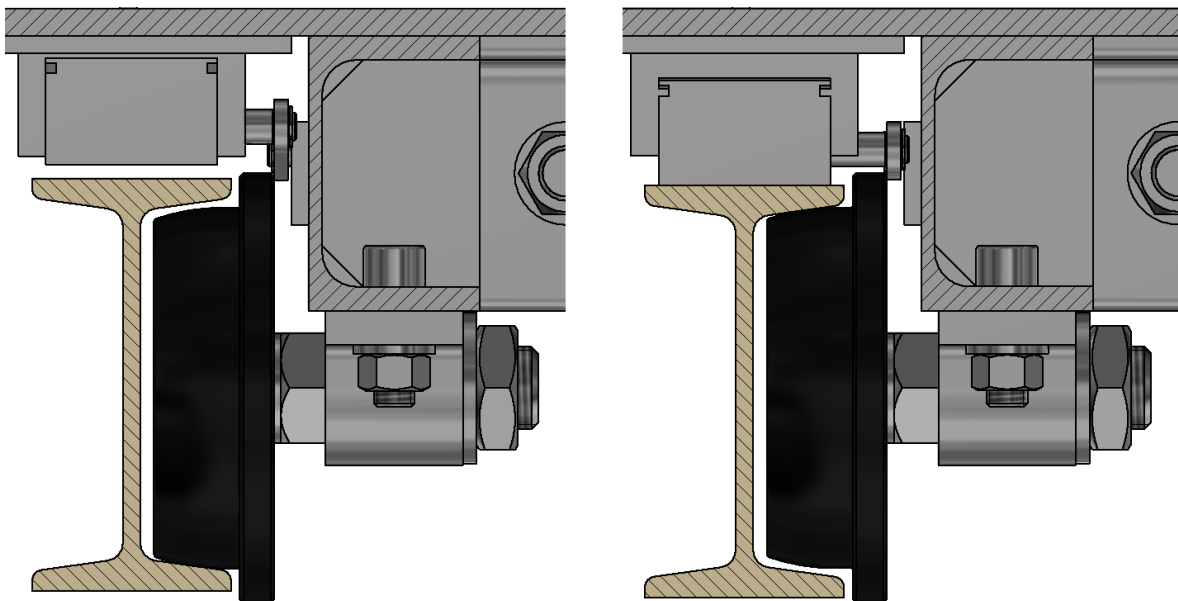
Při běžném provozu skipového výtahu je lano vedeno přes velké kladky na nádobě. Vlivem tahu v laně jsou malé kladky stlačeny směrem dolů, čímž dojde ke stlačení pružin. Pokud by došlo k přetržení nebo uvolnění tažného lana, přestanou být malé kladky stlačovány a vlivem energie stlačených pružin dojde ke zvednutí celé ovládací sestavy a tím zatažení posuvných klínů do mezer mezi pevné klíny a pojezdové profily.



*Obrázek 2: Zachycovací mechanismus v poloze při napnutém lanu*



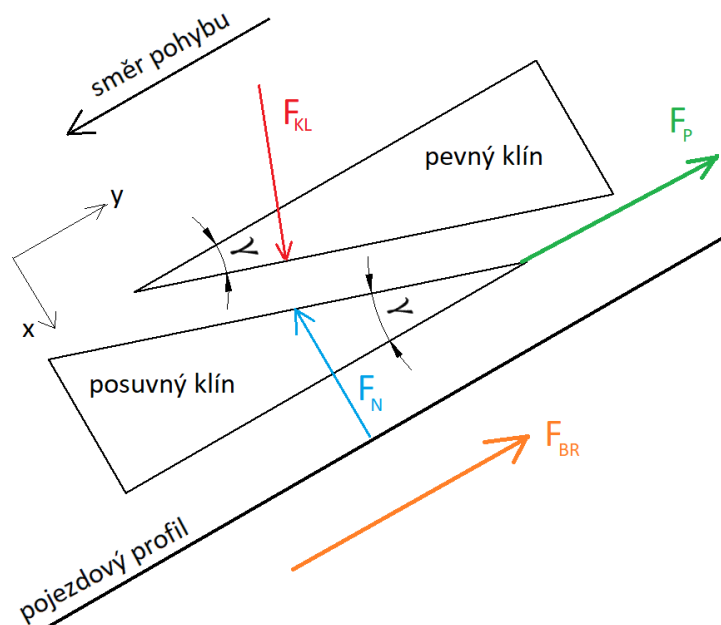
*Obrázek 3: Zachycovací mechanismus v poloze při přerušeném lanu*



*Obrázek 4: Poloha brzdného klínu při napnutém lanu (vlevo)  
a při přerušeném lanu (vpravo)*

Brzdná funkce zachycovacího mechanismu je ověřena výpočtem, který vychází z poznatků a informací získaných z článku o klínové brzdě 0.

Nejprve je potřeba určit síly, které působí na klíny zachycovače, viz Obrázek 5.



**Obrázek 5:** Schéma působení sil na brzdné klíny

Rovnováha sil ve směru osy x:

$$-F_N + F_{KL} \cdot \cos(\gamma) = 0 \quad (1)$$

Kde:

$F_N$  [N] je normálová síla působící na klín,

$F_{KL}$  [N] je síla v klínu,

$\gamma = 10^\circ$  je úhel brzdných klínů zachycovacího mechanismu.

Rovnováha sil ve směru osy y:

$$F_{BR} + F_P - F_{KL} \cdot \sin(\gamma) = 0 \quad (2)$$

Kde

$F_P$  [N] je síla potřebná k zatlačení klínu,

$F_{BR}$  [N] je potřebná brzdná síla.

Z rovnice (1) je vyjádřena síla v klínu  $F_{KL}$  [N], která je dosazena do rovnice (2):

$$F_{BR} + F_P = \frac{F_N \cdot \sin(\gamma)}{\cos(\gamma)} \quad (3)$$

Brzdná síla  $F_{BR}$  [N] je třecí silou od normálové síly  $F_N$  [N], proto platí:

$$F_{BR} = F_N \cdot \mu_z \quad (4)$$

Kde  $\mu_z$  [-] je součinitel tření kontaktních ploch zachycovacího mechanismu. Brzdné klíny jsou z konstrukční oceli, pro kterou je součinitel tření  $\mu_z = 0,18$  [-]. Jedná se o hodnotu pro klouzání oceli na oceli při znečištěných styčných plochách, dle tabulky ze zdroje Roymech the Engineering Encyclopedia 0.

Ze vztahu (4) je vyjádřena normálová síla  $F_N$  [N] a dosazená do rovnice (3):

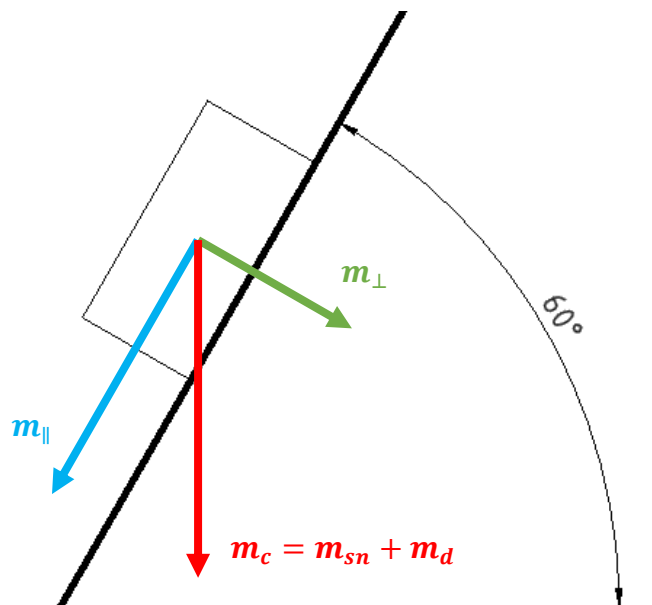
$$F_{BR} + F_P = \frac{F_{BR} \cdot \sin(\gamma)}{\mu_z \cdot \cos(\gamma)} \quad (5)$$

Potřebná síla pro zatlačení klínu pro správnou funkci brzdění je:

$$F_P = \frac{F_{BR} \cdot \sin(\gamma)}{\mu_z \cdot \cos(\gamma)} - F_{BR} \quad (6)$$

Navržený skipový výtah má sklon šikmé pojezdové dráhy  $\alpha = 60^\circ$ . Hmotnost skipové nádoby včetně všech přídatných komponent je  $m_{sn} = 625$  kg a hmotnost dopravovaného materiálu v jedné dávce je  $m_d = 3037$  kg. Celková hmotnost nádoby a nákladu je poté:

$$m_c = m_{sn} + m_d = 625 + 3037 = 3662 \text{ kg} \quad (7)$$



**Obrázek 6: Rozklad hmotnosti**

Velikost potřebné brzdné síly  $F_{BR}$  [N] je rovna složce tíhy nádoby s nákladem, která působí rovnoběžně se směrem pohybu:

$$F_{BR} = m_{\parallel} \cdot g = m_c \cdot \sin(\alpha) \cdot g = 3662 \cdot \sin(60) \cdot 9,81 = 31111,4 \text{ N} \quad (8)$$

Po dosazení všech hodnot do rovnice (6) vyjde:

$$F_p = \frac{31111,4 \cdot \sin(10)}{0,18 \cdot \cos(10)} - 31111,4 = -634,84 \text{ N}$$

Síla vychází záporná, z čehož plyne, že při zvolených parametrech klínů je stačí pouze přiblížit k sobě a poté bude docházet k samovolnému vtahování posuvného klínu do mezery mezi pevným klínem a pojezdovým profilem.

### 3. ZÁVĚR

Námětem pro zpracování článku byla diplomová práce zabývající se návrhem skipového výtahu v betonárce, kde byl proveden a popsán kompletní konstrukční návrh včetně potřebných výpočtů. V rámci článku je uvedena pouze jedna část, věnující se návrhu a ověření zachycovacího mechanismu.

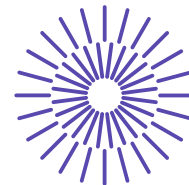
Nespornou výhodou popisovaného řešení je určitě již zmíněný bezpečnostní prvek pro zachycení skipové nádoby při havarijní situaci. Přednostmi navrženého systému jsou velmi kompaktní rozměry a tudíž možnost instalace i v poměrně omezených prostorových podmínkách. Další předností je jednoduchá konstrukce s nenáročnou instalací a malým počtem potřebných dílů. Proto je možné s nízkými pořizovacími náklady významně zvýšit bezpečnost provozu skipových výtahů a předejít či zabránit výraznějším škodám a možnostem ohrožení.

### ZDROJE

- [1] BROULÍK, M. *Skipový výtah v betonárce: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Institut dopravy, 2022, 67 s. Vedoucí práce: Brázda, R.
- [2] Mostafa M. Makrahy, Nouby M. Ghazaly, K. A. Abd El-Gwwad, K. R. Mahmoud and Ali M. Abd-El-Tawwab: *A Preliminary Experimental Investigation of a New Wedge Disc Brake*. International Journal of Engineering Research and Applications (IJERA) [online]. Vol. 3, Issue 6, Nov-Dec 2013, pp.735-744 [cit. 2022-05-16]. ISSN 2248-9622. Dostupné z: [http://www.ijera.com/papers/Vol3\\_issue6/DW36735744.pdf](http://www.ijera.com/papers/Vol3_issue6/DW36735744.pdf)
- [3] *RoyMech - An Engineering Encyclopedia: Coefficient of Friction* [online]. [cit. 2022-05-16]. Dostupné z: [https://www.roymech.co.uk/Useful\\_Tables/Tribology/co\\_of\\_frict.htm#coef](https://www.roymech.co.uk/Useful_Tables/Tribology/co_of_frict.htm#coef)

### PODĚKOVÁNÍ

Článek byl vytvořen na základě podpory projektu Studentské grantové soutěže s označením SP2022/62 – Vývoj a výzkum v dopravě a logistice.



## 48. mezinárodní konference kateder dopravních, manipulačních, stavebních a zemědělských strojů

září 14.- 16., 2022 – osada Jizerka, Česká republika  
Technická univerzita v Liberci  
Fakulta strojní, Katedra vozidel a motorů

---

# MOBILNÍ ŠIKMÝ VÝTAH PRO BŘEMENA NA STAVBÁCH

Karel Břemek<sup>1</sup>, Martin Dvořák<sup>2</sup>, Marek Broulík<sup>3</sup>, Robert Brázda<sup>4</sup>

### **Abstrakt**

*Článek se zabývá zařízením k dopravě stavebního materiálu na střechy domů s důrazem na specifika volby nosného/tažného lana a volby vhodného bezpečnostního prvku v případě dezintegrace lana.*

## 1. ÚVOD

Předmětem článku je návrh konstrukčního řešení mobilního šikmého výtahu pro dopravu břemen na stavbách. Tento typ výtahu využívá k pohonu zdvihu vrátek, který je umístěn v patě šikmé části výtahu. Na buben vrátku se navíjí ve třech vrstvách lano konstrukce STANDARD o průměru 6 mm a celkové délce 52 m. V rámci konstrukčního řešení je navržena žebříková konstrukce, která je smontovatelná stavebnicovým způsobem z dvoumetrových dílů. Pohon, nosná konstrukce a ocelové lano jsou navrženy pro dopravu břemen o hmotnosti až do 250 kg, výšky 19 m a o zdvihací rychlosti  $30 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ . Celá tato konstrukce je navržena s ohledem na minimalizování celkové hmotnosti výtahu.

---

<sup>1</sup> Karel Břemek, ID FS VŠB-TUO, 17. listopadu 2172/15, 708 00 Ostrava, karel.bremek@vsb.cz

<sup>2</sup> Martin Dvořák, ID FS VŠB-TUO, 17. listopadu 2172/15, 708 00 Ostrava, martin.dvorak@vsb.cz

<sup>3</sup> Marek Broulík, ID FS VŠB-TUO, 17. listopadu 2172/15, 708 00 Ostrava, marek.broulik@vsb.cz

<sup>4</sup> Robert Brázda, ID FS VŠB-TUO, 17. listopadu 2172/15, 708 00 Ostrava, robert.brazda@vsb.cz

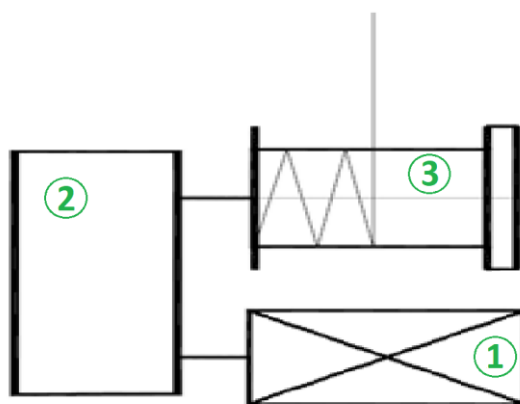


## 2. HLAVNÍ ČÁST

Hlavní část článku pojednává o popisu pohonné stanice výtahu s důrazem na specifika volby ocelového lana. Dále se zabývá popisem výtahových saní, které jsou důležitým prvkem kabiny výtahu. Součástí saní je i zachycovač, jehož funkce je ve článku vysvětlena.

### 2.1. POHONNÁ STANICE

Pohonná stanice vrátku je řešena jednoduchým uspořádáním jednotlivých komponentů za sebe. Tedy elektromotor => převodovka => lanový buben. V rámci úspory prostoru je elektromotor uspořádán rovnoběžně s osou bubnu vrátku, jako tomu je na Obrázku 1.

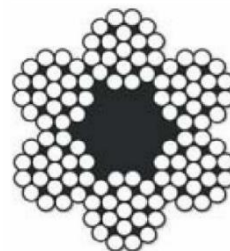


*Obrázek 1: Rovnoběžné uspořádání motoru a vrátku; 1 = elektromotor, 2 = čelní plochá převodovka, 3 = lanový buben [2]*

Všechny tyto prvky jsou zakomponovány do pohonné jednotky velice kompaktně za účelem dosažení co nejmenších rozměrů. Hnacím členem pohonné jednotky je dvoupólový jednofázový brzděný elektromotor o příkonu 1,8 kW. Mezi bubnem vrátku a elektromotorem je plochá převodovka s paralelním uspořádáním hřídelů. Hmotnost celé pohonné jednotky i s navinutým ocelovým lanem je 63,5 kg.

### 2.2. VÝPOČET NOSNÉHO LANA

Ještě před výpočtem je vhodné si stanovit typ a konstrukci ocelového lana spolu s počtem pramenů a počtem jednotlivých drátů v těchto pramenech. Jako tažný prvek výtahu je zvoleno šestipramenné ocelové lano konstrukce **STANDARD – 6 x 19 FC** s vláknitou duší, která v porovnání s drátěnou duší umožní vyšší ohebnost lana. Jednotlivé dráty budou mít třídu pevnosti  $R_r = 1960$  MPa. Koeficient minimální síly při přetržení je pro tento typ lana  $K_1 = 0,307$  [-] [3].



*Obrázek 2: Ocelové lano STANDARD – 6 x 19 FC [3]*

Výpočet je proveden podle normy ČSN EN 12385-4 [3]. Lano je počítáno při nejméně příznivé situaci, kdy na něj působí největší síla. Tedy v situaci, kdy je šikmá část výtahu nakloněna v úhlu  $70^\circ$  a plošina výtahu je naložena na hranici maximální nosnosti. Na kabínu výtahu v této situaci působí síly naznačené na Obrázku 3.

Abychom zjistili sílu působící na lano v místě uchycení kabiny je potřeba udělat silovou rovnováhu ve směru osy X.

$$\sum F_x = 0 \quad (1)$$

Z rovnováhy plyne rovnice:

$$F_l = F_T + F_r \quad (2)$$

Kde  $F_T$  [N] je tečná složka tíhy kabiny s břemenem a její hodnotu určíme z rovnice (3), ve které figuruje hodnota celkové hmotnosti zdviháných hmot  $m_c = 293,6$  kg. Ta je dána součtem hmotností prázdné kabiny s veškerým jejím vybavením a maximální možné hmotnosti dopravovaného břemena.

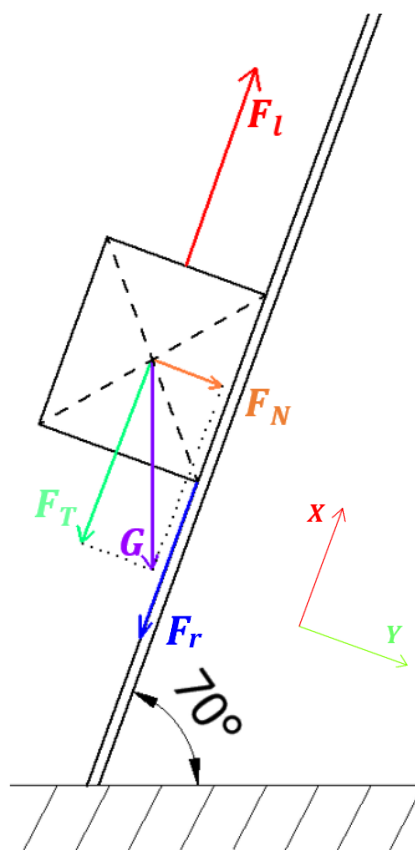
$$F_T = G \cdot \sin 70^\circ = m_c \cdot g \cdot \sin 70^\circ = 293,6 \cdot 9,81 \cdot \sin 70^\circ = 2\,706,5 \text{ N} \quad (3)$$

Pro další výpočty bude potřeba stanovit i normálovou složku tíhy kabiny s břemenem  $F_N$  [N], která působí na nosnou konstrukci výtahu. Ta se vypočte podle vzorce:

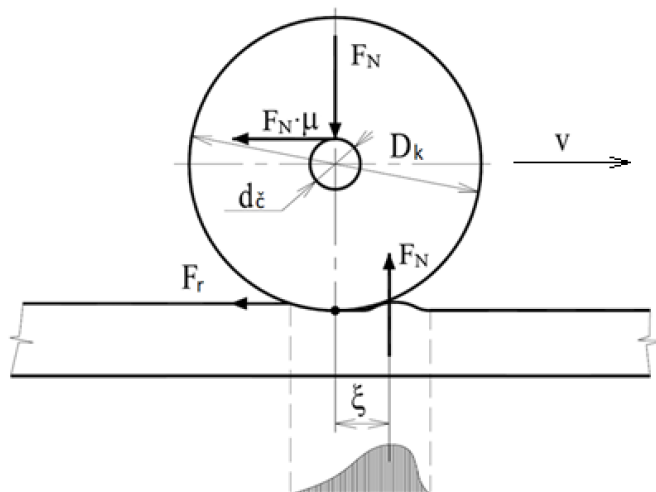
$$F_N = G \cdot \cos 70^\circ = m_c \cdot g \cdot \cos 70^\circ = 293,6 \cdot 9,81 \cdot \cos 70^\circ = 985,1 \text{ N} \quad (4)$$

### 2.2.1 Pohybový odpor plošiny

$F_r$  [N] je pohybový odpor plošiny pojíždějící po konstrukci výtahu. Ten se skládá z valivého odporu rolen při odvalování po nosné konstrukci výtahu a ze ztrát vzniklých otáčením rolen ve svém uložení.



Obrázek 3: Nakloněná rovina



**Obrázek 4:** Síly působící na rolnu [2]

Rovnici pro výpočet pohybového odporu můžeme odvodit z momentové rovnice ke středu rolny, kterou zjistíme pomocí Obrázku 4.

$$F_r \cdot \frac{D_k}{2} - F_N \cdot \xi - F_N \cdot \mu \cdot \frac{d_\zeta}{2} = 0 \quad (5)$$

Kde průměr rolny  $D_r$  [mm] a průměr jejího čepu  $d_\zeta$  [mm] jsou hodnoty určené výrobcem [4],  $\xi$  [m] je hodnota ramene valivého odporu pro danou kombinaci materiálů rolny a pojezdové plochy. V našem případě se jedná o rolny zhotovené z polyamidu v kombinaci s hliníkovou plochou. Hodnoty ramen valivých odporů pro nepříliš tradiční kombinace materiálů je obecně velice obtížné z dostupných zdrojů na internetu a odborných publikací dohledat. Proto byla s drobným zjednodušením zvolena hodnota  $\xi = 0,002$  m pro polymerový materiál na ocelovém povrchu [5].

Další neznámou je velikost součinitele tření v ložisku rolny  $\mu$  [-], která má podle [6] hodnotu  $\mu = 0,0015$  pro kuličková ložiska. Pro zjištění pohybového odporu plošiny výtahu je potřeba rovnici (5) upravit na tvar:

$$F_r = F_N \cdot \left( \frac{2 \cdot \xi + \mu \cdot d_\zeta}{D_k} \right) \cdot \kappa = 985,1 \cdot \left( \frac{2 \cdot 2 + 0,0015 \cdot 15}{50} \right) \cdot 1,6 \quad (6)$$

$$F_r = 126,8 \text{ N}$$

V rovnici (6) se vyskytuje koeficient  $\kappa$  [-], zohledňující tvar stykové plochy rolny s pojezdovou plochou. Styk je přímkový a pro ten se volí hodnota  $\kappa = 1,6$ .

### 2.2.2 SÍLA V LANĚ

Nyní již známe hodnoty potřebné k výpočtu síly v laně v místě uchycení kabiny výtahu a můžeme tak dosadit hodnoty do rovnice (2).

$$F_l = F_T + F_r = 2\,706,5 + 126,8 = 2\,833,3 \text{ N}$$

Pro zjištění maximální síly v laně, která bude v laně působit je potřeba hodnotu  $F_l$  podělit celkovou účinností lanového systému. Předpokladem je, že maximální síla v laně bude v místě, kde lano opouští lanový buben. Od něj je lano vedeno kladkami až ke kabině výtahu. Celkem je tak v kontaktu s pěti kladkami ( $n_{kl} = 5$  [-]). Všechny kladky jsou opatřeny valivými ložisky a pro každou z nich platí účinnost  $\eta = 0,985$  [-] [7]. Celková účinnost lanového systému se vypočte:

$$\eta_l = \eta^{n_{kl}} = 0,985^5 = 0,927 \text{ [-]} \quad (7)$$

V návrhovém výpočtu se vlastní hmotnost lana zanedbává. Obvodová síla na bubnu se tedy rovná:

$$F_b = \frac{F_l}{\eta_l} = \frac{2\,833,3}{0,927} = 3\,055,7 \text{ N} \quad (8)$$

### 2.2.3 NÁVRHOVÝ PRŮMĚR LANA

Při znalosti maximální síly už můžeme přistoupit k výpočtu návrhového průměru lana  $d'$  [mm]. Vzorec (9) vychází z normy ČSN EN 12385-4 [3] pro lana do průměru 60 mm. Ve vzorci figuruje koeficient bezpečnosti lana  $k_l$  [-], který je dán normou ČSN EN 12158-2 [8]. Tato norma se týká nakloněných konstrukčních výtahů a udává hodnotu bezpečnosti lana  $k_l = 6$ .

$$d' = \sqrt{\frac{F_b \cdot k_l}{K_1 \cdot R_r}} = \sqrt{\frac{3\,055,7 \cdot 6}{0,307 \cdot 1\,960}} = 5,52 \text{ mm} \quad (9)$$

Výsledný průměr ocelového lana se posléze zaokrouhlí na nejbližší vyšší normalizovaný průměr. Zvolen byl tedy průměr  $d = 6$  mm. Tento průměr má minimální sílu při přetržení  $F_{min} = 21,7$  kN a jmenovitou délkovou hmotnost  $m_{l1} = 0,125$  kg · m<sup>-1</sup>. Lano bude křížové, s pravým vinutím a pozinkované. Celé označení zvoleného lana je následující:

**Lano  $\emptyset$  6,0 ČSN EN 12385-4 6x19M-FC 1960 B sZ**

### 2.2.4 Kontrolní výpočet lana

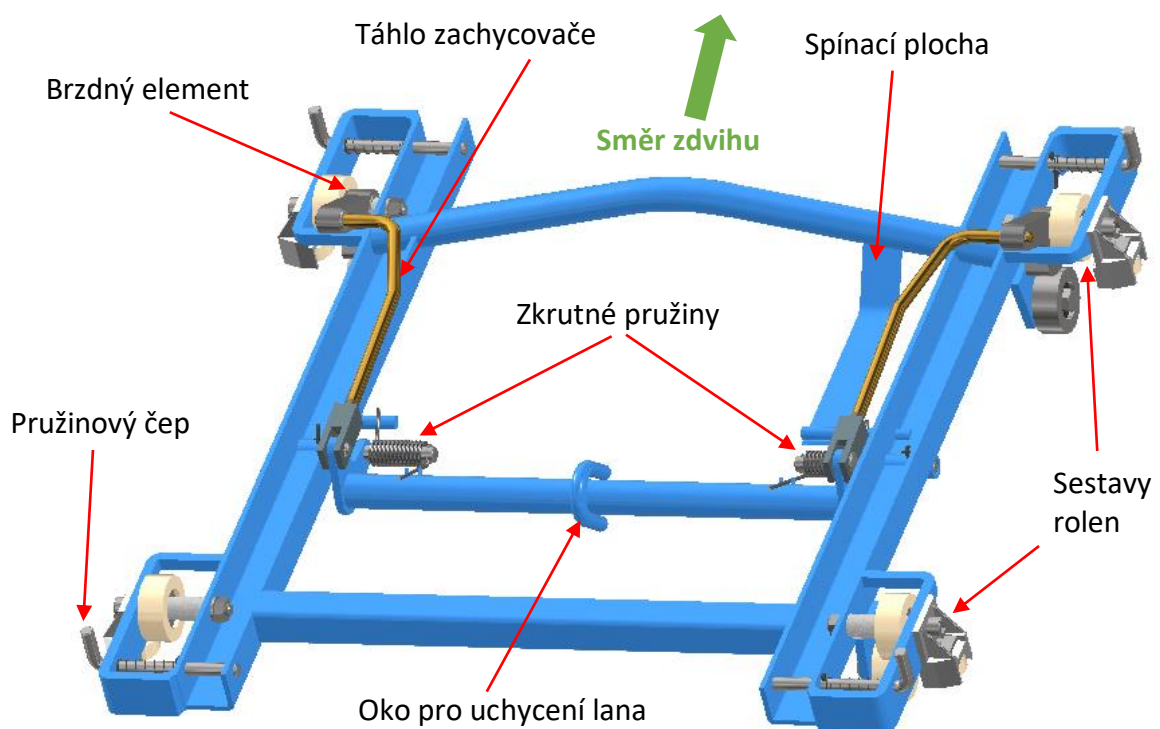
Pro navržené ocelové lano rovněž proběhl kontrolní výpočet podle normy ČSN EN 13001-3-2 [7]. Tento výpočet disponuje větší přesností a zahrnuje dynamické účinky vzniklé pohybem kabiny. Norma rovněž obsahuje výpočet pro nesvislé pohony. Kontrola lana prokázala, že navržené lano vyhovuje.

## 2.3. KABINA VÝTAHU

Jedním z nejpodstatnějších prvků celého výtahu je kabina pojíždějící po nakloněné konstrukci výtahu. Ta se skládá z výtahových saní opatřených rolnami pro pojíždění a plošiny, na kterou se bude umisťovat dopravovaný materiál.

### 2.3.1 Saně výtahu

Saně výtahu v podstatě zprostředkovávají valivý posun po konstrukci výtahu. Při pohledu na Obrázek 5 můžeme spatřit jejich konstrukci. Na pravé straně saní je navařena spínací plocha ve formě plochého prutu, která zajišťuje sepnutí koncového spínače v horní stanici.

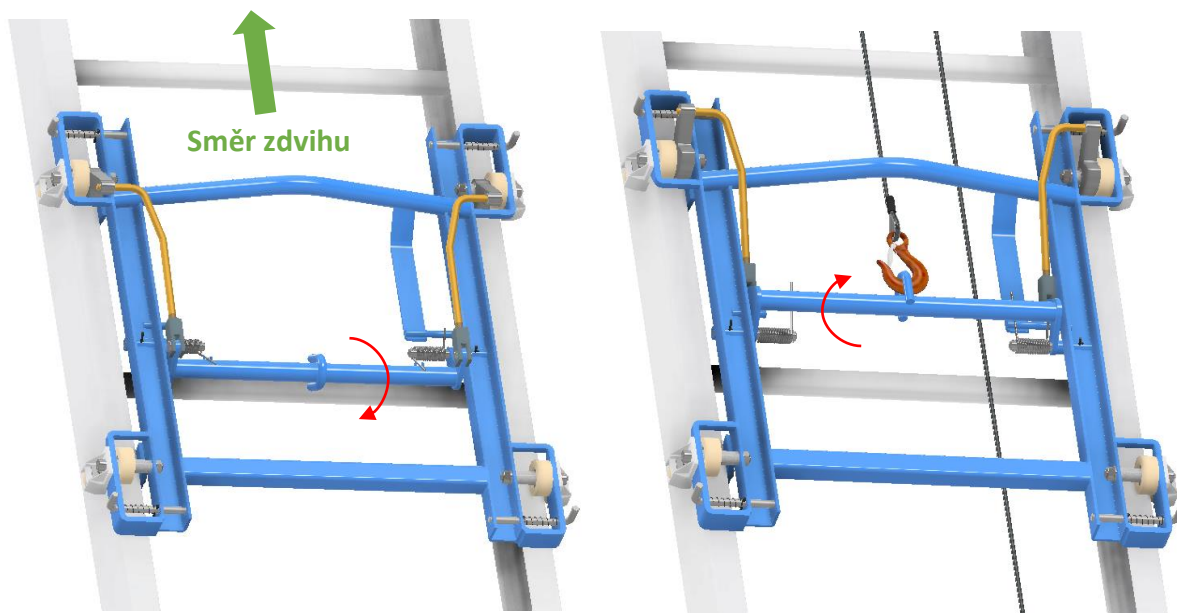


**Obrázek 5:** Výtahové saně – popis

Půdorys saní připomíná čtverec, přičemž v každém pomyslném vrcholu čtverce je jeden pružinový čep. Celkem jsou tedy 4 a společně slouží pro uchycení výtahové plošiny k saním. V oněch pomyslných rozích jsou rovněž i sestavy vodících rolen, které mají za úkol vést saně po profilech žebříkové konstrukce. Jedna tato sestava se skládá ze tří rolen: dvou větších o průměru  $D_r = 50$  mm a jedné menší o průměru  $d_r = 35$  mm. Běhouny rolen jsou zhotoveny z vysokopevnostního polyamidu. Ten zaručí nízký valivý odpor a zároveň nebude poškozovat hliníkovou pojezdovou plochu.

Středobodem saní je oko, do kterého se uchycuje koncový hák lana. Oko je navařeno na trubce, která je excentricky otočně uložena na dvou čepích. Na obou čepích jsou zkrutné pružiny působící silou na trubku, která má tak tendenci se odklánět od směru zdvihu. Tato situace je ukázána na levé straně Obrázku 6.

V případě připojeného lana, které do oka začne působit silou převyšující sílu od pružin (resp. jejich momenty), začne se trubka otáčet ke směru zdvihu. Toto je situace z pravé strany Obrázku 6. Tento mechanismus umožňuje rotaci trubky zhruba o 120 stupňů.



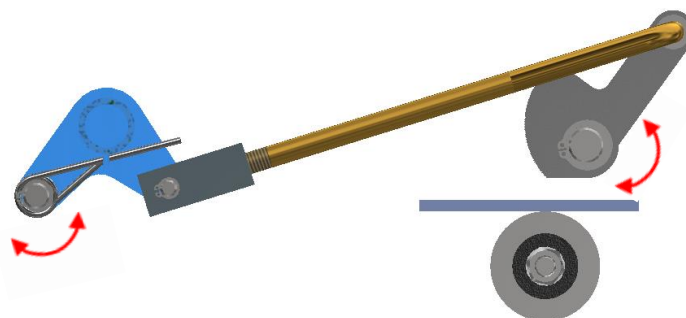
**Obrázek 6:** Znáornění pohybů středové trubky; nalevo: bez připojeného lana; napravo: s připojeným lanem

K otáčející se trubce jsou podle Obrázku 6 pomocí čepů přichycena táhla. Jejich funkcí je promítat úhel natočení trubky do polohy brzdných elementů na opačných koncích táhel. Popsaný mechanismus slouží jako zachycovač. Ten má za úkol zastavit plošinu v případě, kdy praskne tažné lano. Při prasknutí lana přestane působit síla z lana působící ve středu trubky – v oku. V ten okamžik začnou zkrutné pružiny otáčet trubku zpátky do polohy z levé části Obrázku 6, čímž skrze táhla natočí i brzdné elementy. Ty mají excentrický tvar, díky němuž začnou brzdit o pojezdovou plochu.



**Obrázek 7:** Zachycovač – brzdící

Pro větší názornost jsou situace z Obrázku 6 zobrazeny ještě v detailních řezech. Obrázek 7 ukazuje zachycovač v sepnutém (brzdícím) stavu. A Obrázek 8 zase uvolněný zachycovač při běžném provozu. Dvojitě červené šipky na obrázcích označují pevné čepy, kolem kterých se mechanismus otáčí.



**Obrázek 8: Zachycovač – uvolněný**

Spodní rolny nacházející se v místech, kde při zastavování kabiny působí silou brzdny element budou mít ocelové běhouny. Musí tomu tak být, protože se očekává, že při brzdění zachycovačem budou vznikat značné síly a polyamidová rolna by mohla prasknout.

Účelem zkrutných pružin na výtahových saních je (v momentě prasknutí lana) pohnout s mechanismem zachycovače do polohy, kdy se brzdny elementy dostanou do styku s brzdny plochou. Geometrie brzdny elementů je navržena tak, že při nutnosti nouzového zastavení kabiny není potřeba žádná externí normálová síla, která by elementy přitáhla k brzdny ploše. Třecí síla vyvolaná při styku bude element více „vtahovat“ do brzdny plochy a tím bude zvyšovat normálovou sílu až do zastavení padající kabiny.

### 3. ZÁVĚR

Tento článek vyplývá z diplomové práce [1]. V rámci práce byl navrhnout, zkonstruován a pomocí výpočtů ověřen mobilní šikmý stavební výtah, který je schopen zdvíhat břemena o hmotnosti až 250 kg do maximální výšky 19 m při rychlosti zdvihu  $30 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ .

Výtah je určen výhradně pro dopravu materiálu na stavbách, a nikoliv pro dopravu osob. Podle [10] se tedy nejedná o vyhrazené zdvihací zařízení. To znamená, že pracovníci operující s tímto výtahem nemusí podstupovat žádné speciální školení. Před používáním se tedy stačí pouze seznámit s návodem k obsluze.

Nosná konstrukce výtahu se skládá z dvoumetrových žebříkových dílů, které jsou vyrobené z hliníkové slitiny EN AW-6005A [9] s mezí pevnosti  $R_m = 270 \text{ MPa}$ . Díky této stavebnicové konstrukci je možné výtah stavět pro různé výšky budov. Její výhodou je jednoduchá montáž v místě stavby bez nutnosti použití nástrojů.

Důležitým faktorem ovlivňujícím zdvihací schopnost a celkovou únosnost výtahu je úhel naklonění šikmé části nosné konstrukce. Tento úhel by se měl pohybovat v rozmezí  $50^\circ$  až  $70^\circ$ , přičemž pro velké zdvihy (10 m a výše) je doporučeno výtah stavět pod  $70^\circ$  úhlem. Čím je tento úhel nižší, tím více síly je přenášeno konstrukcí výtahu a dochází tak k vyššímu průhybu, čímž je snižována celková nosnost výtahu.

Po nakloněné konstrukci pojíždí výtahové saně, které jsou tažené vrátkem prostřednictvím ocelového lana. Ocelové lano má šestipramennou konstrukci STANDARD, vláknitou duši a průměr 6 mm. Jeho průměr byl navržen na základě výpočtů podle norem ČSN EN 12385-4 a ČSN EN 13001-3-2. Lano má délku 52 metrů a celkovou hmotnost 6,5 kg. Výtahové saně v sobě mají integrovaný mechanismus zachycovače, který je schopen v případě prasknutí ocelového lana kabinu výtahu i s dopravovaným břemenem na krátké dráze zastavit.

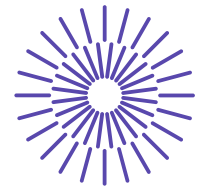
## 4. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] BŘEMEK, Karel. *Mobilní šikmý výtah pro břemena na stavbách*: diplomová práce. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, institut dopravy, 2022, 77 s. Vedoucí práce: Brázda, R.
- [2] POLAK, Jaromír, et al. *Dopravní a manipulační zařízení III*. 1. vydání, Ostrava: ES VŠB-TUO, 2005. ISBN 80–248–0963–X
- [3] ČSN EN 12385-4. *Ocelová drátěná lana – Bezpečnost – Část 4: Pramenná lana pro všeobecné zdvihací účely*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2008, 32 s. Třídící znak 02 4302.
- [4] *Kola a kladky: Katalog Blickle* [online]. Brno, 2019 [cit. 2022-01-28]. Dostupné z: [http://catalogue.blickle.cz/?\\_ga=2.191495594.1633361450.1646472688-336507518.1646472688](http://catalogue.blickle.cz/?_ga=2.191495594.1633361450.1646472688-336507518.1646472688)
- [5] *Friction Factors: Rolling Friction. ROYMECH: Coefficients Of Friction Materials* [online]. [cit. 2022-02-01]. Dostupné z: [https://www.roymech.co.uk/Useful\\_Tables/Tribology/co\\_of\\_frict.htm#Rolling](https://www.roymech.co.uk/Useful_Tables/Tribology/co_of_frict.htm#Rolling)
- [6] *Ložiska VILIM, TECHINFO: Tření v ložiscích* [online]. 2020 [cit. 2022-02-10]. Dostupné z: <https://loziskavilim.cz/files/Servis/TechInfo/Treni.pdf>
- [7] ČSN EN 13001-3-2. *Jeřáby – Návrh všeobecně – Část 3-2: Mezní stavy a prokázání způsobilosti ocelových lan v lanových systémech*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015, 36 s. Třídící znak 27 0105.
- [8] ČSN EN 12158-2. *Nákladní stavební výtahy – Část 2: Nakloněné výtahy s nepřístupnými nosnými zařízeními*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2010, 36 s. Třídící znak 27 4404.
- [9] ČSN EN 755-2. *Hliník a slitiny hliníku – Lisované tyče, trubky a profily – Část 2: Mechanické vlastnosti*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 1999, 56 s. Třídící znak 42 4086.
- [10] *Vyhrazená zdvihací technická zařízení. ZSBOZP: Znalostní systém prevence rizik v BOZP* [online]. Praha 1 [cit. 2022-02-05]. Dostupné z: <https://zsbozp.vubp.cz/technicka-bezpecnost/vyhrazena-technicka-zarizeni/305-vyhrazena-zdvihaci-technicka-zarizeni>



## 5. PODĚKOVÁNÍ

Článek byl vytvořen na základě podpory projektu Studentské grantové soutěže s označením SP2022/62 – Vývoj a výzkum v dopravě a logistice.



## 48. mezinárodní konference kateder dopravních, manipulačních, stavebních a zemědělských strojů

září 14.- 16., 2022 – osada Jizerka, Česká republika

Technická univerzita v Liberci

Fakulta strojní, Katedra vozidel a motorů

---

# STRUCTURAL ANALYSIS OF A FRAME OF A TRACTOR TRAILER

Ján Dižo<sup>1</sup>, Miroslav Blatnický<sup>2</sup>, Denis Molnár<sup>3</sup>, Vadym Ishchuk<sup>4</sup>

### **Abstract**

*The presented matter is a part of a design of a tipping type of a trailer. As it is a three-way tipping trailer, in the structural analysis point of view, designers of the trailer have to take into account limited loading case, which the trailer can be in. The part of presented work are numerical calculation and strength analysis of the trailer frame structure under defined loading cases. Strength analyses were carried out by means of finite element method. The article includes presentation of a computational model of a frame, definition of boundary conditions and results of analyses.*

## 1. INTRODUCTION

---

<sup>1</sup> Assoc. prof. Ing. Ján Dižo, PhD., University of Žilina, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Transport and Handling Machines, Univerzitná 8215/1, 010 26 Žilina, Slovak Republic, E-mail: [jan.dizo@fstroj.uniza.sk](mailto:jan.dizo@fstroj.uniza.sk)

<sup>2</sup> Assoc. prof. Ing. Miroslav Blatnický, PhD., University of Žilina, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Transport and Handling Machines, Univerzitná 8215/1, 010 26 Žilina, Slovak Republic, E-mail: [miroslav.blatnicky@fstroj.uniza.sk](mailto:miroslav.blatnicky@fstroj.uniza.sk)

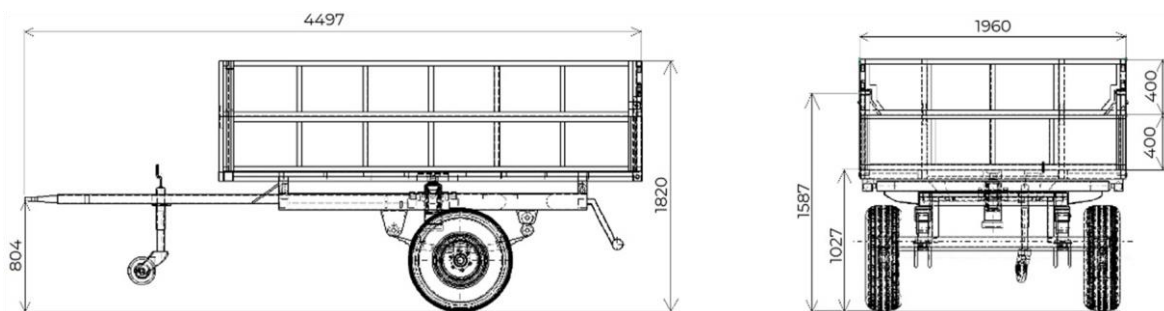
<sup>3</sup> Ing. Denis Molnár, University of Žilina, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Transport and Handling Machines, Univerzitná 8215/1, 010 26 Žilina, Slovak Republic, E-mail: [denis.molnar@fstroj.uniza.sk](mailto:denis.molnar@fstroj.uniza.sk)

<sup>4</sup> Ing. Vadym Ishchuk, University of Žilina, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Transport and Handling Machines, Univerzitná 8215/1, 010 26 Žilina, Slovak Republic, E-mail: [vadym.ishchuk@fstroj.uniza.sk](mailto:vadym.ishchuk@fstroj.uniza.sk)

A term tractor trailer names tractor trailers and semi-trailers, which are intended to transport materials, mainly agricultural commodities. Based on the technical construction, trailers and semi-trailers can be divided to several types, such as flatbed trailers, tipper trailers or special trailers equipped by a specific superstructure (bulk, tank etc.). The article presents a design of a frame of a single-axle tractor trailer, which will use a tipper superstructure. Such a system will allow to unload the transported goods by an easy way to three sides. A tipping process is realized by a hydraulic cylinder, which is located in a centre part of a frame. Changing of the tipping side is ensured by restraining the particular ball joint. Also, an axle of the trailer will be mounted to the frame. As it is an agricultural transport mean, it will be usually used in rough terrain conditions. It means, the frame will be exposed considerable loads. Taking into account these facts, the designed trailer frame should meet requirements of structure integrity, reliability and lifetime [1].

## 2. MATERIALS AND METHODS

Defining of inputs is the basic step in designing of the structure. Another important element related with the design of the trailer frame come from it. Determining of input parameters is every important in term of boundary conditions and individual loads for strength analysis. The main goal of activities has been to design middle class tractor trailer with a single axle. All dimensions, such as the total length, width and height, all weight (including curb weight, total weight), the maximal speed and others meet all requirements introduced in the promulgation [2, 3] as well as European regulation [4, 5]. The total length is of 4.497 m, the total width is of 1.960 m and the total height including sidewalls is of 1.820 m. These dimensions are indicated in Fig. 1. The payload of the trailer is designed of 3 000 kg and the total weight of the trailer will be of 4 500 kg. Hence, the curb weight is of 1 500 kg. The trailer is proposed to be operated at the maximal speed of 40 km·h<sup>-1</sup>. This, the trailer belongs to the R3a category [2, 5]. Dynamical effects of the load are taken into account by the dynamic coefficient  $\delta_D = 1.5$ . This value represents the driving of the trailer on fortified roads and on terrain without considerable irregularities. In case of driving in rougher terrain, the driving speed must be reduced according to the trailer manual.



*Figure 1: The trailer main dimensions*

The trailer structure consists of two basic frames, i.e. the chassis frame and the superstructure frame. The calculations of strength are focused on the chassis frame. The chassis frame is formed by closed and open profiles. They are made of S355J0

steel. Its yield of strength  $R_e$  is of 355 MPa and the ultimate strength  $R_m$  is of 470 to 630 MPa [6]. Individual profiles are connected by welding joints. The chassis frame includes the main carrying elements with dimensions of 70x70x5 mm. The bottom part of these profiles is adjusted for mounting of suspension's elements. In the centre part of the frame, lateral and longitudinal stiffeners are welded. They also serve for mounting the hydraulic cylinder. In front and rear part of the basic structure, ball joints are located for mounting the tipping superstructure. These ball joints allow a three-way tipping. A drawbar is in the front part of the trailer and an underrun protection in the form of a steel tube is in the rear part of the trailer. The frame structure also includes other steel elements, which strengthen the frame structure. Static analyses have been carried out in a commercial FEM software [7, 8, 9]. For these purposes, it has been necessary to determine the boundary conditions. They include definitions of acting loads and definitions of degrees of freedom.

Acting loads have been calculated for three basic load cases as following:

- The trailer is on a straight surface (Fig. 2).
- The maximal back tipping angle of  $50^\circ$  (Fig. 3).
- The maximal side tipping angle of  $45^\circ$  (Fig. 4).

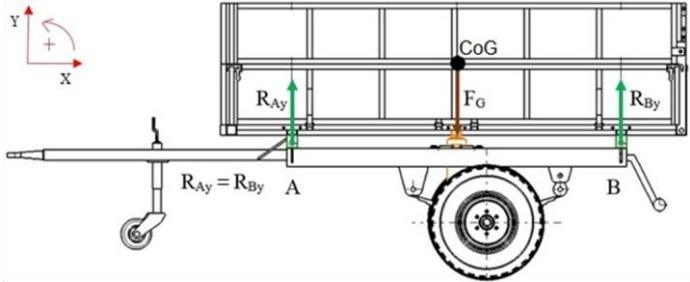


Figure 2: Reactions for the straight surface

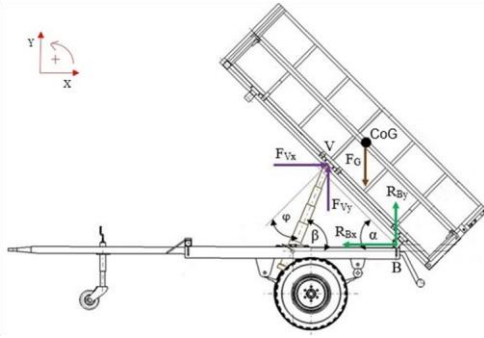
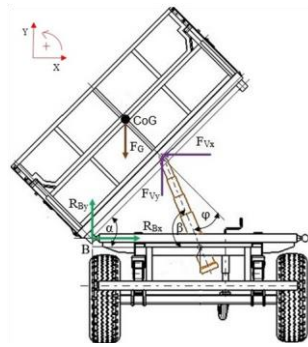


Figure 3: Reactions during back tipping

The first load case represents a situation, when the trailer is being in the static position on a straight surface or when it is moving on a straight surface at the constant speed (Fig. 2). Hence, the chassis frame is loaded by the goods weight and by the superstructure mass, both loads due to the gravitational acceleration of  $9.81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . The superstructure rests on all four ball joints. The dynamic coefficient mentioned above

$\delta_D$  is taken into account. The second load case is for the back tipping of the superstructure. The trailer is being at rest and the superstructure is tilted to the maximal position of  $50^\circ$  (Fig. 3). During tipping process, the load of 3 000 kg is considered. It is due to the reason, that in the extreme winter condition, the load can freeze to the superstructure, or, that the superstructure rear end will not work properly and it will be closed. The superstructure rests on two rear ball joints and on a pivot joint of the hydraulic cylinder placed in the centre of the frame. The third load case considers a situation, when the superstructure is tilted on the side (Fig. 4).



*Figure 4: Reactions during side tipping*

For this, it does not matter, on which one. The trailer is again in the static position. The maximal tipping angle is  $45^\circ$ . All calculations consider the load of 3 000 kg. Again in this case, the most unfavourable case is the extreme condition, i.e. the load is frozen to the superstructure bottom or that the sidewall is closed. The superstructure rests on the two ball joints and the centre pivot joint. However, two ball joints on one side in the longitudinal direction are considered. Reactions are calculated analytically by means of a free body diagram method and related equations of equilibrium. The general form is as following:

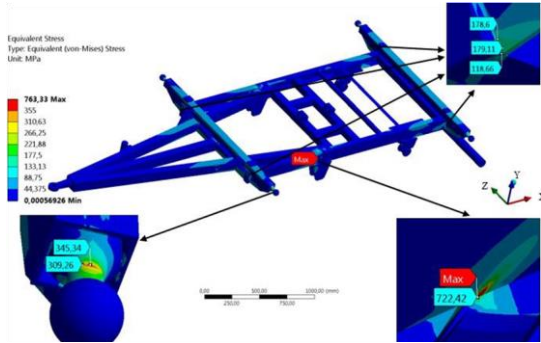
$$\begin{aligned} \sum_i F_{xi} &= 0 \\ \sum_i F_{yi} &= 0 \\ \sum_i M_i &= 0 \end{aligned} \tag{1}$$

where  $F_{xi}$  – forces acting in  $x$ -direction,  $F_{yi}$  – forces acting in  $y$ -direction,  $M_i$  – moments acting about the chosen axis. The application of the mentioned method is well-known. Describing of analytical calculations of reactions for all load cases would significantly extend the range of the article.

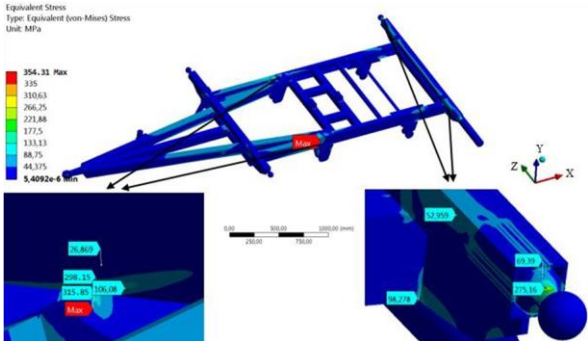
### 3. RESULTS AND DISCUSSION

For the first load case, degrees of freedom have been removed in the suspension system area and at the end of a drawbar. Graphical output of the strength analysis is shown in Fig. 5. Based on distribution of stress calculated based on von Misses hypothesis, the maximal stresses in the structure meet the criterion to be lower than the yield of strength, i.e. lower than 355 MPa. We can observe, that in welds location, the stresses are acceptable expect of one tight location, where the calculated stress

achieved the value of 722.42 MPa. This high value is unique and it is supposing as a numerical error. Results achieved for other computational settings (type and size of finite elements) have shown a similar stress distribution. The maximal values of stress calculated in the ball joint structure achieves the value of 345.34 MPa. As this part is normalized and bought from a supplier, we suppose, this result is not critical and can be accepted for our purposes.



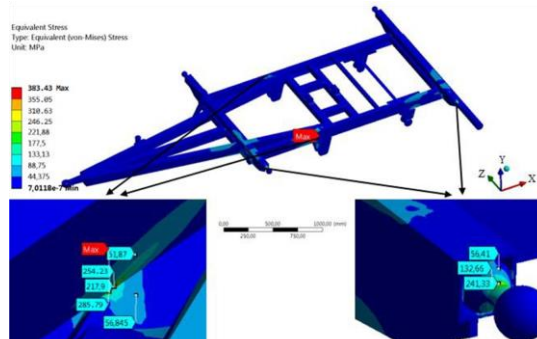
**Figure 5:** Distribution of von Mises stresses in the frame structure for the first load case



**Figure 6:** Distribution of von Mises stresses in the frame structure for the second load case

Another analysed situation is the second loads case. It relates to back tipping manoeuvre. Results of strength analysis can be seen in Fig. 6. Results show locations with maximal stresses locations. As it can be seen on enlarged details, the maximal stress values are mainly in joints of the drawbar profiles and two longitudinal profiles of the frame and in the structure of normalized ball joint. This results are safely under the yield strength and the structure of the trailer frame for the second load case can be evaluated as safe. Finally, the third load case has been analysed. It is side tipping process. Thereat, the superstructure is tilted to the left and the load forces act to the frame structure in two side ball joints and in the beams carrying the hydraulic cylinder in the centre part. A stress distribution as well as chosen details showing the most loaded location of the frame are shown in Fig. 7. A stress distribution reveals the structural stress of the trailer frame under defined forces. The most loaded locations are again in the connection of the drawbar profiles with the longitudinal profiles, mainly on the left (where the superstructure is tilted). Even in the third load case, the normalized ball joints belong to the most loaded elements of the trailer frame structure. All detected stresses are under the yield of strength of the used steel and, therefore,

the structure is supposing as safe. Performed strength analyses of the trailer frame have shown, that the designed frame structure is able to carry considered loads in the static or quasi-static operational states. Dynamic effects are included by means of the dynamic coefficient  $\delta_D$ . Therefore, it can be concluded, that the frame structure is safe.



**Figure 7:** Distribution of von Mises stresses in the frame structure for the third load case

The future research will be mainly focused on analysing of the dynamic effects to the structure. Despite of considered dynamic coefficient, the state of art simulation tools is able to simulate driving of the trailer on the various road surface qualities depending on road irregularities level. The multibody simulations serve for it [10, 11]. As the geometry of the frame as well as the FE models are created, they can be suitable inputs to set-up so-called a flexible multibody model [12, 13]. Such a model will good way to identify the stress distribution during driving for various manoeuvres, during tipping manoeuvres, or also for exceptional load cases, which can occur during the trailer long-term operation.

## 4. CONCLUSION

A single-axle tractor trailer has been designed. It is primary intended to be used as a tipper trailer. The trailer structure consists of two main substructures, i.e. a chassis frame and a tipping superstructure frame. The article presented the strength analyses of the chassis frame for the three particular static load cases representing the typical load cases of the trailer during operation. Results of strength analyses have shown, that the trailer chassis frame is suitable to carry the loads for defined manoeuvres within prescribed limits.

## REFERENCES

- [1] DIZO J., BLATNICKY M., SEMENOV S., MIKHAILOV E., MELNIK R., KURTULIK J. *Static analysis of single-axle tractor trailer*. Engineering for Rural Development 2021. ISSN 1691-5976.
- [2] Slovak promulgation No. 134/2018 “*Details about operation of vehicles in road traffic*” (In Slovak).
- [3] Regulation of the Slovak Republic government No. 140/2009 “*Details about types commissioning of engine vehicles and their trailer, systems, components and individual technical units determined for these vehicles*” (In Slovak).

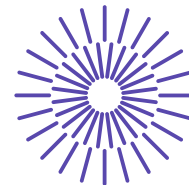
- [4] Regulation (EU) No 167/2013 of the European Parliament and of the Council “*On the approval and market surveillance of agricultural and forestry vehicles*”.
- [5] Regulation (EU) No 168/2013 of the European Parliament and of the Council “*On the approval and market of two- and three-wheel vehicles and quadricycles*”.
- [6] BAJLA J., BRONČEK J., ANTALA J., SEKEREŠOVÁ D. *Mechanical Engineering Tables* (In Slovak). Selection Standards. Slovak Office of Standards, Metrology and Testing, 2014. ISBN 978-80-8130-039-4.
- [7] FOMIN O., GERLICI J., LOVSKA A., KRAVCHENKO K., PROKOPENKO P., FOMINA Y., HAUSER V. *Durability determination of the bearing structure of an open freight wagon body made of round pipes during its transportation on the railway ferry*. Communications – Scientific Letters of the University of Zilina, vol. 21, 2019, pp. 28-34. ISSN 1335-4205.
- [8] ŠŤASTNIAK P., KURČÍK P., PAVLÍK A. *Design of a new railway wagon for intermodal transport with the adaptable loading platform*. MATEC Web of Conferences, vol. 235, 2018. ISSN 2261-236X.
- [9] JAKUBOVICOVA L., SAPIETOVA A., MORAVEC J. *Static analysis of transmission tower beam structure*. MATEC Web of Conference, vol. 244, 2018. ISSN 2261-236X.
- [10] HANDRIK M., KOPAS P., BANIARI V., VASKO M., SAGA M. *Analysis of stress and strain of fatigue specimens localized in the cross-sectional area of the gauge section testing on bi-axial fatigue machine loaded in the high-cycle fatigue region*. Procedia Engineering, Vol. 177, 2017, pp. 516-519. ISSN 1877-7058.
- [11] HAUSER V., NOZHENKO O., KRAVCHENKO K., LOULOVA M., GERLICI J., LACK T. *Proposal of a steering mechanism for tram bogie with three axle boxes*. Procedia Engineering, vol. 192, 2017, pp. 289-294. ISSN 1877-7058.
- [12] GERLICI J., SAKHNO V., YEFYMENKO A., VERBITSKII V., KRAVCHENKO A., KRAVCHENKO K. *The stability analysis of two-wheeled vehicle model*. MATEC Web of Conferences, vol. 157, 2018. ISSN 2261-236X.
- [13] HARUŠINEC J., SUCHÁNEK A., LOULOVÁ M., STRÁŽOVEC P. *Design of a device to simulate environmental influences on the course of brake tests*. MATEC Web of Conferences, vol. 157, 2018. ISSN 2261-236X.

## ACKNOWLEDGEMENT

This work was supported by the Cultural and Educational Grant Agency of the Ministry of Education of the Slovak Republic in the project No. KEGA 023ŽU-4/2020: Development of advanced virtual models for studying and investigation of transport means operation characteristics.

This research was supported by the Cultural and Educational Grant Agency of the Ministry of Education of the Slovak Republic in the project No. KEGA 036ŽU-4/2021: Implementation of modern methods of computer and experimental analysis of the properties of vehicle components in the education of future vehicle designers.





## 48. mezinárodní konference kateder dopravních, manipulačních, stavebních a zemědělských strojů

září 14.- 16., 2022 – osada Jizerka, Česká republika

Technická univerzita v Liberci

Fakulta strojní, Katedra vozidel a motorů

---

# PROBLEMATIKA TAŽNÉHO LANA LESNÍ LANOVKY

Martin Dvořák<sup>1</sup>, Karel Břemek<sup>2</sup>, Marek Broulík<sup>3</sup>, Robert Brázda<sup>4</sup>

### **Abstrakt**

*Článek se zabývá stanovením vlečných odporů při těžbě dřeva lesními lanovkami. Z těchto odporů pak vychází i tažné síly v tažném laně. To je nezbytné pro správný návrh tažného lana, bubnu, pohonu, brzdy. Lesní lanovky jsou zařízení, které slouží k efektivní a šetrné těžbě dřeva z těžko přístupného terénu. V článku je uvažován gravitační lanový systém s nosným a tažným lanem.*

## 1. ÚVOD DO PROBLEMATIKY

Přibližně 20 % lesních terénu z celkové plochy lesů zemí EU se označují jako terény lanovkové. Tyto terény se vyznačují jako svažité, balvanité a neúnosné pro kolovou techniku. [1] V takových terénech se k efektivní a šetrné těžbě dřeva vyplatí využívat lesní lanovky. Pohonná stanice lanovky je v ČR nejčastěji koncipována na zemědělský traktor, dále na plošinu nákladního automobilu, přívěs, saňový podvozek, případně i na rypadlo. Tato pohonná stanice je umístěna na lesní stezce a do porostu jsou vyvedená pracovní lana.

---

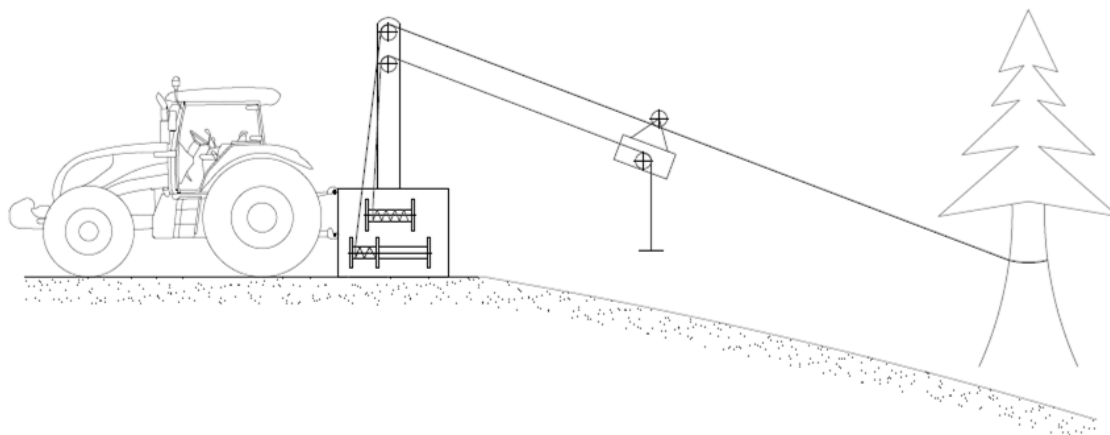
<sup>1</sup> Martin Dvořák, VŠB – Technická univerzita Ostrava, 17. listopadu 2172/15, martin.dvorak@vsb.cz

<sup>2</sup> Karel Břemek, VŠB – Technická univerzita Ostrava, 17. listopadu 2172/15, karel.bremek@vsb.cz

<sup>3</sup> Marek Broulík, VŠB – Technická univerzita Ostrava, 17. listopadu 2172/15, marek.broulik@vsb.cz

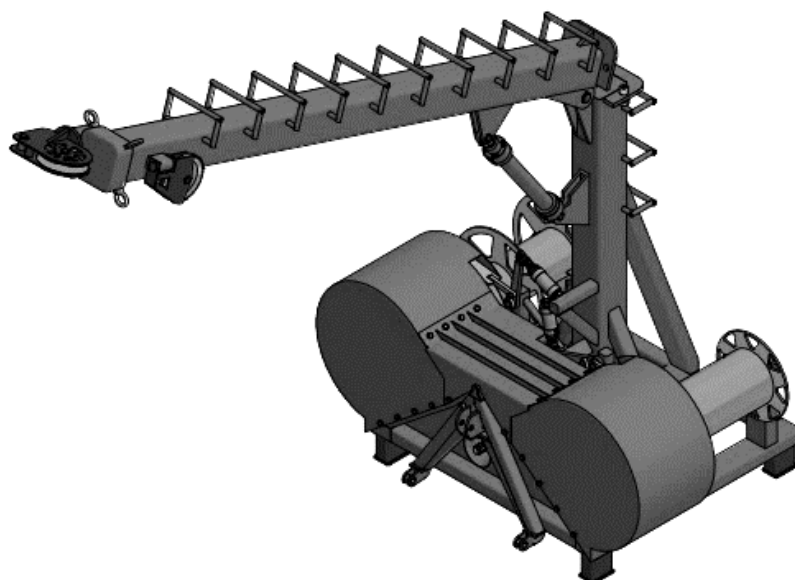
<sup>4</sup> Robert Brázda, VŠB – Technická univerzita Ostrava, 17. listopadu 2172/15, robert.brazda@vsb.cz

Existuje celá řada kombinací pracovních lan. V tomto příspěvku uvažujeme oblíbený gravitační lanový systém s nosným a tažným lanem. Po nosném laně pojíždí lanový vozík. Vozík je s nákladem přitahován tažným lanem k pohonné stanici. Jedná se o kyvadlovou dopravu, v první fázi je náklad přitážen ze strany pod nosné lano a následně probíhá samotná jízda vozíku s nákladem po nosném laně.



**Obrázek 1:** Lanový systém s nosným a tažným lanem [2]

Díky lanovkové metodě dochází až k poloviční spotřebě paliva. S těžným dřevem se nepohybuje celý traktor, ale pouze lanový vozík (hmotnost pohybujících částí je v poměru s nákladem 1:10). Proti klasickému přibližování navijákem je traktor méně opotřebováván. Jedná se o velmi šetrnou těžební metodu a terén po těžbě zůstává téměř nezničen. Použití lanovek k těžbě dřeva je značně výhodné. Existuje i řada nevýhod, kvůli kterým lesní lanovky nejsou příliš rozšířené. Mezi tyto nevýhody můžeme uvést delší čas na instalaci lanovky (až 1 neproduktivní směna), absence kvalifikovaných pracovníků a levnější těžby v snadno přístupnějších terénech.



**Obrázek 2:** Pohonná stanice koncipována na zemědělský traktor [2]

Značnou problematikou je vyšetření působících sil v pracovních lanech. To je nezbytné pro samotný konstrukční návrh těchto zařízení, ale taky důležité pro projektování pracovních tras, na kterých budou lanovky nasazené. Cílem tohoto příspěvku je vyšetření působících sil v tažném laně při různých přepravních polohách.

## 2. STANOVENÍ SIL V TAŽNÉM LANĚ

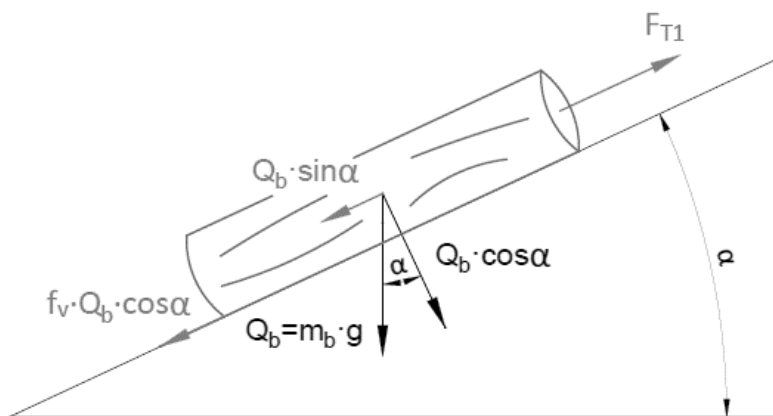
Obecně jsou uvažovány tři základní polohy, při kterých je náklad lesní lanovkou dopravován. Jedná se o prosté vlečení, vlečení v polozávěsu a v plném závěsu. Všechny tři přepravní polohy budou níže popsány, včetně silového rozboru a bude proveden výpočet třecích odporů nákladu o hmotnosti  $m_b = 1\,500\text{ kg}$ . Tento třecí odpor pak musí tažné lano překonat, síla v tažném laně bude rovna třecím odporům. Hmotnost tažného lana bude zanedbána, protože tažná lana jsou poměrně lehká (malé průměry  $\varnothing 6 \div \varnothing 13\text{ mm}$ ). V tab. 1 jsou uvedené koeficienty tření pro různé lesní povrchy, nezbytné pro výpočet. Koeficienty tření jsou převzaty ze zdroje [3], jsou odlišné pro obě přepravní polohy, při kterých je dřevina v kontaktu se zemí.

	Prosté vlečení $f_v$	Polozávěs $f_t$
Suchá jílovitá půda	0,80	0,65
Vlhká jílovitá půda	0,64	0,50
Suchá písčité půda	0,70	0,55
Vlhká písčité půda	0,72	0,57
Vlhká půda s humusem	0,76	0,61
Uježděný sníh	0,25	0,17

Tabulka 1: Koeficienty tření [3]

### 2.1 PROSTÉ VLEČENÍ

Případ prostého vlečení předpokládá, že směr tažné síly lana je rovnoběžný s terénem, na kterém břemeno spočívá celou svojí váhou. Dotýká se terénu celou svojí délkou. Z tab. 1 vidíme, že koeficienty tření jsou pro tento druh vlečení největší. K velkým vlečným odporům dochází v případě tzv. odporu brázdy, kdy se přidává odpor rytí čela klády. V takovém případě může být potřebná tažná síla až 1,5x větší, než je hmotnost břemene. [1] Další přídatný odpor při dopravě neodvětvených stromů způsobují větve zabořené do půdy. V průběhu vlečení dochází k ulamování větví a ke snižování potřebné tažné síly. V takovém případě koeficienty tření kolísají ve značném rozptylu a dosahují vysokých hodnot – potřebná třecí síla pak může být i 5-ti násobek hmotnosti břemene. [1]



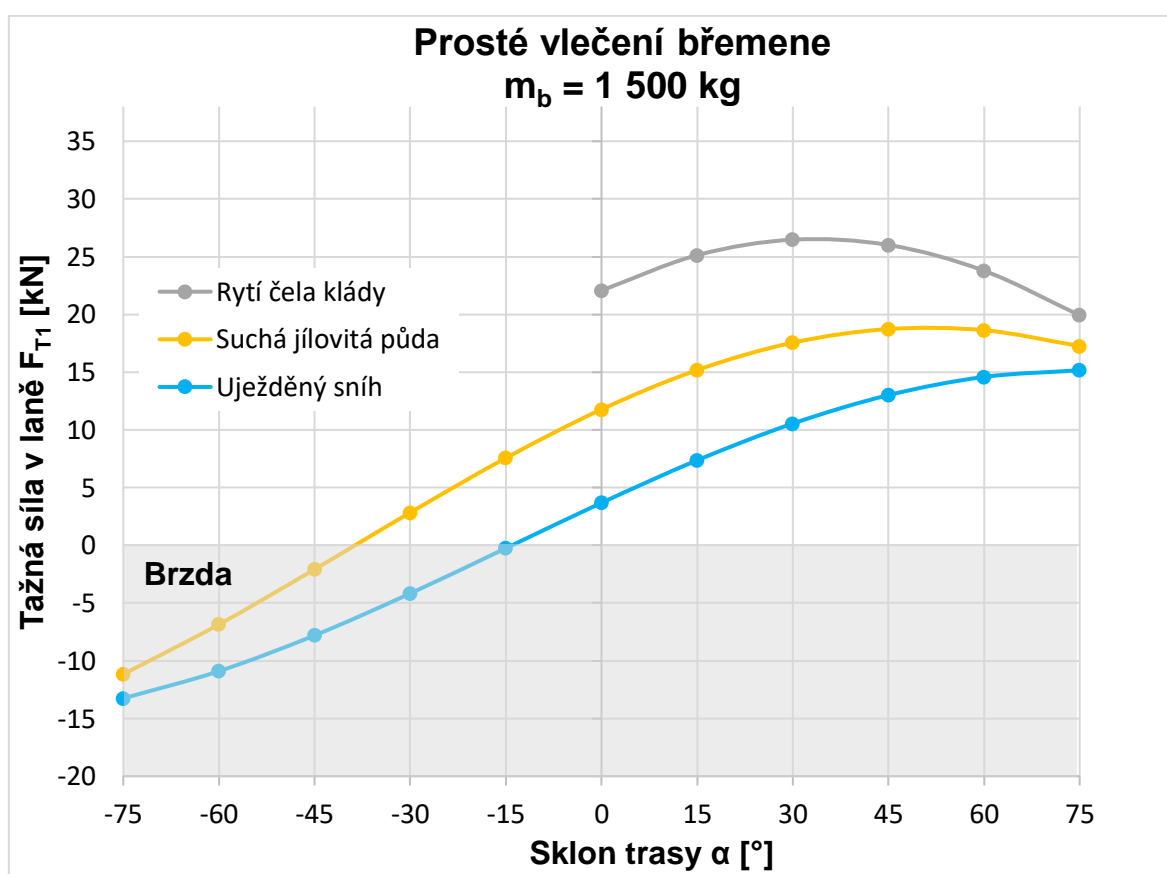
Obrázek 3: Rozbor sil při prostém vlečení [2]

Prosté vlečení je nejméně výhodný způsob dopravy, snahou je eliminace této přepravní polohy a upřednostnění dopravy břemene v polozávěsu – minimalizaci rytí čela klády. Prosté vlečení nákladu často nastává při vyklizovací fázi, kdy je dříví ze strany přitahováno pod trasu lanovky. Ve výpočtech uvažujeme pohyb břemene, nikoliv vozíku. Vozík je v této fázi zafixován na nosném laně pomocí zachycovacích čelistí.

Při hmotnosti břemene  $m_b$  a úhlu sklonu svahu  $\alpha$  se tažná síla v tomto případě vypočte dle vztahu (1). Tíhové zrychlení  $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$

$$F_{T1} = f_v \cdot m_b \cdot g \cdot \cos\alpha + m_b \cdot g \cdot \sin\alpha = m_b \cdot g \cdot (f_v \cdot \cos\alpha + \sin\alpha) \quad (1)$$

Podle vztahu (1) byly spočtené potřebné tažné síly  $F_{T1}$ , pro případ, kdy terén je v podobě uježděného sněhu (nejmenší koeficient tření). Následně je spočtená potřebná tažná síla pro povrch odpovídající suché jílovité půdě (kdy dochází k největšímu třecímu odporu). Hodnoty jsou spočtené pro škálu sklonu svahu (tedy doprava po i proti svahu), záporná hodnota tažné síly  $F_{T1}$  nám udává potřebnou brzdnou sílu. V případě velkých sklonů svahu a dopravě po svahu je zkrátka nutno tažné lano brzdit (zpravidla se využívají pásové nebo kotoučové brzdy). Dále je spočtena i tažná síla pro případ odporu brázd. Pro lepší přehlednost jsou výsledky zaznačeny do grafu s vyznačenou oblastí použití brzdy.

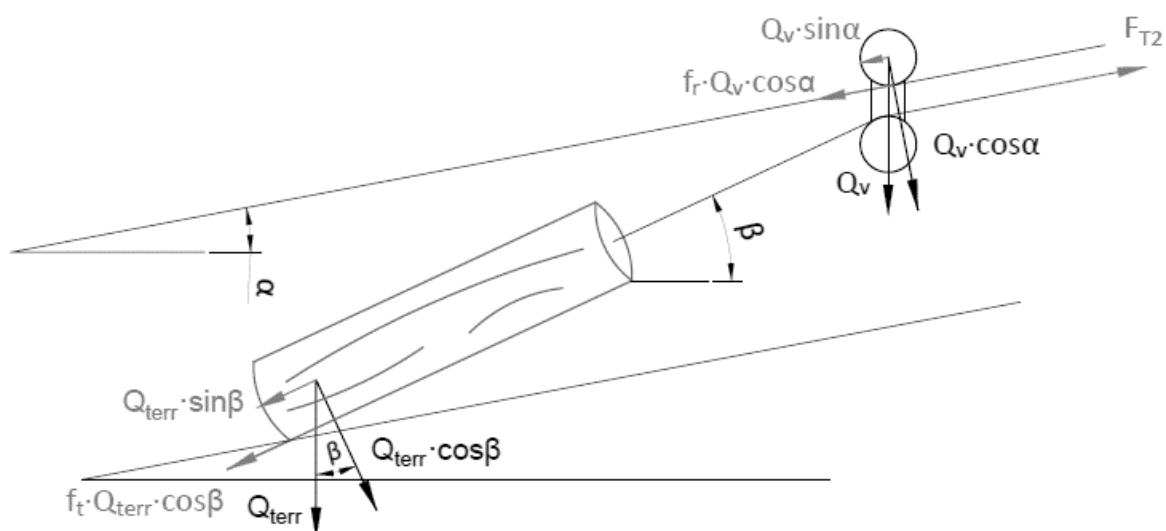


*Graf 1: Tažné odpory při prostém vlečení*

## 2.2 VLEČENÍ V POLOZÁVĚSU

Pokud je náklad vlečený s jedním nadzvednutým koncem, hovoříme o vlečení v polozávěsu. Přední konec klády je nadzvednut, zadní je vlečen po terénu. Tažnou složku síly můžeme rozdělit na vertikální a horizontální. [3] Vlečný odpor je snížen důsledkem zvednutí části kmene, na terén tak působí jen část hmotnosti nákladu. Polozávěs je nejčastějším způsobem dopravy dříví na lanovkách, je velmi výhodný. Cílem použití nosného lana je dosažení polozávěsného způsobu dopravy, snížení potřebné tažné síly, eliminace odporu brázd a větší šetrnost k terénu.

Na obr. 4 jsou jednoduše zaznamenané působící síly při vlečení v polozávěsu. Vedle smýkání koncové části nákladu vzniká odpor v podobě valení kladek vozíku po nosném laně. Součinitel valení kladek vozíku po nosném laně je  $f_r = 0,05$ . [3] Koeficienty tření pro vlečení v polozávěsu jsou uvedeny v tab. 1.



**Obrázek 4: Rozbor sil při vlečení v polozávěsu [2]**

Pro správný výpočet je třeba znát podíl hmotnosti (tíhy  $Q_v$ ) nákladu zavěšeného na laně a podíl hmotnosti, který je vlečen po zemi ( $Q_{terr}$ ). Podíl hmotnosti břemene zavěšené na laně se pohybuje kolem 60 %. [3] Záleží však na řadě faktorů, na druhu dřeviny, místě uvázání kmene, bodu dotyku s terénem, poloze těžiště, délce nákladu, poloze na trati, atd. Je třeba také uvažovat s vlastní hmotností vozíku, který se pohybuje s břemenem. Hmotnosti vozíku u těchto lanových systémů se pohybují kolem  $m_v = 200 \text{ kg}$ . Nejprve se podle níže uvedených vztahů vypočte vertikální složka tíhy působící na lano  $Q_v$  a na terén  $Q_{terr}$ .

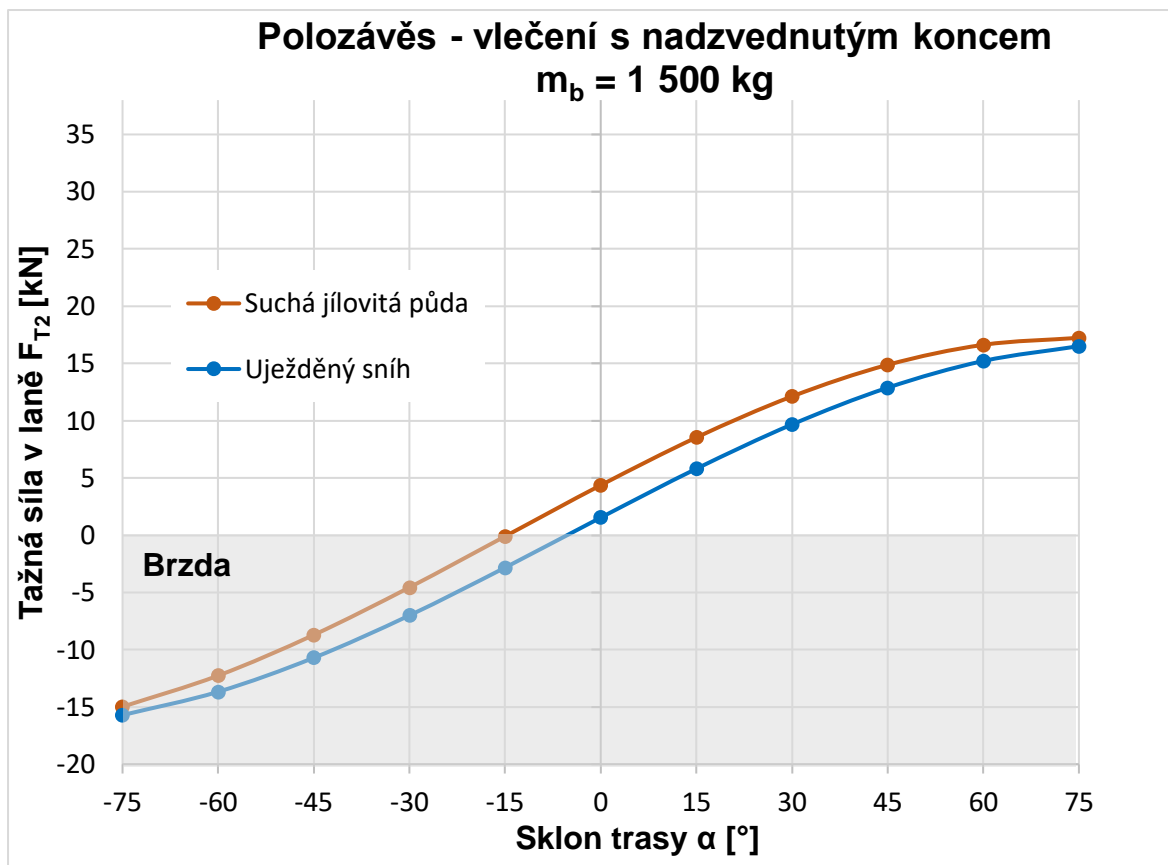
$$Q_v = m_v \cdot g + 0,6 \cdot m_b \cdot g \quad (2)$$

$$Q_{terr} = 0,4 \cdot m_b \cdot g \quad (3)$$

Potřebnou tažnou sílu  $F_{T2}$  vypočteme podle (4), pro zjednodušení budeme uvažovat že úhel sklonu svahu je přibližně stejný jako úhel sklonu tažného lana  $\alpha \cong \beta$ . [3]

$$F_{T2} = Q_v \cdot (f_r \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) + Q_{terr} \cdot (f_t \cdot \cos \beta + \sin \beta) \quad (4)$$

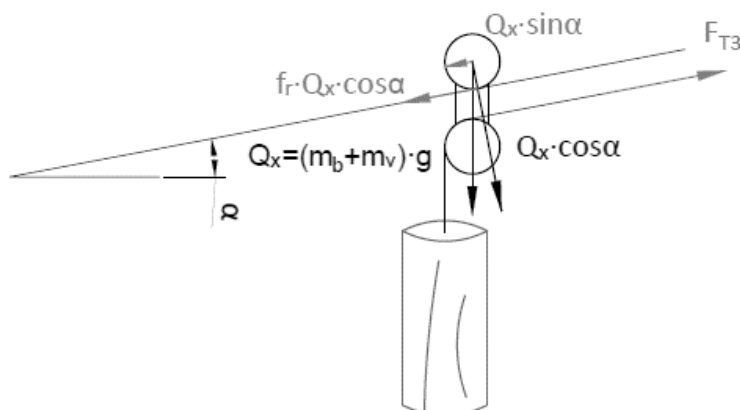
Vypočítané výsledky jsou opět promítnuté do grafu, pro mezní koeficienty tření.



*Graf 2: Tažné odpory při vlečení v polozávěsu*

### 2.3 VLEČENÍ V PLNÉM ZÁVĚSU

Při dopravě nákladu v plném závěsu je vlečný odpor nulový a zůstává pouze valivý odpor pojezdových kladek vozíku po nosném laně. [1] Břemeno se nedotýká terénu. Valivý odpor nám způsobuje jak hmotnost vozíku, tak hmotnost nákladu. Součinitel valivého tření  $f_r$  je stejný jako v předchozím případě.



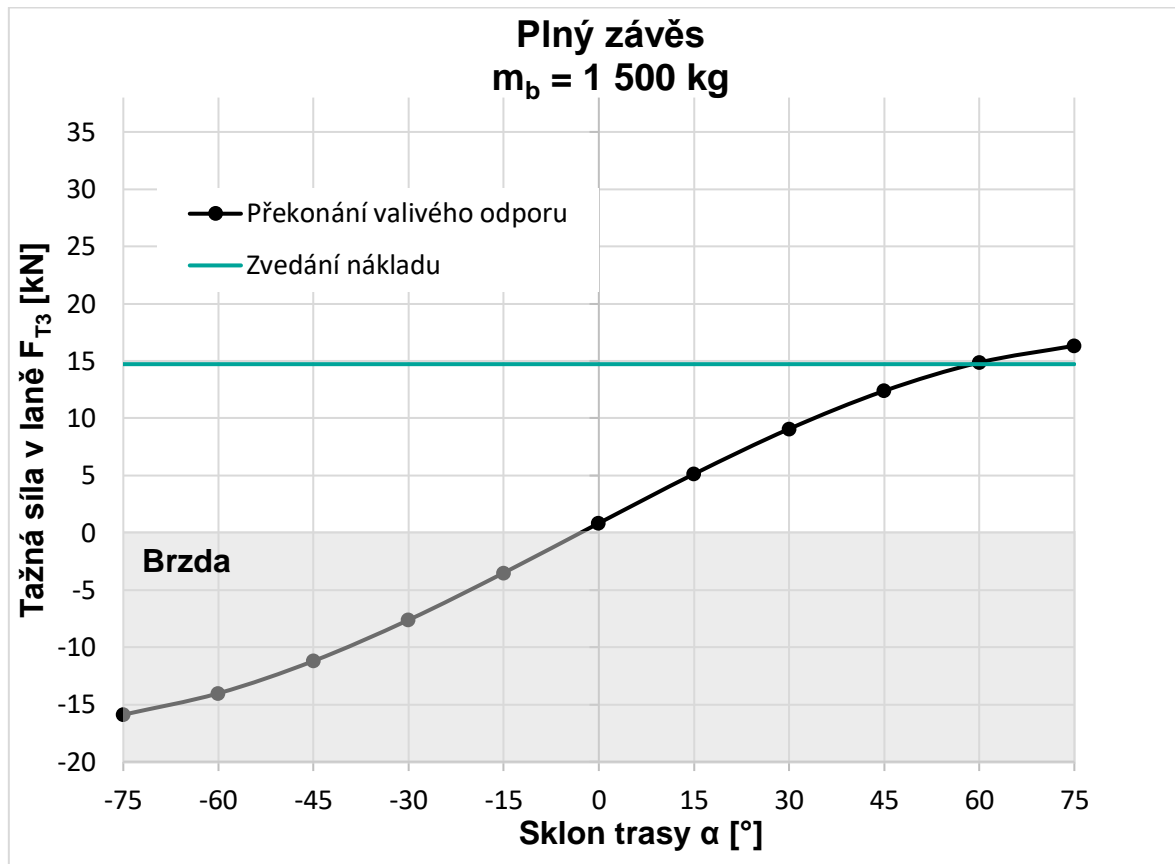
*Obrázek 5: Rozbor sil při vlečení v plném závěsu [2]*

Potřebná tažná síla  $F_{T3}$ , která musí překonat valivé tření:

$$F_{T3} = (m_b + m_v) \cdot g \cdot (f_r \cdot \cos\alpha + \sin\alpha) \tag{5}$$

Pro přepravu v plném závěsu je potřeba břemeno zvednout nad úroveň terénu. Při zvedání nákladu bude v tažném laně působit síla, odpovídající tíze břemene  $Q_b$ .

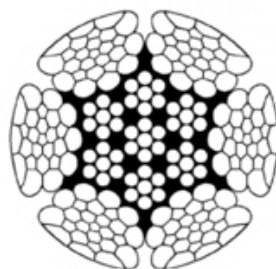
$$Q_b = m_b \cdot g \quad (6)$$



*Graf 3: Tažné síly při přepravě v plném závěs*

### 3. ZÁVĚR

Je třeba zmínit, že síly v tažném laně mohou být velmi různorodé. Je na obsluze lanovky minimalizovat třecí odpory, např. vhodným místem uvázání nákladu, odřezání větví, správnou roztečí podměrných botek, atd. Díky výše zmíněným výpočtům máme představu o silách působících v tažném laně. Na základě těchto sil můžeme navrhnout tažné lano, buben tažného lana, brzdu a samotný pohon. U lesních lanovek je výhodné používat lana válcovaná, konstrukce Seal-Warrington s drátěnou duší.



*Obrázek 6: Válcované lano [4]*

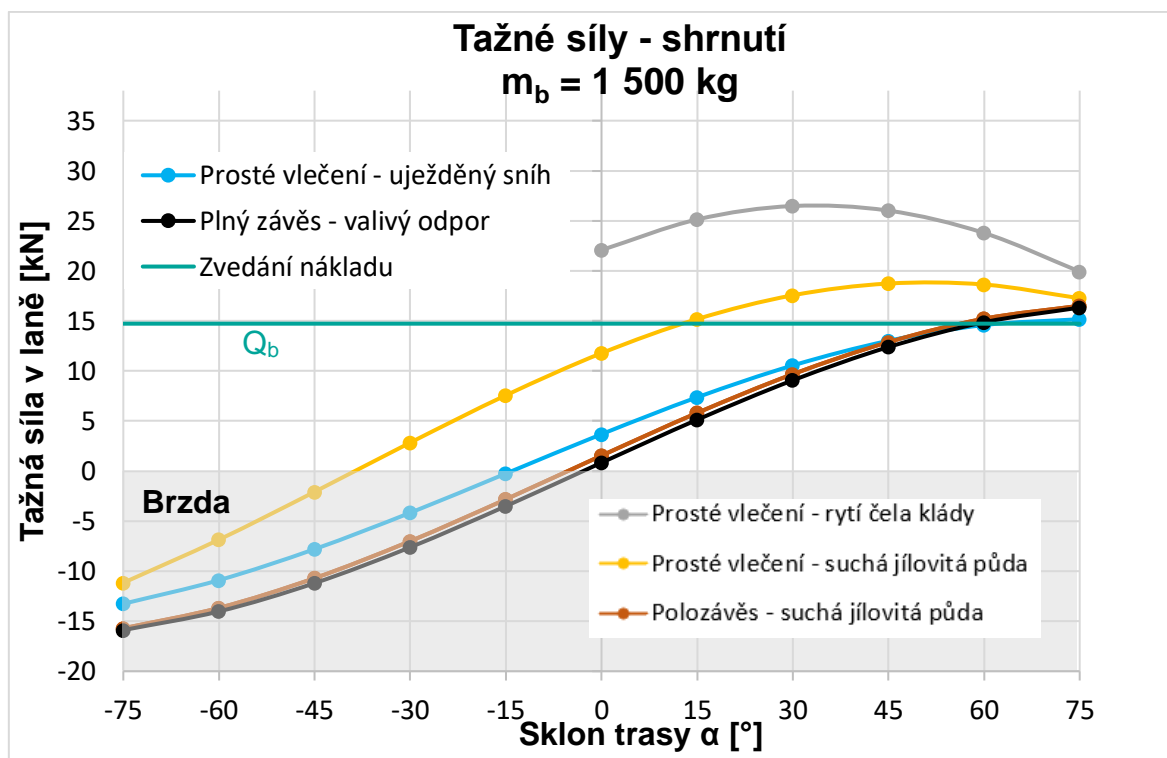
Lana této konstrukce se vyznačují vysokou únosností, odolností vůči stlačení, oděru a dlouhou životností. Díky výborné ohebnosti je s tímto lanem lepší manipulace. [4] Lana mají vůči klasickým lanům vyšší pevnost. Smysl vinutí lan není rozhodující, poněvadž se na buben navíjí ve více řadách. Volí se ale zásadně lana protisměrná, jelikož netvoří smyčky. [1]

Norma ČSN EN 14492-1+A1 [5] udává bezpečnost lana pro použití lan v lesním hospodářství minimálně dvojnásobnou. Bezpečnost tažného lana dle odborné literatury pro lesní lanovky je  $k_l = 3 \div 4$ , přičemž při bezpečnosti 4 se životnost lana prodlouží minimálně o dvojnásobek oproti bezpečnosti 3. [1] Tažné lano má životnost u lanovek cca 1 rok, oproti tomu nosné až 5 let.

V grafu 4 jsou shrnuté výše vyšetřené tažné síly. Extrémní případ nastane při prostém vlečení břemene proti svahu při sklonu terénu  $\alpha = 30^\circ$ . Minimálně na takovou sílu, vynásobenou bezpečnostním koeficientem  $k_l$  by mělo být tažné lano dimenzováno. Naopak nejnižší záporná hodnota nám udává největší brzdnou sílu. Většinou se ale brzda dimenzuje na pevnost lana s přihlédnutím zmíněného bezpečnostního koeficientu.

Z grafu je zřejmé, že síly v tažném laně se vyskytují ve značném rozptylu, tažné lano je třeba vhodně volit a v průběhu jeho životnosti pravidelně kontrolovat – stav drátků, zda nejsou popraskané. Je třeba se ale vyvarovat předdimenzování tažného lana, protože s těžšími lany se lesním dělníkům hůře manipuluje.

Vyšetřená max. síla může posloužit i k následnému návrhu výkonu pohonu. Na tažné lano je požadována vyšší rychlost, proto pohon pro tažné lano může dosahovat větších výkonů, než pohon pro nosné lano (přestože v nosném laně se vyskytují větší síly).



*Graf 4: Shrnutí – odpory, které musí tažné lano překonat*

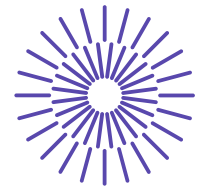


## REFERENCE

- [1] HOREK, P. *Lesní lanovky*. Lesnická práce, s.r.o, 2007. ISBN 978-80-87154-10-6.
- [2] DVOŘÁK, M. *Lesní lanovka pro přibližování dřeva*. Diplomová práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Institut dopravy, 2022, 92 s. Vedoucí práce: Brázda, R.
- [3] SAMSET, Ivar. *Winch and Cable System*. Norwegian Forest Research Institute 1984. ISBN 978-90-481-8291-6.
- [4] INTERFORST. [online]. 2022 [cit. 2022-02-23]. Dostupné z: <https://www.interforst.cz/>
- [5] ČSN EN 14492-2+A1. *Jeřáby – Vrátky, kladkostroje a zdvihové jednotky se strojním pohonem – Část 1: Vrátky se strojním pohonem*. Praha. Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2010.

## PODĚKOVÁNÍ

Článek byl vytvořen na základě podpory projektu Studentské grantové soutěže s označením SP2022/62 – Vývoj a výzkum v dopravě a logistice.



## 48. mezinárodní konference kateder dopravních, manipulačních, stavebních a zemědělských strojů

září 14.- 16., 2022 – osada Jizerka, Česká republika

Technická univerzita v Liberci

Fakulta strojní, Katedra vozidel a motorů

---

# MERANIE VALIVÉHO ODPORU VYBRANEJ PNEUMATIKY V PÔDNOM SKÚŠOBNOM KANÁLI

Milan Helexa<sup>1</sup>

### **Abstrakt**

*Výskum procesov interakcie medzi pneumatikovým kolesom a pôdou realizovaný v pôdnych skúšobných kanáloch prináša mnoho výhod. Po určitom zvažovaní kladných a záporných stránok tohto riešenia sa aj naše pracovisko nakoniec rozhodlo pre stavbu pôdneho skúšobného kanála zameraného na výskum interakcie predovšetkým kolesových pojazdových ústrojenstiev s pôdou. Ako výsledky prvých realizovaných meraní článok uvádza čiastkové výsledky merania valivých odporov sledovanej diagonálnej pneumatiky Mitas TS05 10,0/75-15,3 10PR. Dosiahnuté výsledky aj napriek určitým komplikáciám a nedostatkom, ktoré sa vyskytli v priebehu merania, naznačujú závery, ktoré v danej oblasti dosiahli aj iní výskumníci. Záver článku je venovaný zhodnoteniu dosiahnutých výsledkov ako aj hodnoteniu nedostatkov predmetného zariadenia, ktoré bude potrebné do budúcnosti odstrániť.*

---

<sup>1</sup> Ing. Milan Helexa, PhD., Katedra environmentálnej a lesníckej techniky, Fakulta techniky, Technická univerzita vo Zvolene, Študentská 26, 960 01 Zvolen, Slovenská republika, E-mail: milan.helexa@tuzvo.sk

# 1. ÚVOD

Výskumu interakčného procesu pneumatikových kolies s pôdou systémom výskumu v pôdnych skúšobných kanáloch sa vo svete venuje veľká skupina výskumníkov. Niektoré konštrukcie týchto zariadení sú malých rozmerov a v podstate slúžia k sledovaniu interakčných procesov medzi tuhým kolesom a pôdou, prípadne sypkým materiálom (Meirion-Griffith & Spenko, 2011; Shilby et al., 2005). Niektoré konštrukcie slúžia na výskum v oblasti robotiky (Skonieczny et al., 2012) alebo pohybu lunárnych vozidiel (Ding et al., 2011; Nakashima et al., 2010). Medzi konštrukciami pôdnych skúšobných kanálov nájdeme aj zariadenia na výskum v oblasti interakcie pásových pojazdových ústrojenstiev s pôdnym prostredím (Hetherington, 2005). Nás však predovšetkým zaujíma, vzhľadom na zameranie pracoviska, výskum v oblasti interakcie pneumatikových kolies s lesnou pôdou, resp. lesným prostredím. Pôdne kanály, ktoré umožňujú výskum reálnych pneumatikových kolies s pôdnym povrchom sú prezentované napr. v práci autorov Calek & Schwanghart (1998) alebo v práci autorov Tiwari et al. (2009). Tieto zariadenia sú už investične a priestorovo náročnejšie. Zaujímavou alternatívou sú aj poľné, resp. cestné skúšky pneumatikových kolies ťahaných za vozidlom (Coutermarsh, 2007; Taryma, 2007).

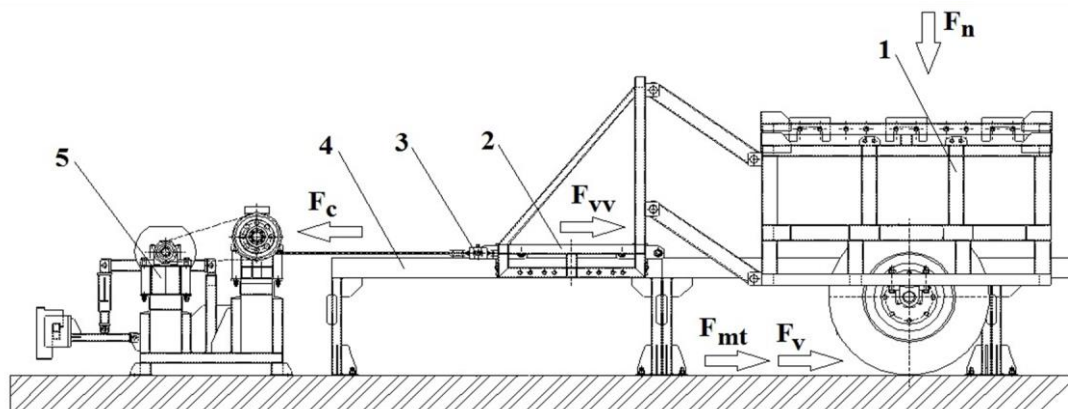
Naše pracovisko sa aj napriek určitým problémom či už finančným alebo priestorovým rozhodlo pre stavbu pôdneho skúšobného kanála. V minulosti sme aj my realizovali výskum formou ťahových skúšok vybraných mechanizačných prostriedkov (Helexa & Kováč, 2019; Helexa, 2014), ale vzhľadom na určité metodické nedostatky a náročnosť technického vybavenia sme sa rozhodli pre laboratórny výskum. V nasledovnom texte prezentujeme dosiahnuté výsledky pri prvotných meraniach. Pri realizácii samotnej konštrukcie sme sa inšpirovali autormi Tiwari et al (2009), ktorých riešenie sa nám javilo na naše súčasné podmienky ako najvhodnejšie. Ako prvé merania, ktoré boli realizované na našom zariadení boli merania valivých odporov vybranej pneumatiky. Poznanie závislosti veľkosti valivých odporov na zaťažení pneumatiky a tlaku jej hustenia možno považovať za kľúčové pri ďalšom sledovaní interakčných a energetických procesov medzi pneumatikou a povrchom po ktorom sa odvaluje.

## 2. REALIZOVANÝ EXPERIMENT

Ako príklad získaných výsledkov uvidíme ich časť, ktorá bola nameraná pre diagonálnu pneumatiku Mitas TS05 10,0/75-15,3 10PR. Táto pneumatika je najväčšia a aj najúnosnejšia z pomedzi pneumatík, ktorými doposiaľ disponujeme. Predmetné merania valivého odporu boli realizované najskôr na betónovom podklade za účelom zistenia vnútornej zložky valivého odporu pneumatiky. Konštrukcia pôdneho kanála bola v tomto prípade rozobraná. Následne boli vykonané merania na pôde uloženej v pôdnom skúšobnom kanáli. Čo sa týka pôdy, išlo o hnedú lesnú pôdu z lesného obvodu Turová z lesného porastu buka. Pôda bola veľmi presušená až suchá, sypká. Vlhkosť pôdy sa pohybovala na úrovni 2,67 % objemovej vlhkosti. Objemová hmotnosť pôdy bola stanovená vážením odobratých vzoriek a pohybovala sa v priemere na úrovni 1 033,55 kg.m<sup>-3</sup>. Pri použitej zemine bol vykonaný aj jej granulometrický rozbor a to metódou sitovania (hrubé frakcie do 2 mm) ako aj metódou sedimentačnou (frakcie menšie ako 0,05 mm). Na základe vykonanej granulometrickej analýzy môžeme použitú zeminu označiť za piesčitú hlinu slabo štrkovitú.

Samotná metodika merania valivého odporu predmetnej pneumatiky bola jednoduchá a v podstate založená na ťahaní hlavného rámu s pneumatikou pomocou

brzdného a navíjacieho zariadenia (obr.1). Na snímanie veľkosti ťahovej sily bol použitý snímač sily firmy HBM S9M/10 kN menovitej veľkosti 10 kN. Signál zo snímača bol následne zaznamenávaný meracou ústredňou HBM Quantum X MX 840 A, ktorá je ovládaná prostredníctvom počítača softvérom firmy HBM Catman Easy. Ten umožňuje následný prevod zaznamenaných súborov do MS Excelu v ktorom boli výsledky meraní aj vyhodnocované. Rýchlosť ťahania pneumatiky vzhľadom na stiesnené podmienky a rozmery bočného vedenia vodiaceho rámu sa pohybovala na úrovni  $0,1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . Meranie sa realizovalo pri tlakoch hustenia pneumatiky 100 kPa, 150 kPa, 200 kPa, 250 kPa a 300 kPa. Vertikálne zaťaženie pneumatiky bolo volené v piatich hladinách a to 222 kg (hmotnosť hlavného rámu bez mechanizmu pohonu kolesa a bez závaží), 350 kg, 478 kg, 606 kg a 734 kg. Na zaťažovanie pneumatiky boli použité mechanické závažia vyrobené z oceľových platní hmotnosti 32 kg. Tlaky hustenia pneumatiky a jej vertikálne zaťaženie bolo volené tak, aby vyhovovalo technickým požiadavkám stanoveným výrobcom pneumatiky a nedochádzalo pri nich k zbytočnému preťažovaniu, ktoré znižuje jej životnosť. V takto koncipovanom spôsobe merania valivých odporov pneumatík sa celková nameraná ťahová sila skladá nielen zo samotnej zložky valivého odporu ale aj zo zložiek ďalších odporových síl, ktoré je nutné pri samotnom vyčíslení vo výsledku zohľadniť (obr.1).



**Obrázok 1:** Silové pôsobenie pri ťahaní pneumatikového kolesa (meranie na betónovej podložke)

1. Hlavný rám s kolesom, 2. Vodiaci rám, 3. Snímač sily HBM S9M/10kN, 4. Bočné vedenie, 5. Brzdné a navíjacie zariadenie,

$F_c$  – Celková odporová sila pri ťahaní,  $F_n$  – Normálová sila na pneumatiku,  $F_v$  – Odpor valivý,  $F_{mt}$  – Sila odporu trenia v ložiskách,  $F_{vv}$  – Sila odporu vo vedení vodiaceho rámu

Pre celkovú nameranú odporovú silu podľa obrázka 1 platí

$$F_c = F_v + F_{vv} + F_{mt} \quad [N] \quad (1)$$

$F_v$  – valivý odpor vlečenej pneumatiky, [N]

$F_{vv}$  – odpor vo vedení vodiaceho rámu, [N]

$F_{mt}$  – sila odporu trenia v ložiskách, [N]

Zo vzťahu 1 potom môžeme vyjadriť hodnotu odporu valivého v nasledovnom tvare

$$F_v = F_c - F_{vv} - F_{mt} \quad [N] \quad (2)$$

Odpor trenia vo vedení vodiaceho rámu  $F_{vv}$  bol stanovený na základe voľného ťahania vodiaceho rámu bez pripojeného hlavného rámu s kolesom. Toto meranie bolo realizované ešte pred samotným meraním valivých odporov pneumatík za použitia vyššie popísanej meracej zostavy. Pre odporový trecí moment v ložiskách uloženia hriadeľa kolesa, platí vzťah

$$M_{mt} = \mu \cdot P \cdot \frac{d}{2} \quad [N \cdot m] \quad (3)$$

$\mu$  – súčiniteľ trenia v ložiskách, [-]

$P$  – ekvivalentné dynamické zaťaženie ložiska, [N]

$d$  – priemer hriadeľa v mieste uloženia ložiska, [m]

Nevýhodou uvedeného vzťahu je to, že presne platí len pre zaťaženie ložiska veľkosti  $P = 0,1 \cdot C$ , kde  $C$  je základná dynamická únosnosť ložiska. V mnohých prípadoch sa podarilo danú uvedenú silu prekonať. Čo sa týka voľby súčiniteľa trenia v ložiskách, tak pre daný použitý typ ložísk a daný spôsob mazania (mazanie plastickým mazivom) bola použitá hodnota  $\mu = 0,001$ . Silu odporu trenia v ložiskách je následne možné vypočítať podľa nasledovného vzťahu

$$F_{mt} = \frac{M_{mt}}{R} \quad [N] \quad (4)$$

$R$  – polomer valenia pneumatikového kolesa, [m]

Samotné radiálne reakcie ložísk uloženia hriadeľa kolesa neboli merané. Vychádzame tu len zo silovej schémy a rozmerov uloženia hriadeľa v ložiskách. To znamená, že zo známej hodnoty vertikálneho zaťaženia kolesa boli následne reakcie ložísk vypočítané a následne určené ekvivalentné dynamické zaťaženia ložísk. Podľa vykonaných prepočtov je však sila odporu trenia v ložiskách  $F_{mt}$  veľmi malá a pohybuje sa pri použitom rozsahu vertikálneho zaťaženia kolesa na úrovni max. 1,5 N. Z dôvodu zníženia tohto odporu ložiskové domce uloženia kolesa nie sú vybavené kontaktným tesnením. Teda uplatňuje sa tu len trenie v samotných ložiskách.

Príslušnú hodnotu súčiniteľa valivého odporu je možné vypočítať podľa nasledovného vzťahu

$$f_v = \frac{F_v}{F_n} \quad [-] \quad (5)$$

$F_n$  – normálové (vertikálne) zaťaženie pneumatiky, [N]

Efektívnu hodnotu valivého odporu (vonkajšia zložka valivého odporu súvisiaca s deformáciou pôdneho povrchu) je možné stanoviť podľa nasledovného vzťahu

$$F_{vep} = F_{ve} - F_v \quad [N] \quad (6)$$

$F_{ve}$  – valivý odpor zistený na pôde, [N]

$F_v$  – valivý odpor zistený na betóne, [N]

Efektívnu hodnotu súčiniteľa valivého odporu na pôde následne určuje vzťah

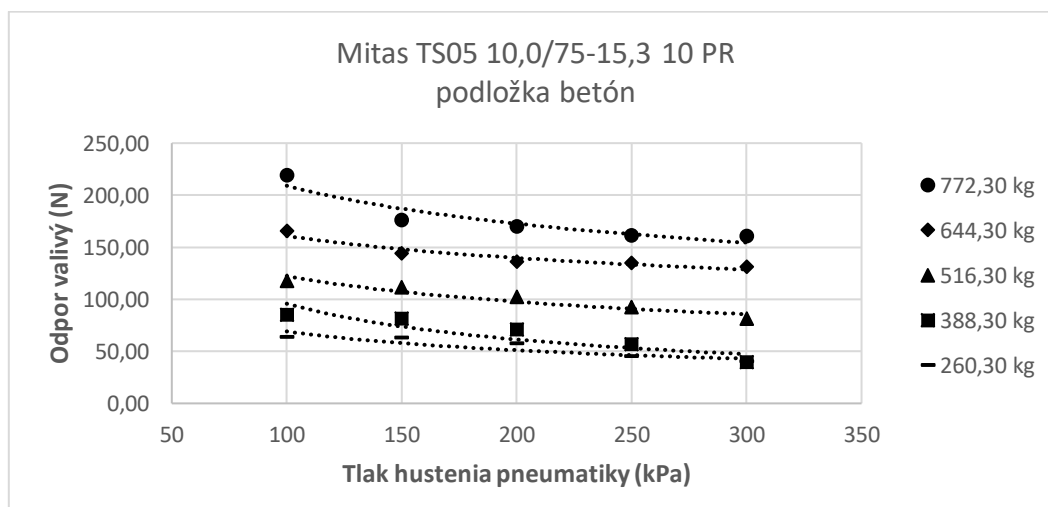
$$f_{vep} = \frac{F_{vep}}{F_n} \quad [N] \quad (7)$$

### 3. VÝSLEDKY

Samotné meranie prebiehalo v dvoch etapách. Najskôr boli pri demontovanom pohone kolesa a demontovanom telesa pôdneho kanála vykonané merania valivých odporov predmetnej pneumatiky na betónom povrchu. Tým boli získané hodnoty tzv. vnútornej zložky odporu valivého. Následne, po zmontovaní telesa pôdneho kanála bol naplnený zeminou a boli realizované merania odporu valivého na pôde. Ako bolo uvedené vyššie, merania boli realizované pri piatich hladinách tlakov hustenia pneumatík 100 kPa, 150 kPa, 200 kPa, 250 kPa a 300 kPa a piatich hladinách zvislého (vertikálneho) zaťaženia kolesa (222 kg, 350 kg, 478 kg, 606 kg a 734 kg.). Do výsledného zaťaženia kolesa bola nakoniec započítaná aj samotná hmotnosť plášt'a s ráfikom a montážnym diskom čo každú hladinu hmotnosti zvýšilo o hodnotu 38,30 kg.

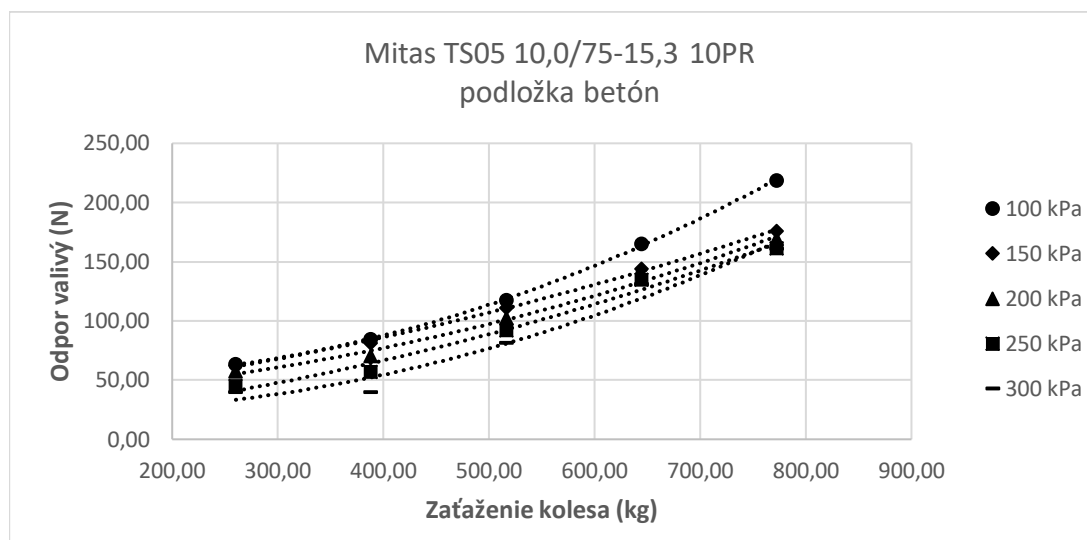
V priebehu merania bol zaznamenávaný ťahový odpor vlečeného kolesa a to prostredníctvom snímača sila HBM S9M/10kN a to vzorkovacou frekvenciou 5 Hz. Namerané údaje boli cez merací záznamník HBM Quantum X MX 840 A prenesené do personálneho počítača a prostredníctvom meracieho softvéru HBM Catman Easy prevedené do súboru MS Excel v ktorom boli aj následne spracované. Rýchlosť pohybu vlečeného kolesa pritom bola  $0,1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ .

Zo získaných výsledkov merania valivých odporov sledovanej pneumatiky je na obr.2 znázornená závislosť valivého odporu na tlaku hustenia pre betónovú podložku. Na obr.3 je uvedená závislosť valivého odporu sledovanej pneumatiky na zvislom zaťažení pre betónovú podložku.

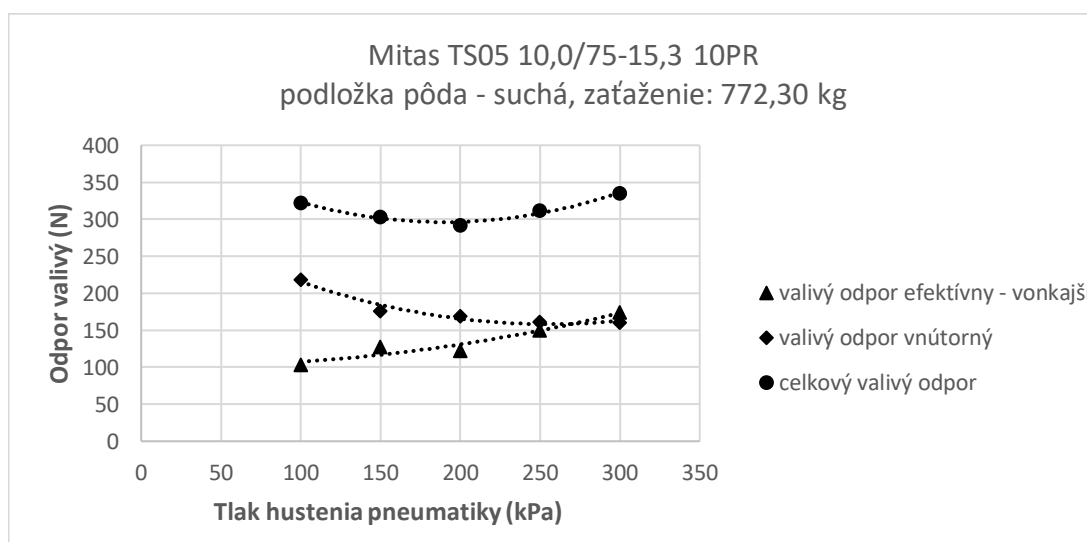


**Obrázok 2:** Závislosť valivého odporu sledovanej pneumatiky na tlaku hustenia, podložka – betón

Z meraní vykonaných na pôde je na obr.4 uvedená závislosť priebehov valivých odporov na tlakoch hustenia pneumatiky pre vertikálne zaťaženia 772,30 kg a na obr.5 závislosť priebehov súčiniteľov valivých odporov na tlakoch hustenia pneumatiky pre rovnakú hladinu vertikálneho zaťaženia pneumatiky.



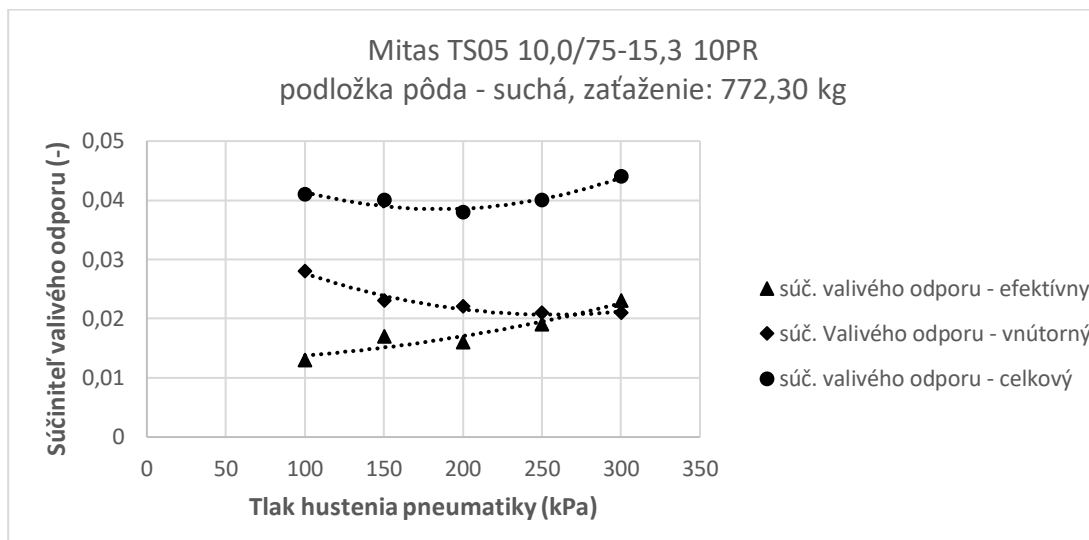
**Obrázok 3:** Závislosť valivého odporu sledovanej pneumatiky na vertikálnom zaťažení, podložka - betón



**Obrázok 4:** Závislosť jednotlivých zložiek celkového odporu valivého na tlaku hustenia pneumatiky získaná meraním na pôde pri vertikálnom zaťažení 772,30 kg.

## 4. DISKUSIA

Obrázok 2 znázorňuje závislosť medzi tlakom hustenia pneumatiky a dosahovaným valivým odporom na betónovom povrchu. Zo závislosti vidieť, že s narastajúcim tlakom hustenia postupne hodnota valivého odporu klesá a to pri všetkých zaťažovacích hladinách. Príčinou tohto stavu je fakt, že s narastajúcim vnútorným tlakom v pneumatike dochádza k menšej deformácii plášťa pneumatiky a tým aj k zníženiu vnútorných – trecích strát (Arghir & Leu, 2013; Carvalheira, 2012). Samozrejme čím vyššia je hladina vertikálneho zaťaženia pneumatiky, tým vyššia hodnota valivého odporu sa dosahuje v dôsledku väčších deformácií plášťa pneumatiky, ale celkovo možno povedať, že zvyšujúci sa tlak v pneumatike na pevnom – betónovom povrchu vedie k znižovaniu valivého odporu pneumatiky.



**Obrázok 5:** Závislosť jednotlivých zložiek celkového súčiniteľa odporu valivého na tlaku hustenia pneumatiky získaná meraním na pôde pri vertikálnom zaťažení 772,30 kg.

K podobným záverom dospejeme aj ak sa pozrieme na obrázok 3. Ten predstavuje závislosť valivého odporu pneumatiky na vertikálnom zaťažení pneumatiky. Tu tiež pozorujeme, že zvyšujúce sa zaťaženie kola jednoznačne zvyšuje hodnotu odporu valivého. Na druhej strane v závislosti je pozorovateľné jeho postupné znižovanie s narastajúcim tlakom hustenia pneumatiky (Rebati & Loghavi, 2006).

Z výsledkov získaných na pôde sú uvedené dve závislosti a to na obr.4 závislosť valivého odporu na tlaku hustenia pneumatiky získanú pri vertikálnom zaťažení pneumatiky 772,30 kg a na obr.5 závislosť súčiniteľa valivého odporu na tlaku hustenia pneumatiky pre tú istú vertikálnu záťaž. V uvedených grafoch sú vynesené tri krivky. Jedna znázorňuje priebeh vnútorného valivého odporu pneumatiky, druhá priebeh efektívnej hodnoty valivého odporu, ktorý súvisí s deformáciou pôdneho povrchu a tretia priebeh výslednej hodnoty valivého odporu pneumatiky.

Obidva vynesené priebehy v podstate vedú k nasledovným záverom. S narastajúcim tlakom hustenia pneumatiky klesá hodnota vnútornej zložky valivého odporu pneumatiky, čo súvisí so znižovaním deformácie plášťa a znížením vnútorných trecích odporov (Khot et al., 2007). Na druhej strane so zvyšujúcim sa tlakom hustenia pneumatiky stúpa hodnota vonkajšej zložky valivého odporu, čo je spôsobené zrejme so zvyšovaním strednej hodnoty kontaktného tlaku, zmenšovaním kontaktnej plochy a väčšou deformáciou pôdy pri danom vertikálnom zaťažení kola (Coutermarsh, 2007). Zaujímavý priebeh však má hodnota celkového odporu valivého, ktorá podľa uvedených grafických závislostí dosahuje minimum pri tlaku hustenia okolo 200 kPa. Treba však v tejto súvislosti uviesť, že dané grafické závislosti boli vypracované na základe malého počtu meraní, čo môže do určitej miery výsledok merania skresliť. Podobné výsledky boli získané aj v prípade ostatných hladín vertikálneho zaťaženia sledovanej pneumatiky.



## 5. ZÁVER

Dodržiavať správny tlak hustenia pneumatík má svoj význam a to nielen z hľadiska zníženia spotreby palív mobilných energetických prostriedkov ale aj z hľadiska dodržania optimálnej životnosti samotných pneumatík. Správnou voľbou tlaku hustenia pneumatík môžeme na pôde dosiahnuť nielen optimálnych hodnôt odporových síl pri jazde mechanizačného prostriedku ale ovplyvňovať aj veľkosť preklzu hnacích kolies a znižovať nežiadúci tlak na pôdu, ktorý sa prejavuje predovšetkým v nežiadúcom nadmernom zhutňovaní pôdneho profilu.

Experimentálne merania boli realizované na takmer vysušenej pôde, pričom pôdny materiál bol sypký. Ako ukazujú prednesené výsledky realizovaných meraní, aj na takomto pôdnom materiáli môžeme nájsť optimálnu hranicu hustenia pneumatík z hľadiska minimalizácie valivých odporov. Do budúcnosti budeme chcieť pôdu vlhčiť a hľadať optimálne hodnoty valivých odporov pneumatík za týchto podmienok. Ako však ukázali posledné merania narážame tu na problém dostatočnej homogenity pôdnej hmoty a rovnomerného rozloženia vlhkosti v nej. Toto je podstatná otázka, ktorú budeme musieť do budúcnosti riešiť, pretože významne ovplyvňuje opakovateľnosť realizovaných meraní a ich celkovú vypovedaciu hodnotu. Zatiaľ bola kultivácia pôdy po predchádzajúcom meraní vždy realizovaná ručne prekopením pôdneho materiálu. Toto riešenie je však fyzicky namáhavé a zdĺhavé, pričom nezaručuje dostatočnú presnosť opakovaných meraní. Do budúcnosti preto plánujeme pôdny kanál vybaviť systémom strojovej kultivácie pôdy a zariadenie prípadne predĺžiť, nakoľko sa nám na základe doposiaľ realizovaných meraní ukazuje jeho doterajšia dĺžka príliš krátka.

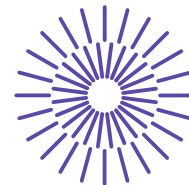
## LITERATÚRA

- [1] ARGHIR, M., LEU, A.I.V. *Study of rolling resistance mechanism*. In : Acta Technica Napocensis, vol.56, No.3, 2013, p.443-448. ISSN 1221-6542
- [2] CALEK, M., SCHWANGHART, H. *Vplyv nahustenia pneumatík na hnacie sily a na sily odporu valenia*. In : Acta technologica agriculturae, 1998, No.2, pp.40-44. ISSN 1338-5267
- [3] CARVALHEIRA, P.F.V. *An experimental method to measure the tire rolling resistance coefficient of an ultra – efficient vehicle*. In : 15<sup>th</sup> International Conference on Experimental Mechanics, 22. – 27. July 2012, Porto Portugal, p.1-10.
- [4] COUTERMARSH, B. *Velocity effect of vehicle rolling resistance in sand*. In : Journal of Terramechanics, Oct. 2007, vol.44, No.4, pp.275-291. ISSN 0022-4898
- [5] DING, L., GAO, H., DENG, Z., NAGATANI, K., YOSHIDA, K. *Experimental study and analysis on driving wheels performance for planetary exploration rovers moving in deformable soil*. In : Journal of Terramechanics, Feb. 2011, vol.48, No.1, pp.27-45. ISSN 0022-4898
- [6] HELEXA, M. *Monitoring the impact of tyre inflation pressure on tensile properties of forest tractors*. In : Research in Agricultural Engineering, Vol.60, 2014, No.4, p.127-133. ISSN 1212-9151

- [7] HELEXA, M., KOVÁČ, J. *Výskum ťahových vlastností špeciálnych lesníckych kolesových ťahačov*. Monografia. Zvolen : Vydavateľstvo TU, 2019, 121p. ISBN 978-80-228-3185-7
- [8] HETHERINGTON, J.G. *Tracked vehicle operations on sand – investigations at model scale*. In : Journal of Terramechanics, Jan. 2005, vol.42, No.1, pp.65-70. ISSN 0022-4898
- [9] KHOT, L.R., SALOKHE, V.M., NAKASHIMA, J., NAKASHIMA, H. *Experimental validation of distinct element simulation for dynamic wheel-soil interaction*. In : Journal of Terramechanics, dec. 2007, vol.44, No.6, p.429-437. ISSN 0022-4898
- [10] MEIRION-GRIFFITH, G., SPENKO, M. *A modified pressure-sinkage model for small, rigid wheels on deformable terrains*. In : Journal of Terramechanics, Apr. 2011, vol.48., No.2, pp.149-155. ISSN 0022-4898
- [11] NAKASHIMA, H., FUJII, H., OIDA, A., MOMOZU, M., KANAMORI, H., AOKI, S., YOKOYAMA, T., SHIMIZU, H., MIYASAKA, J., OHDOI, K. *Discrete element method analysis of single wheel performance for a small lunar rover on sloped terrain*. In : Journal of Terramechanics, Oct. 2010, vol.47, No.5, p.307-321. ISSN 0022-4898
- [12] REBATI, J., LOGHAVI, M. *Investigation and evaluation of rolling prediction models for pneumatic tire of agricultural vehicles*. In : Iran Agricultural Research, vol.25, No.1, 2006, p.77-87. ISSN 1013-9885
- [13] SHIBLY, H., LAGNEMMA, K., DUBOWSKY, S. *An equivalent soil mechanics formulation for rigid wheels in deformable terrain, with application to planetary exploration rovers*. In : Journal of Terramechanics, Jan. 2005, vol.42, No.1, pp.1-13. ISSN 0022-4898
- [14] SKONIECZNY, K., MORELAND, S., CREAGER, C., WETTERGREEN, D. *Novel experimental technique for visualizing and analyzing robot-soil interactions*. In : Earth and Space Science, 2012, apr. 2012, pp.495-504. ISSN 2333-5084
- [15] TARYMA, S. 2007. *Opór toczenia opon samochodowych*. Gdańsk: Polytechnica Gdańska, 2007, 169p. ISBN 978-83-7348-179-4
- [16] TIWARI, V.K., PANDEY, K.P., SHARMA, A.K. *Development of a tyre traction testing facility*. In : Journal of terramechanics, Oct. 2009, vol.46, No.5, pp.293-298. ISSN 0022-4898

## POĎAKOVANIE

Túto prácu podporila Vedecká grantová agentúra Ministerstva školstva, vedy, výskumu a športu SR a SAV projektom VEGA 1/0364/21 „Výskum pracovných mechanizmov lesníckych strojov s ohľadom na nové konštrukčné parametre a pracovné princípy“



## 48. mezinárodní konference kateder dopravních, manipulačních, stavebních a zemědělských strojů

září 14.- 16., 2022 – osada Jizerka, Česká republika

Technická univerzita v Liberci

Fakulta strojní, Katedra vozidel a motorů

---

# JEDNONÁPRAVOVÝ OTOČNÝ PODVOZEK PRO REGIONÁLNÍ ŽELEZNIČNÍ VOZIDLA

Petr Heller<sup>1</sup>, Jan Beno<sup>2</sup>, Jozef Bartko<sup>3</sup>, Jakub Seidl<sup>4</sup>

### **Abstract**

*Vývoj jednonápravového otočného podvozku pro regionální železniční vozidla. Simulační výpočty jízdních vlastností vozidla s těmito podvozky.*

## 1. ÚVOD

Dvounápravová železniční vozidla pro regionální dopravu nejsou v centru pozornosti. Motorové vozy řady 810 jsou sice více než 40 let staré, po modernizaci vzniklá vozidla Regionova dosud slouží. Až doslouží, budoucnost není jasná. Jedna z možností je zavírání regionálních tratí, jiná možnost je provozovat čtyřnápravová vozidla. Tato vozidla mají zbytečně velkou přepravní kapacitu. V tomto příspěvku se zabýváme otočným jednonápravovým podvozkem pro dvounápravové regionální vozidlo, které by mělo lepší jízdní vlastnosti, než mají současné Regionovy.

---

<sup>1</sup> Petr Heller, ZČU v Plzni, FS, Univerzitní 8, 301 00 Plzeň, [pheller@kks.zcu.cz](mailto:pheller@kks.zcu.cz)

<sup>2</sup> Jan Beno, ZČU v Plzni, FS, Univerzitní 8, 301 00 Plzeň, [beno.jan@rti.zcu.cz](mailto:beno.jan@rti.zcu.cz)

<sup>3</sup> Jozef Bartko, ZČU v Plzni, FS, Univerzitní 8, 301 00 Plzeň, [bartko@rti.zcu.cz](mailto:bartko@rti.zcu.cz)

<sup>4</sup> Jakub Seidl, ČVUT v Praze, FS, Technická 4, 160 00 Praha, [jakub.seidl@fs.cvut.cz](mailto:jakub.seidl@fs.cvut.cz)

## 2. PŘEHLED DVOUNÁPRAVOVÝCH MOTOROVÝCH VOZIDEL A JEDNONÁPRAVOVÝCH PODVOZKŮ

Dvounápravová vozidla s jednonápravovými podvozky mají svoji tradici nejen u ČSD, nyní ČD a ŽSR, ale také u PKP (polské železnice) a MAV (maďarské železnice). V menší míře i v Německu a ve Francii.

### 2.1 Motorový vůz ř. 810, Regionova a Bzmot (Vagonka Studenka)

Z hlediska podvozku jsou tyto motorové vozy téměř shodné. Z pohledu tohoto článku rozdíly v podvozcích nejsou významné. Bývalé ČSD měly v provozu asi 600 vozů, maďarské železnice MAV 200. Všechny byly vyrobeny ve Vagonce Studénka, Regionovy v Pars Šumperk.



Obr. 1: Motorový vůz řady 810



Obr. 2: Regionova řada 814



Obr. 3: Motorový vůz Bzmot maďarských drah MAV

Uvedené motorové vozy jsou všeobecně známé, proto je nebudeme šířeji představovat.

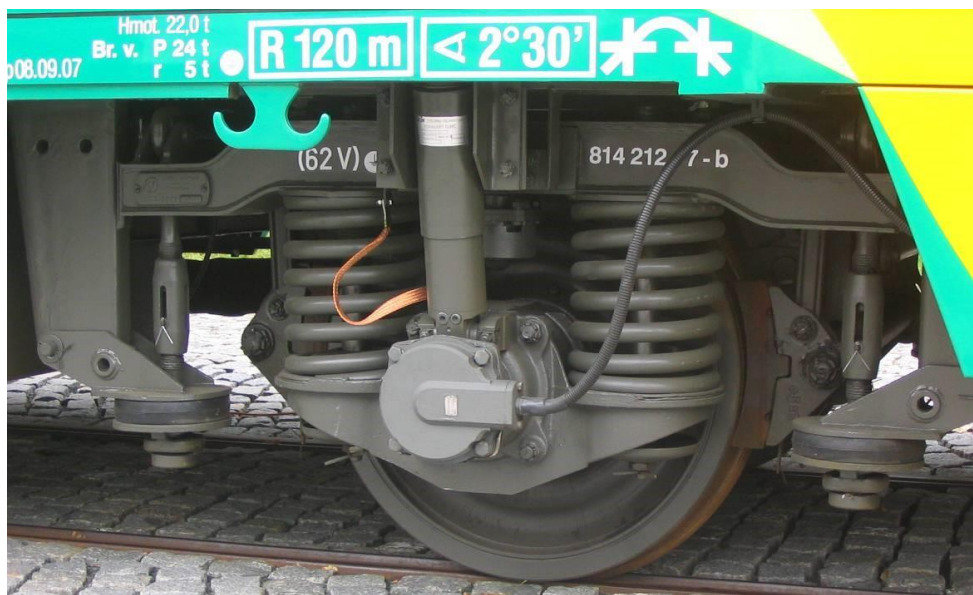
Několik technických parametrů:

Délka přes nárazníky	13 970 mm
Rozvor	8 000 mm
Šířka skříně	3 003 mm

Maximální rychlost	80 km/h
Hmotnost prázdného vozu	20 t
Počet sedadel	55

Motorový vůz má jen vysokou podlahu. Teprve po rekonstrukci na Regionovu má v řídicím voze nízkou podlahu.

Jednonápravový podvozek těchto vozů je na následujícím obrázku 4. Vedení dvojkolí a primární vypuštění je provedeno vodícími trny, šroubovitými pružinami a svislými tlumiči. Sekundární vypružení tvoří pouze závěsky mezi rámem podvozku a skříní. Závěsky umožňují částečně natáčení dvojkolí v oblouku.



*Obr. 4: Jednonápravový podvozek motorového vozu řady 810, Regionova a Bzmot*

## 2.2 Motorový vůz REGIO TRAMP SA 105 (ZNTK Poznaň)



*Obr. 5: Motorový vůz REGIO TRAMP SA 105 polských železnic*

Hlavní parametry tohoto motorového vozu jsou:

Délka vozu přes nárazníky 17 000 mm

Rozvor 9 000 mm

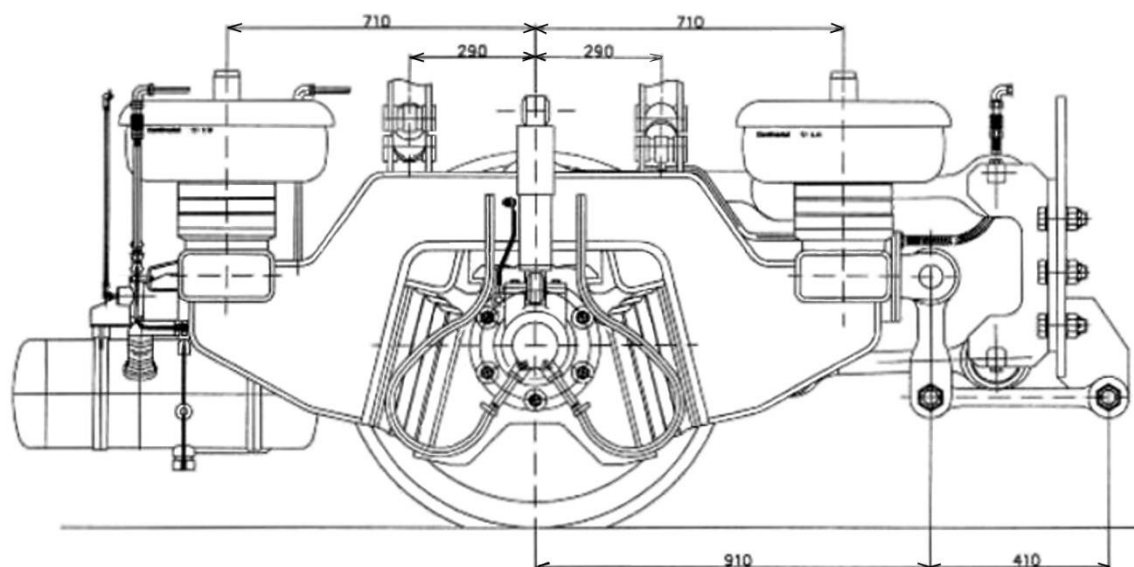
Šířka 2 900 mm

Maximální rychlost 100 km/h

Hmotnost prázdného vozu 24 t

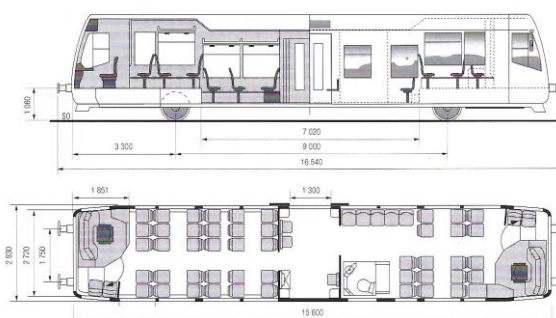
Vozidlo má mezi podvozky sníženou podlahu.

Tento motorový vůz má podvozek podle následujícího obrázku 6. Vyplývá z něj, že vedební dvojkolí a vypružení tvoří silentbloky meggi, sekundární vypružení 4 vzduchové pružiny. Jeden podvozek je trakční (hnací), druhý běžný



*Obr. 6: Jednonápravový podvozek 213M vozu REGIO TRAMP*

## 2.3 Motorový vůz LVT/S (DWA později Bombardier)



*Obr. 7: Motorový vůz LVT/S*

Motorový vůz se dvěma jednonápravovými podvozky, z nichž jeden je hnací.

Několik základních parametrů:

Délka vozu přes nárazníky 16 540 mm

Rozvor 9 000 mm

Výška podlahy od TK v nástupním prostoru 550 mm

Maximální rychlost	100 km/h
Hmotnost prázdného vozu	25,4 t
Počet sedadel	59

Konstrukci jednonápravového podvozku se nepodařilo zjistit.

## 2.4 Motorový vůz SN81-001 (Kolzam)



*Obr. 8: Motorový vůz SN 81-001*

Tento motorový vůz je zřejmě dvoučlánkový, podobně jako Rgionova.

Některé technické parametry:

Délka motorového vozu přes nárazníky	16 500 mm
Šířka	2 600 mm
Hmotnost prázdného vozu	23,2 t
Maximální rychlost	90 km/h
Počet sedadel	48 až 54

Konstrukci podvozku se nepodařilo zjistit.

## 2.5 Motorová jednotka CORADIA Lirex (Alstom)



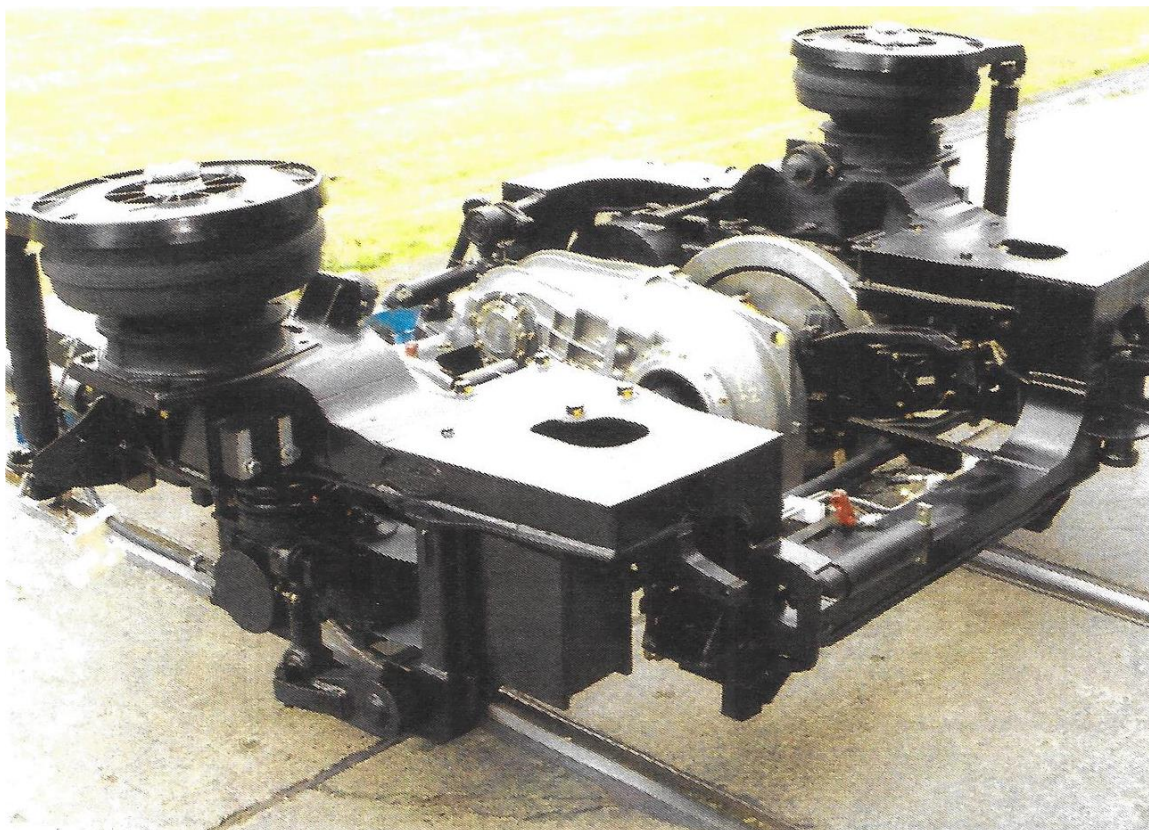
*Obr. 9: Motorová jednotka CORADIA Lirex*

Regionální jednotka atraktivního vzhledu je šestivozová, tvoří ji dvě technické třívozové jednotky se 4 jednonápravovými podvozky, z nichž 3 jsou hnací.

Některé technické parametry:

Délka jednotky	68 400 mm
Šířka	3 042 mm
Maximální rychlost	160 km/h
Hmotnost prázdné jednotky	160 t
Výška od TK v nástupním prostoru	550 mm

Jednonápravový podvozek této jednotky je na následujícím obrázku 10. Z něj lze vyčíst pouze sekundární vypružení vzduchovými mněchy.



*Obr. 10: Jednonápravový podvozek jednotky CORADIA Lirex*

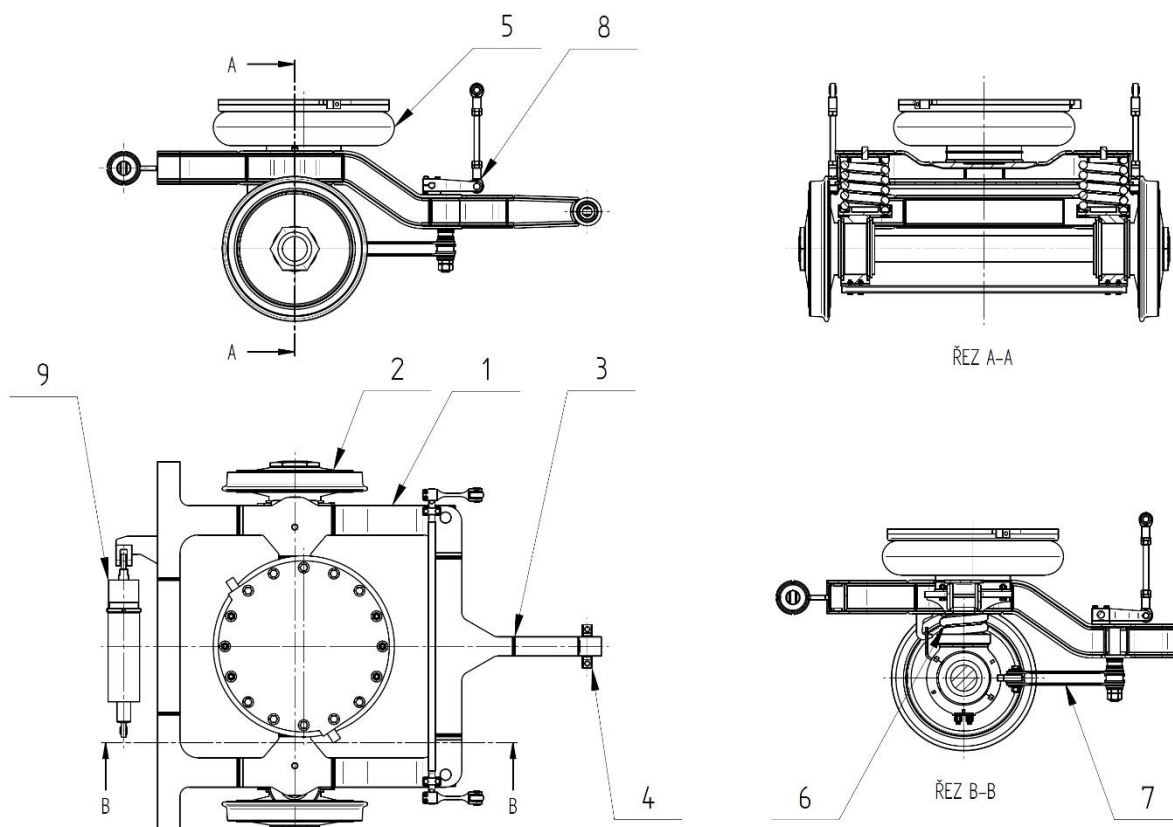


## 2.6 Jednonápravový otočný podvozek pro regionální železniční vozidlo

V rámci programu GAMA 2 Technologické agentury ČR na ZČU jsme hledali řešení podvozku, který by měl příznivé vlastnosti pro jízdu na tratích s častými oblouky i na přímé trati. Výchozí parametry vozidla byly převzaty z řídicího vozu Regionovy s hmotností 12 t na nápravu.

### 2.6.1 Koncepce podvozku

Koncepce podvozku je v několika směrech specifická. Na rozdíl od předchozích podvozků (obr. 4 a 6) má vnitřní rám (1), který je hmotnostně úspornější než rámy vnější. Vyžaduje také dvojkolí s vnitřními ložisky (2). S ohledem na omezené finanční prostředky bylo použito dvojkolí z tramvaje K2, které má vnitřní ložiska a bylo možné je upravit na podmínky tohoto podvozku. Z rámu vystupuje oj (3), na jejímž konci je oko se silentbloomem (4). Přes silentbloom je rám připojen ke spodku vozidla. V tomto případě je připojen ke sloupku zkušební stolice, který je vidět na obr. 13 vlevo. Svislé síly se přenášejí přes vzduchovou pružinu (5). Podélné a příčné síly se přenášejí přes zmíněný silentbloom (4), příčné síly také deformací vzduchové pružiny (5) a přes vratný mechanismus (9).



**Obr. 11:** Náčrt jednonápravového otočného podvozku (oj je orientovaná do středu vozidla)

- Primární vypružení a vedení dvojkolí.

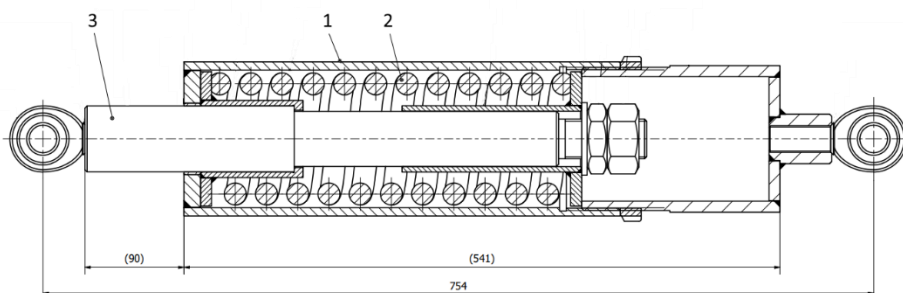
Primární vypružení je provedeno šroubovitými pružinami (6) a vedení dvojkolí je tvořeno dvěma páry plochých kompozitních pasů (7). Pro skutečný podvozek by bylo potřeba svislé tlumiče. Vzhledem k omezeným financím na funkčním vzorku tlumiče nejsou.

- Sekundární vypružení

Sekundární vypružení je tvořeno pouze jednou vzduchovou pružinou (5) obr. 11, která je umístěna v podélné ose podvozku. Poloha vzduchové pružiny bude předmětem zkoumání. V tomto případě na náčrtu obr. 11 není nad dvojkolím, ale je posunuta směrem k oji. Vzduchový měch je z úsporných důvodů z elektrické jednotky 471. Důležitou stavební strukturou je torzní stabilizátor (8), který je oběma konci připojen ke spodku vozu, v tomto případě k vodorovné části zkušební stolice, které je vidět na obr. 13 vlevo. Stabilizátor udržuje téměř vodorovnou polohu spodku vozidla, v tomto případě vodorovnou polohu vodorovné části zkušební stolice. Chování na vzestupnici bude předmětem dalšího výzkumu.

- Vratný mechanismus

Čelník rámu podvozku naproti oji je vybaven vratným mechanismem (9) v obr. 11. Samotný vratný mechanismus je na obr. 12. Skládá se z těla (1), tlačné šroubovitě pružiny (2) a táhla (3). Mechanismus je jedním koncem zakotven na čelníku rámu podvozku (1) obr. 13 v parvo a druhým koncem na spodku vozu, v případě tohoto



**Obr. 12:** *Vratný mechanismus*

funkčního vzorku na vodorovné části zkušební stolice obr. 13. Jeho úkolem je vrátit podvozek po projetí oblouku do souosé polohy s rámem.

- Ostatní stavební struktury

Jsme si vědomi, že na tomto funkčním vzorku schází tlumiče v primárním i sekundárním vypružení, příčný tlumič a kotoučová brzda. Pro případ realizace skutečného podvozku je rám podvozku připraven na vestavbu tlumičů i kotoučové brzdy.

## 2.6.2 Funkční vzorek

Funkční vzorek byl zkonstruován na Západočeské univerzitě v Plzni, pracoviště RTI, výroba proběhla v Krnovských opravárnách a strojírnách s.r.o. v Krnově. Dokumentace odpovídá současným evropským normám.



*Obr. 13: Pohled na funkční vzorek jednonápravového podvozku, vlevo pohled ze strany oje, vpravo pohled ze strany vratného mechanismu*

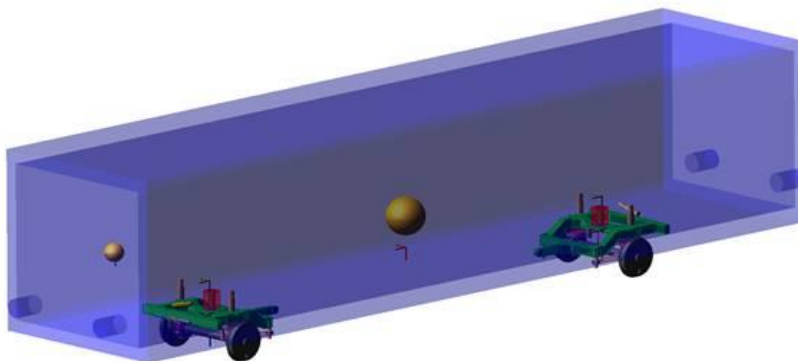
Hmotnost funkčního vzorku podvozku je 1170 kg, podvozek však nemá brzdové jednotky, tlumiče a pouze tramvajové dvojkolí. Po připočtení těchto stavebních struktur by byla hmotnost asi 1600 kg. Hmotnost podvozku Regionovy je 2140 kg, tedy úspora přes 500 kg.

### **2.6.3 Simulační výpočty a analýzy**

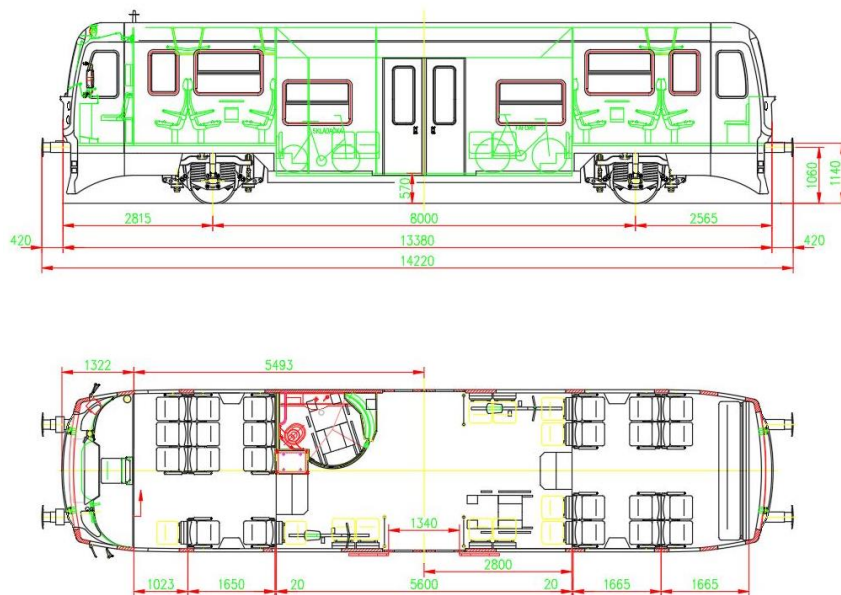
Kromě pevnostního výpočtu rámu podvozku MKP byly provedeny simulace jízdy na MBS modelu.

MBS model vozu byl vytvořen v programu Adams VI-Rail tak, aby svými rozměry a hmotností odpovídal řídicímu vozu Regionovy s vloženými našimi podvozky. MBS model je znázorněn na obr. 14 a uvažovaný typový výkres na obr. 15.

Výpočty byly prováděny pro různé stavy ložení od cestujících. Při výpočtech byly uvažovány následující parametry zatížení od cestujících: hmotnost strojvůdce 80 kg, hmotnost cestujících 70 kg, 23 pevných míst k sezení a 16,76 m<sup>2</sup> plochy pro stání cestujících. Při výpočtech byly uvažovány tři stavy ložení vozu: prázdný (plně vyzbrojený vůz se strojvůdcem), provozně obsazený (vůz v ložení prázdný + všechna sedadla obsazená + 2 osoby/m<sup>2</sup> plochy pro stání) a mimořádně obsazený (vůz v ložení prázdný + všechna sedadla obsazená + 5 osob/m<sup>2</sup> plochy pro stání). Hmotnosti vozu pro jednotlivé stavy ložení jsou uvedeny v tabulce 1.



*Obr. 14: Výpočtový MBS model vozidla (rozměry podle řídicího vozu Regionovy)*



*Obr.15: Typový výkres řídicího vozu Regionovy 914 (Z prospektu firmy Pars) pro účely výpočtu*


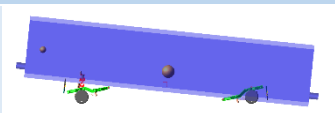


*Tabulka 1: Hmotnost vozu pro jednotlivé stavy ložení*

Stav ložení	Hmotnost skříně [kg]	Hmotnost obou podvozků [kg]	Hmotnost řidiče [kg]	Hmotnost cestujících [kg]	Celková hmotnost [kg]
Prázdný	13 800	2 200	80	0	16 080
Provozně obsazený	13 800	2 200	80	3 990	20 070
Mimořádně obsazený	13 800	2 200	80	7 490	23 570

#### 2.6.4 Modální analýza

Při výpočtu modální analýzy jsme v MBS modelu uvažovali svislé tlumiče v primárním a sekundárním stupni vypružení. Příčný tlumič v sekundárním stupni vypružení nebyl uvažován.

**Tabulka 2: Výsledky modální analýzy vozidla**

Tvar kmitu	Ložení	f [Hz]	D [%]	Vizualizace vlastního tvaru kmitu
Kolébání	Prázdný	0.84	13.4	
	Provozně obsazený	0.77	12.7	
	Mimořádně obsazený	0.72	12.3	
Kývání	Prázdný	1.19	46.7	
	Provozně obsazený	1.16	38.7	
	Mimořádně obsazený	1.15	60.1	
Houpání	Prázdný	1.75	29.5	
	Provozně obsazený	1.46	27.7	
	Mimořádně obsazený	2.03	36.1	
Vrtění	Prázdný	1.89	0.1	
	Provozně obsazený	1.74	0.1	
	Mimořádně obsazený	1.67	0.1	
Naklápění	Prázdný	3.58	2.4	

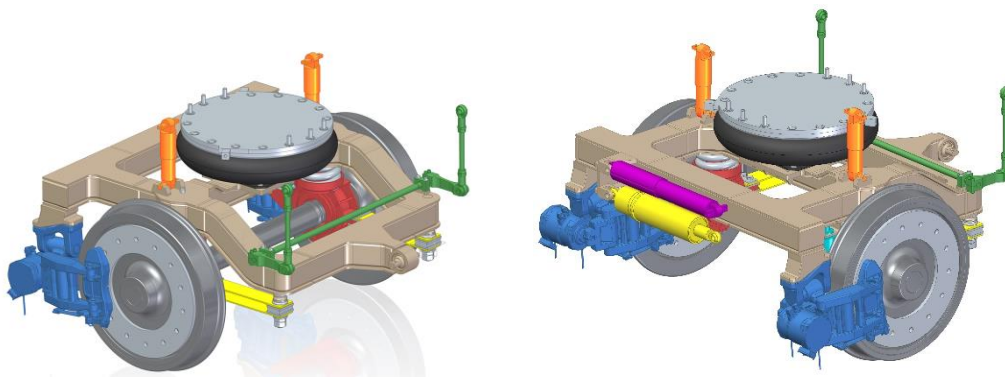
Výsledné hodnoty frekvencí hlavních tvarů kmitů vozu dosahují dobrých hodnot. Z důvodu absence příčných tlumičů v sekundárním vypružení je prakticky nulový útlum vrtění vozu (rotace kolem svislé osy). Návrh vypružení byl shledán vyhovující z pohledu vlastních frekvencí kmitavých pohybů vozu.

### 2.6.5 Další simulační výpočty

S ohledem na daný prostor je pouze vyjmenujeme. Bezpečnost proti vykolejení při jízdě na zborcené koleji. Analýza stability jízdy na přímé koleji. Analýza jízdní bezpečnosti v přímé koleji a ve směrových obloucích. Vše podle normy ČSN EN 14363.

### 2.7 Závěr

Konstrukční práce a simulační výpočty prováděli studenti a doktorandi ZČU a ČVUT. Výsledky simulačních výpočtů naznačují, že vozidlo s tímto podvozkem, který by měl tlumiče obr. 16, by mělo dobré jízdní vlastnosti pro jízdu na regionálních tratích s častými oblouky.



*Obr.16: Jednonápravový otočný podvozek s kotoučovou brzdou, přední a zadní pohled (oj je orientovaná směrem do osy vozu)*

Dobře by projíždělo oblouky, snížilo by se opotřebení kol i kolejnic, snížily by se hlukové emise.

Vozidlo s těmito podvozkxy by mohlo vypadat podle studie Mgr. Petra Pelikána na obr. 17



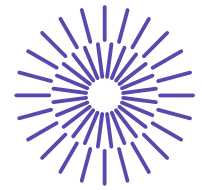
*Obr.17: Studie dvounápravového motorového vozu s otočnými podvozky (Mgr.Pelikán)*

## REFERENCE

[1] HELLER P., BENO J., BARTKO J., *Jednonápravový otočný podvozek pro kolejová vozidla*, patent 309129, 6.1.2022

## PODĚKOVÁNÍ

Tento článek byl podpořen programem GAMA 2 Podpora komerčních příležitostí, Technologické agentury ČR.



## 48. mezinárodní konference kateder dopravních, manipulačních, stavebních a zemědělských strojů

září 14.- 16., 2022 – osada Jizerka, Česká republika

Technická univerzita v Liberci

Fakulta strojní, Katedra vozidel a motorů

---

# ADDITION OF CLUTCH TO GEARBOX TEST BENCH

Michal Jasný<sup>1</sup>, Jiří Pakosta<sup>2</sup>

### **Abstract**

*The gearbox test bench was expanded with a clutch, flywheel, and a mass simulating the engine's moment of inertia. The clutch is controlled electro-hydraulically by the control program and it is possible to precisely set the engagement level during gearshift. The goal is to optimize clutch control during gearshift of a dog clutch with external synchronization to minimize torque gap and keep driving comfort. The test bench measures vibrations, torque oscillations, and other parameters during the gearshift. The following input parameters can be set: mismatch speed at the gearshift clutch, RPMs, shifting force, and clutch engagement level.*

## 1. INTRODUCTION

The gearbox test bench is an automated test bench designed for lifetime tests of mechanical gearboxes of passenger cars, especially the gearshift mechanisms. These tests can be carried out in fully automated mode using a LabVIEW control program. The test bench measures and saves various important parameters during gearshifts. The first author of this paper analyzes the possibilities of replacing synchromesh units

---

<sup>1</sup> Ing. Michal Jasný, Czech Technical University in Prague, Department of Automotive, Combustion Engine and Railway Engineering, Technická 4, 160 00 Prague 6, Michal.Jasny@fs.cvut.cz

<sup>2</sup> Ing. Jiří Pakosta, Ph.D., Czech Technical University in Prague, Department of Automotive, Combustion Engine and Railway Engineering, Technická 4, 160 00 Prague 6, Jiri.Pakosta@fs.cvut.cz

with dog clutches with external synchronization in the gearbox to utilize the electric motor of hybrid/electric cars. Adding the friction clutch with flywheel to the input shaft of the gearbox and implementing it into the LabVIEW control program extends the possible gearshift scenarios which can be examined on the test bench.

## 2. INITIAL STATE

The initial layout of the test bench can be seen in Figure 1. The tested parallel shaft gearbox with welded differential is connected to the large inertia disc using a standard CV joint. The disc has an inertial moment of  $14 \text{ kgm}^2$  and represents the kinetic energy of a moving vehicle. Torque is measured using an HBM torque transducer placed between the CV joint and the inertia disc. The RPMs of the disc are controlled by the output asynchronous motor via belt drive. RPMs of both components are measured. Gearshifts are carried out using a pneumatic gearshift robot. The robot is connected to the internal gearshift mechanism of the gearbox using a standard gearshift linkage. The input pressure is controlled by the proportional pressure valve and is correlated with a different maximum gearshift force. Gearshift displacement and force are measured in real time by the robot. This eliminates the need to place these sensors into the gearbox, and the tested gearboxes or gearshift mechanisms can be easily changed.

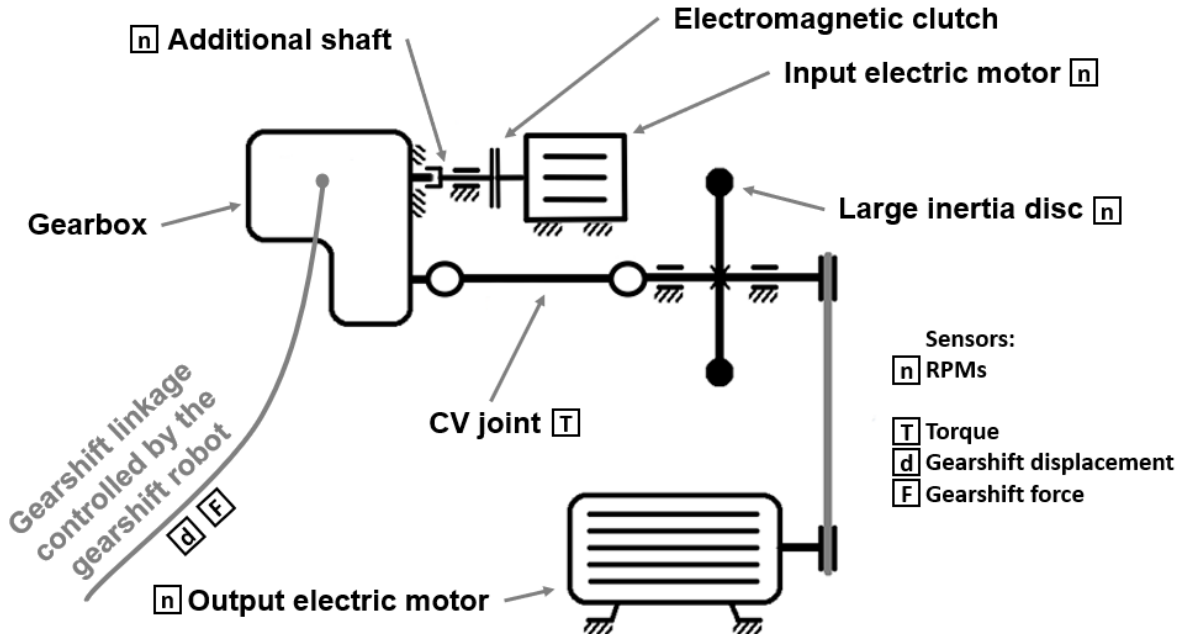


Figure 1: Initial gearbox test bench setup

The input shaft of the gearbox was connected to an additional shaft through splines. This additional shaft included a small inertia disc representing the inertia moment of the friction plate of the clutch and was also equipped with an RPM sensor. The electromagnetic clutch can connect a small input electric motor to the input shaft. This means that the input shaft RPMs can be precisely set before the gearshift when no gear is engaged in the gearbox. Therefore, the mismatch speed at the tested gearshift mechanism can be controlled. This allows a deeper examination of gearshift behaviour in addition to lifetime tests. Further details of the bench can be found in [1] and papers [2] and [3].



### 3. DESIGN UPDATE

The updated final layout of the test bench can be seen in Figure 2. The branch of the output shaft remains unchanged. In the input branch, the additional shaft was heavily modified. It can now be coupled to the input shaft of the gearbox using a standard dry single plate friction clutch and flywheel. An additional small inertia disc was added to reflect the inertia moment of all the components connected to the flywheel (mainly the combustion engine with its accessories). It is easy to change the disc for a different one that is tailored to a specific powertrain. The friction clutch engagement is controlled electrohydraulically. An electric pump generates pressure in the brake fluid, which is then carried through a standard hydraulic linkage to the piston placed on the gearbox. This piston operates the clutch through a standard actuation system.

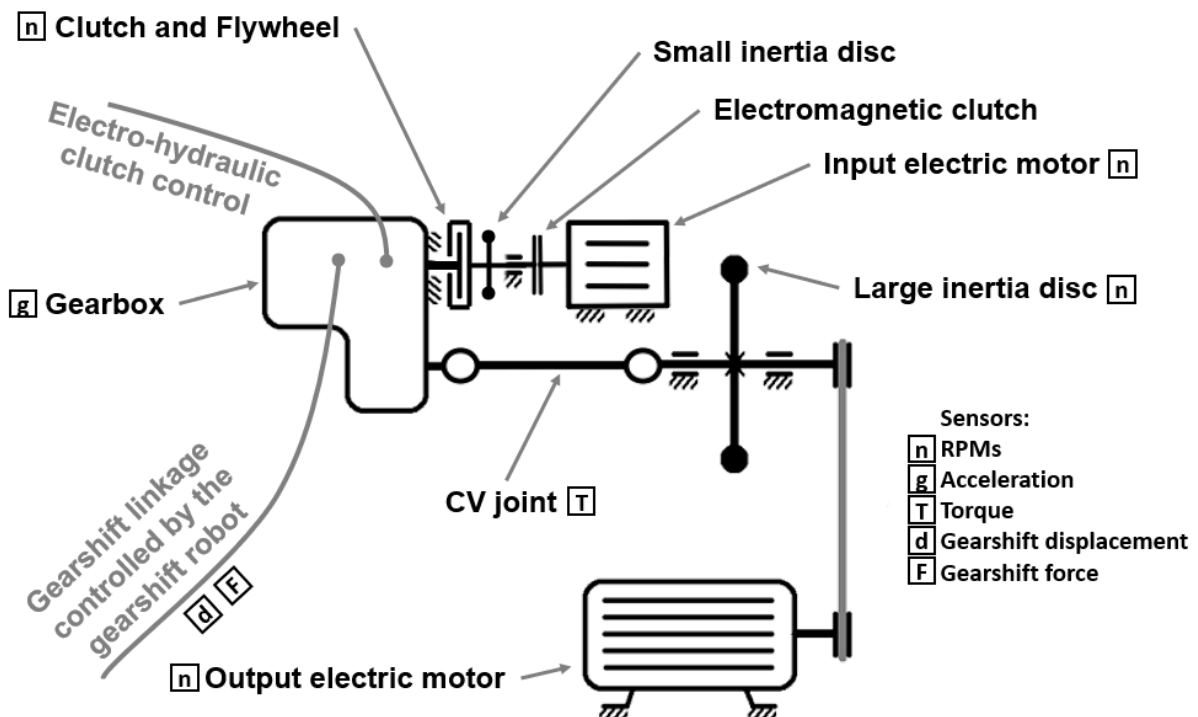


Figure 2: Final gearbox test bench setup

The RPMs of the flywheel are measured. This is also necessary for correct engagement of the electromagnetic clutch with minimal mismatch speed to prevent excessive wear. An accelerometer was placed on the gearbox housing to examine the effects of all gearshift input parameters on the NVH during gearshift. The updated test bench brings improvement to the gearshift measurement even when the friction clutch is completely disengaged, and the modified input branch is therefore not affecting the gearshift at all – the connection between the additional and input shaft while now there is the friction plate of the clutch which moment of inertia is connected to the input shaft via torsional springs.

Furthermore, the effect of the various engagement levels of the friction clutch on the gearshift quality can be investigated. One of the powertrain layouts that can be simulated by the test bench is shown in Figure 3. External synchronization is secured by the cooperation of the internal combustion engine and the electric motor. The NVH and comfort of the gearshift depend on a number of variables (e.g., used gearshift

mechanism, mismatch speed, RPMs, shifted gear, gearshift force) and may possibly be improved by precise control of the clutch engagement level during gearshift. All of these variables can be examined using the test bench.

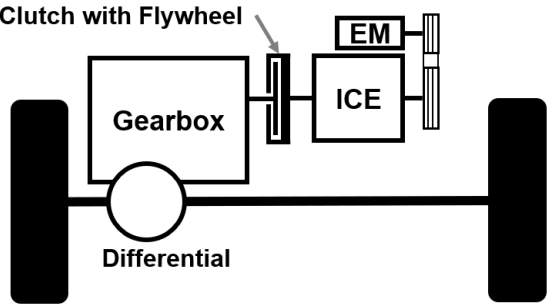


Figure 3: Simulated powertrain layout

### 4. GEARSHIFT AND MEASUREMENT

This chapter further describes the test bench control program and how gearshifts are performed, details about input variables, sensors, measurement, and data processing.

#### 4.1 Sensors and measurement

Vibrations are measured with the cubic triaxial CCLD Brüel & Kjaer 4524-B-001 accelerometer designed for automotive body and powertrain applications; [4]. The frequency range is 0.25 to 3000 Hz and adhesive mounting clips were used (see Figure 5). Three positions on the gearbox (see Figure 4) were chosen according to recommendations from [5], [6] and [7]. Positions 1 and 3 are near the shaft bearings, position 2 on the bottom cover of the internal gearshift rod. Since the maximum acquisition frequency of 51.2 kHz is used, post-processing of the data is necessary (see Chapter 4.4).

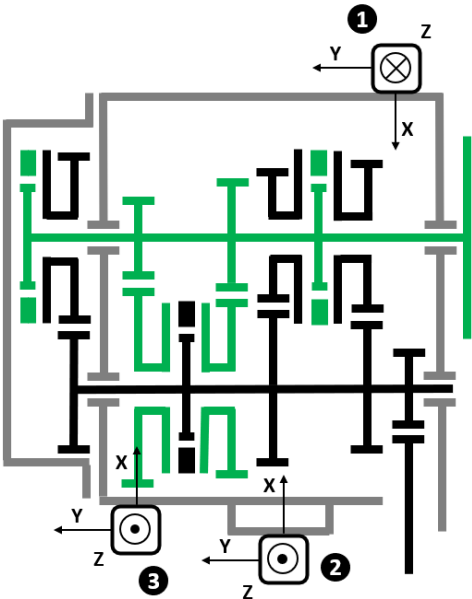


Figure 4: Accelerometer positions and orientation



Figure 5: Accelerometer in pos. 2

All other parameters marked in Figure 2 are measured at a 100 Hz frequency. Furthermore, temperature is measured at various places (gearbox oil, bearings near the large inertia disc, and the output electric motor) at 1 Hz to prevent damage due to overload and high temperature.

## 4.2 Input parameters

The following input parameters can be set by the user before each gearshift:

- Shifted gear
- RPMs of the input shaft [ $\text{min}^{-1}$ ]
- Mismatch speed [ $\text{min}^{-1}$ ]
- Air pressure in the pneumatic gearshift robot [bar]
- Friction clutch engagement level during gearshift [mm]

The mismatch speed is based on the RPMs of the input shaft. For gearshift mechanisms placed at the output shaft, the mismatch speed must be recalculated with respect to the gear ratio of the selected gear. The key to the friction clutch engagement phases can be seen in Figure 6. The displacement in [mm] is based on the pump movement. The range from 0 to 12 mm was used for the measurements since for any higher values the clutch remains fully open.

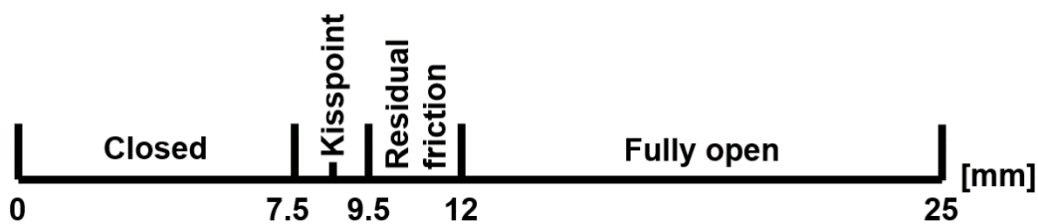


Figure 6: Friction clutch engagement phases

## 4.3 Control program and gearshift process

The gearshift process and data acquisition are automatized and performed by the control program. Each measured gearshift follows these steps:

- 0) The user selects the input variables and starts the gearshift process;
- 1) Selected input variables (RPMs, pressure) are set;
- 2) Data logging is initiated;
- 3) Selected friction clutch engagement level is set; electromagnetic clutch is disconnected (the input electric motor cannot affect the gearshift);
- 4) Selected gear is shifted, and the control program waits a few seconds;
- 5) Data logging is terminated;
- 6) Friction clutch slowly engages;
- 7) Neutral is shifted;
- 8) The electromagnetic clutch is engaged;

The test bench is back in the initial state after the last step and ready for another gearshift. The user can change the input variables and start another gearshift. For practical use, a cycle measurement interface is prepared. This requires a range of input variables that should change during the measurement (e.g., friction clutch engagement

level from 7.6 to 9.5 mm, 0.1 mm step) and the number of gearshifts for each combination of input parameters (e.g., 5 – to make an average from multiple measurements). In this case, the control program would perform 100 (= 20 x 5) gearshifts automatically in a sequence.

#### 4.4 Measured data processing

First, all the measured data for each gearshift are cut to include the same number of samples. This is especially important for the following vibration analysis. Also, some parts of the log which include only technical phases of the process that are not important for the gearshift are removed.

Three main characteristics are used to describe the gearshift quality for each combination of input parameters:

- Gearshift time [s]
- Torque oscillations [Nm]
- Vibrations (RMS) [g]

The gearshift time can be easily read from the gearshift displacement graph as a time between the neutral and fully engaged positions. The sum of torque oscillations can be calculated from the data measured by the torque transducer. Alternatively, the maximum torque can be read. As for vibrations, the resonance frequency of the used accelerometer is 9 kHz. Since the acquisition frequency 51.2 kHz is much larger, the recommended low pass filter set at 3 kHz is used for the measured data; [6]. The resultant of the 3 channels (X, Y, Z) is then calculated. The representation of vibrations by a root mean square (RMS) in the time domain was chosen for the first measurements.

$$RMS = \sqrt{\frac{\sum_{n=1}^N [A(n)]^2}{N}}; [8]$$

The final RMS of the gearshift is one value that makes the measurements easily comparable. Basically, RMS is the arithmetic mean of the squares of all measured values. All characteristics are obtained from the data using DIAdem scripts.

## 5. VERIFICATION MEASUREMENTS

Although the research focuses primarily on dog clutches, a standard gearbox with synchromesh units was used for verification measurements. This mainly prevents damage to valuable prototype dog clutch gearshift mechanisms and also generates reference data for comparison of the synchromesh unit and dog clutch.

Figure 7 and Figure 8 demonstrate the effect of the friction clutch on the gearshift and confirm its functionality. Both gearshifts were performed for the same input parameters except for the clutch engagement level: the upper one had the clutch opened, the lower one closed. With open clutch, we get the standard gearshift of a mechanical gearbox.

Figure 7 shows a very short synchronization phase due to such a relatively low mismatch speed, maximum torque at the start of the synchronization phase, two peaks of gearshift force – one when the synchronization starts and movement of the gearshift sleeve slows down, the second when the sleeve is engaged and cannot move any further. Vibration peaks correlate with force peaks. Figure 8 shows a very long synchronization phase due to the large moment of inertia on the input shaft that needs to be synchronized. The gearshift force and torque stay high throughout the synchronization phase. Two peaks in vibrations can still be seen, much further apart.



Figure 7: RPMs 1000 min<sup>-1</sup>; mism. speed 500 min<sup>-1</sup>; pressure 1 bar; clutch 12 mm (open)

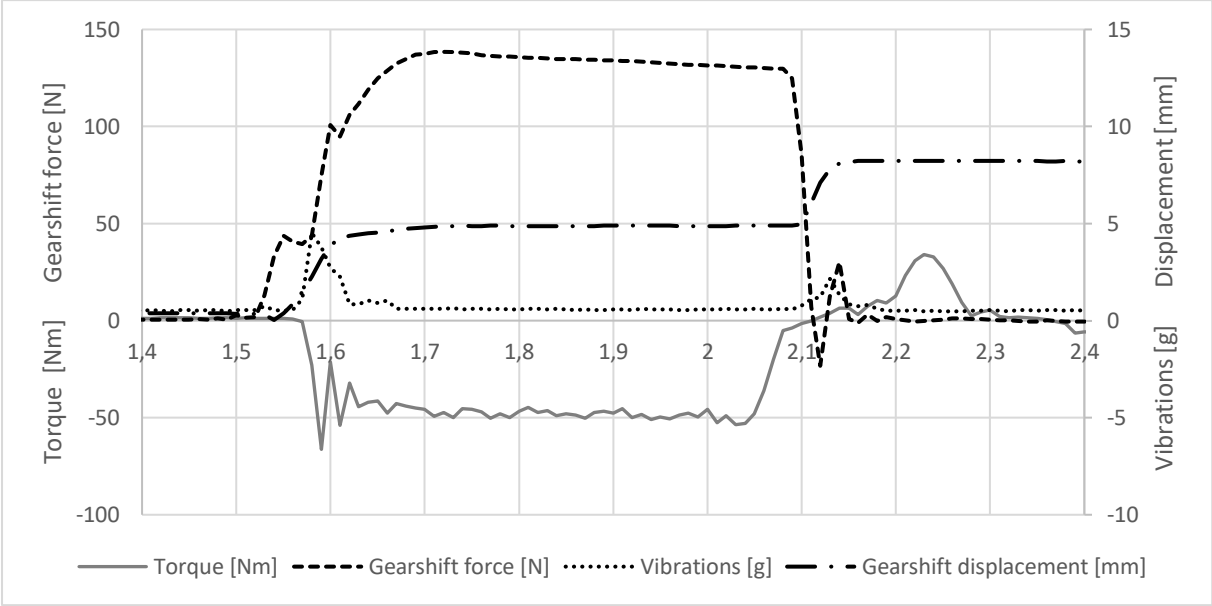


Figure 8: RPMs 1000 min<sup>-1</sup>; mism. speed 500 min<sup>-1</sup>; pressure 1 bar; clutch 0 mm (closed)

## 6. RESULTS EXAMPLE

Only a few comprehensive result data sets were available at the time of writing the article. Figure 9 illustrates how these results should look. Each point on the grid represents an average RMS value from 5 gearshifts performed for a particular combination of clutch engagement level and mismatch speed. Gearshift pressure and RPMs remained constant. The grid is finer around the kisspoint of the clutch and coarser near the closed/open states. The vibration data was collected by the accelerometer at position 1) as that position was closest to the shifted gear.

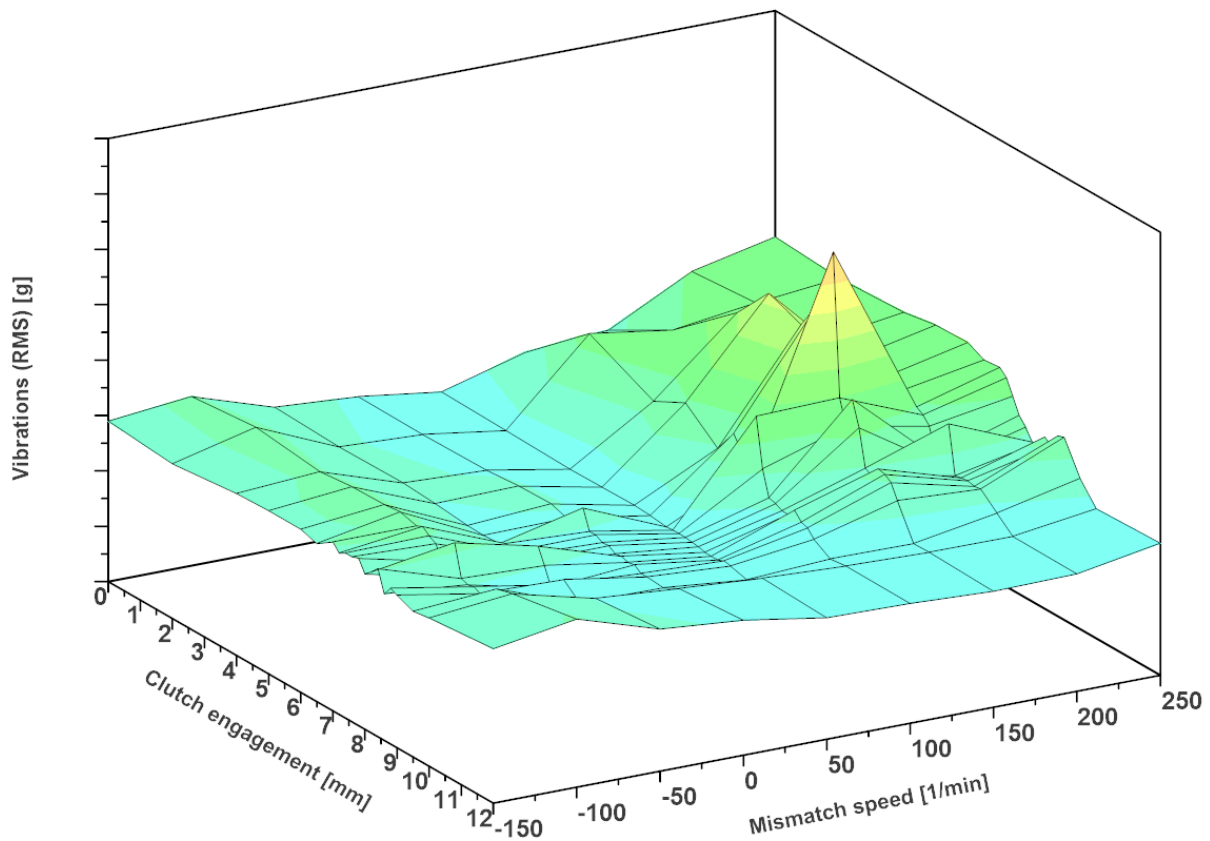


Figure 9: Vibrations (RMS) [g] for constant pressure 1.5 bar and RPMs  $1500 \text{ min}^{-1}$

The lowest vibrations appear to occur for a mismatch speed of  $50 \text{ min}^{-1}$ , not zero. This is the result of the input shaft losing some of its RPMs between phases 3) and 4) described in Chapter 4.3: the gearshift does not occur immediately after disconnecting the input electric motor. This phenomenon would have to be investigated and compensated for, since it cannot be fully eliminated. A higher peak in vibrations can be seen for positive mismatch speeds than for negative ones (for positive mismatch speed, the input shaft rotates at higher RPM than necessary). The source of this discrepancy would have to be investigated using other resulting characteristics and measured data.

## 7. CONCLUSION

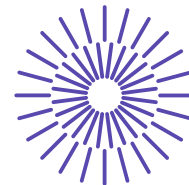
Friction clutch with flywheel was successfully added to the gearbox test bench including the electrohydraulic actuation system and implementation into the control system. Vibration measurement and data post-processing were successfully added. Further tuning of the test bench to minimize the RPM loss before gearshift would be beneficial. More data will be measured for the synchronized gearbox and unexpected results will be analyzed. Comparison with dog clutches is the main target, as these data could be used to optimise the control strategy of the friction clutch during gearshift.

## REFERENCES

- [1] **PAKOSTA, Jiří.** *Návrh náhrady synchronizační spojky.* Praha : České vysoké učení technické v Praze, 2016. Dissertation thesis.
- [2] **PAKOSTA, J., ACHTENOVÁ, G.** Mezinárodní konference kateder dopravních, manipulačních, stavebních a zemědělských strojů. *Návrh setrvačnickového zkušebního stavu pro zkoušky řazení převodovek.* Liberec : Technická universita v Liberci, 2015. Conference Paper. ISBN 978-80-7494-196-2.
- [3] **JASNÝ, M., PAKOSTA, J.** *External Synchronization for Gearbox Test Bench.* Žilina : VTS pri ŽU, 2020. Proceedings of the 46th International Scientific Conference of the Departments of Transports, Handling, Construction and Agricultural Machinery. ISBN 978-80-89276-60-8.
- [4] **Brüel & Kjær Sound & Vibration Measurement A/S.** *Cubic Triaxial CCLD Accelerometer Types 4524, 4524-B and 4524-B-001.* September 2018. Product datasheet.
- [5] **FRADEN, Jacob.** *Handbook of Modern Sensors.* Switzerland : Springer International Publishing AG, 2016. ISBN 978-3-319-19302-1.
- [6] **Brüel & Kjær.** *Mechanical Vibration and Shock Measurements.* Copenhagen : Nærum, 1984. ISBN 87 87355 34 5.
- [7] **DEWESoft.** Vibration Measurement. *Choosing the mounting position for the accelerometer.* [Online] [Citace: 8. March 2022.] <https://training.dewesoft.com/online/course/vibration-measurement#choosing-the-mounting-position-for-the-accelerometer>.
- [8] **SAIFULLAH, K., AHERWAR, A.** *Vibration Analysis Techniques for Gearbox Diagnostic: A Review.* Bhópál : BEIESP, 2012. Sv. III, 2.

## ACKNOWLEDGEMENT

This work was supported by the Grant Agency of the Czech Technical University in Prague, grant No. SGS22/104/OHK2/2T/12 and by Technological Agency, Czech Republic, program National Competence Centres, project # TN01000026 Josef Bozek National Center of Competence for Surface Vehicles. This support is gratefully acknowledged.



## 48. mezinárodní konference kateder dopravních, manipulačních, stavebních a zemědělských strojů

září 14.- 16., 2022 – osada Jizerka, Česká republika

Technická univerzita v Liberci

Fakulta strojní, Katedra vozidel a motorů

---

# PÁSOVÉ VOZIDLO PRO DOPRAVU PALETIZOVANÉHO MATERIÁLU

Jaroslav Kašpárek<sup>1</sup>, Lukáš Zeizinger<sup>2</sup>, Václav Mergl<sup>3</sup>, Miroslav Škopán<sup>4</sup>

### **Abstract**

*The paper deals with the design of a remote-controlled tracked vehicle for the transport of pallets on unstable ground. The aim of the paper is to carry out a short research of similar belt transport machines and to propose a concept including the choice of vehicle drive, the choice of chassis type and the design of the drive for pallet lifting equipment.*

## 1. ÚVOD

Při manipulaci s paletami po měkkém a kluzkém podloží s běžnými transportními vozidly může nastat spousta komplikací. Proto v obtížném terénu nelze používat běžná vysokozdvíhací vozidla a je nutno je nahradit vozidly s opásanými podvozky. Pásová vozidla musejí být navržena tak, aby byla schopna pracovat ve venkovních podmínkách. Vozidla musejí být schopny přepravovat palety s vysokou hmotností i po nakloněných pracovních rovinách. Tato vozidla se hodí pro přepravu palet ve stavebnictví, lesnictví i zemědělství. Dále je možné provozovat tato transportní vozidla vzdáleně v prostorech nevhodných pro pohyb osob (technologické procesy v plynném prostředí), výbušné prostory nebo náklad, autonomní provoz ve venkovním prostředí.

---

<sup>1</sup> Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D., VUT v Brně, FSI, Technická 2, Brno, kasparek@fme.vutbr.cz

<sup>2</sup> Ing. Lukáš Zeizinger, Ph.D., VUT v Brně, FSI, Technická 2, Brno, lukas.zeizinger@vutbr.cz

<sup>3</sup> Ing. Václav Mergl, Ph.D., VUT v Brně, FSI, Technická 2, Brno, qmmmergl@vut.cz

<sup>4</sup> doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc., VUT v Brně, FSI, Technická 2, Brno, skopan@fme.vutbr.cz





*Obrázek 1: Transport palet pásovým vozidlem*

## **2. REŠERŠE VÝROBCŮ PÁSOVÝCH VOZIDEL PRO PŘEPRAVU PALET**

Takřka všechny vozidla pro dopravu palet mají gumové pásy vhodné pro práci na hlíně, šterku, písku i sněhu. Vozidla mají schopnost pracovat na nakloněných rovinách, některá až do 20° (36 %) [4]. Výhodou u některých typů podle výrobců jsou výsuvné pásové jednotky, které umožní vozidlu projet i přes úzké prostory a celkově zlepšit jeho manévrovatelnost. Konstrukce rámu mohou být tvořeny vysokopevnostní konstrukční ocelí Strenx. Vozidla mají i bezpečnostní štít, který chrání operátory před skřípnutím horních končetin [1,4].

### **2.1 ERCULES 15 B**

Je to typ italského pásového vozidla (obr. 2), který má gumové pásy, rám je tvořen vysokopevnostní ocelí STRENX a má proměnný rozchod pásové jednotky [1].

### **2.2 HINOWA TP1600**

Model od výrobce Hinowa (obr. 3) je výkonný. Nabízí hydraulické rozšíření rozchodu pásové jednotky, má i bezpečnostní štít. Zvedák umožňuje zvedat břemena a také umožní naklonění vidlic až o 3°. Vozidlo disponuje systémem, který umožňuje konfiguraci druhé rychlosti během jízdy. Model je vhodný pro práce např. skladiště, stavba, převoz dřeva atd. [2].



*Obrázek 2: Pásové vozidlo ERCULES 15 B [1]*



*Obrázek 2: Pásové vozidlo Hinowa TP1600 [2]*

### **2.3 MDB POCKET LIFT**

Tento typ pásového vysokozdvížného vozidla (obr. 4) se liší primárně tím, že jej lze rádiově řídit a jeho zdvihací mechanismus je možno složit pomocí hydraulického sklopného zdvihu. Vozidlo se dá dobře uskladnit pod ráms navesu, je přepravitelné. Umožňuje práci i na mírně svažitém terénu, protože jeho zdvih lze mírně naklánět a tímto vyvažovat nerovnosti či svažitosť pracovní roviny [3].



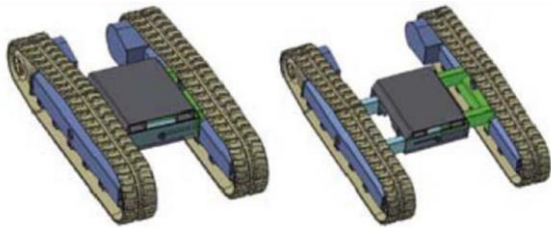
*Obrázek 3: Pásové vozidlo MDB Pocket Lift [3]*

### 3. ROZVAHA KONSTRUKCE PÁSOVÝCH VOZIDEL PRO PŘEPRAVU PALET

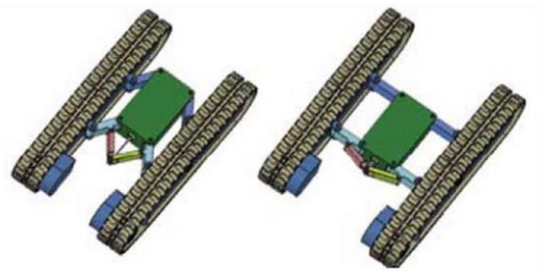
Pásový podvozek se skládá z pásů, pojezdových kol, vodících kol a záběrového (turasového) kola. Pásové jednotky jsou připojeny k hlavnímu rámu. Některé konstrukce jsou schopné měnit velikost rozchodu pásových jednotek. Právě proměnná šířka pásového podvozku umožňuje umístit při přepravě paletizované břemeno ve stabilizující poloze pro celé vozidlo.

Známo je několik koncepcí konstrukce podvozku s proměnným rozchodem pásů. Pro použití v terénu se sklonem a s nízkou rychlostí jízdy lze použít jen některé typy.

- **Řešení s asymetrickými posuvnými příčnicí** - nosiče pásů jsou svařeny s příčnicí. Příčnicí jsou v rámu uloženy asymetricky a mají stejný průřez [7].
- **Řešení s posuvnými příčnicí rozdílných průřezů** - příčnicí na jedné straně mají rozdílný průřez jako příčnicí na straně druhé (obr. 5). Při změně rozchodu se příčnicí menších průřezů zasouvají do příčnicí větších rozměrů [7].
- **Řešení kloubové** - řešení vyžaduje buď nadzvednutí celého stroje nad úroveň terénu a vysunutí obou nosičů zároveň, nebo pomalé rozvírání při jízdě podvozku (obr. 6). Pomocí kloubu se kloubově rozevírají nosiče, tím se mění velikost rozchodu [7].



*Obrázek 5: Měnitelný rozchod s asymetrickými příčnicí [7]*



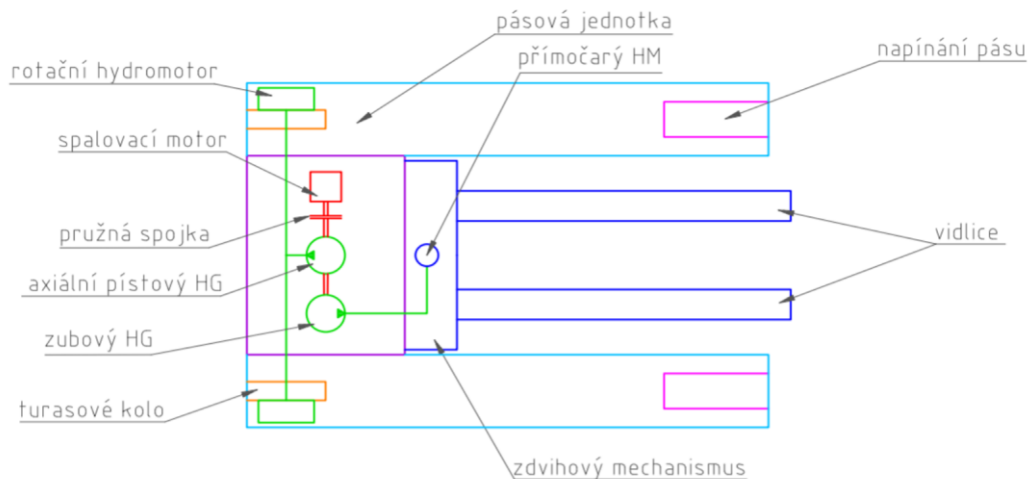
*Obrázek 4: Měnitelný rozchod s kloubem [7]*

V zadní části rámu se nachází pohonná jednotka a převodovka, které jsou napojeny na poháněcí kolo pásu, dále pak nádrže s provozními kapalinami, chlazení a také elektronika. V přední části je pás napínán vodícím kolem, které je napínáno hydromechanicky. Kvůli těžišti se zvedák palet nachází vepředu uprostřed konstrukce v podélné ose a pásy proto mají dostatečný velký rozchod. Zdvihové zařízení je pak poháněno přímočarým hydromotorem a jeho konstrukce umožňuje různé nastavení nosných vidlic, případně i volbu jejich možných ekvivalentů [6].

### 4. NAVRŽENÉ PARAMETRY KONCEPČNÍHO NÁVRHU

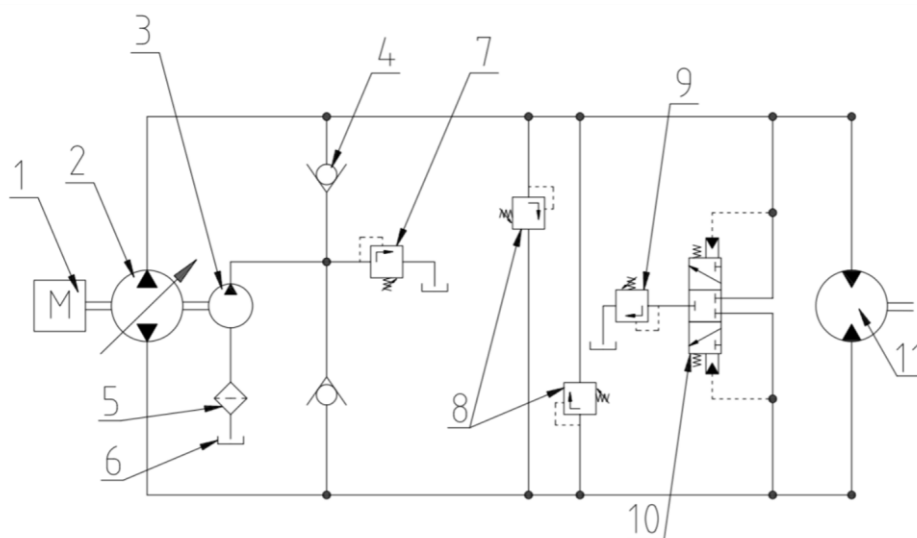
Koncepce vozidla pro dopravu palet je navržena tak, že má být vozidlo schopno pracovat na kluzkém a nestabilním podloží. Má být schopno pracovat v různě členitém terénu, který v pracovní oblasti vozidla mění svoji strukturu podloží. Vozidlo bude pracovat i ve svažitých terénech, a to konkrétně při svahové dostupnosti 50 % (25°) příčného i podélného sklonu [6]. Kvůli svahové dostupnosti je třeba uvažovat nad správnou volbou těžiště vozidla (obr. 7).

Pásové vozidlo musí být kvůli tak velké svahové dostupnosti řízeno dálkově. To umožní operátorovi snadnější a bezpečnější manipulaci s vozidlem na hůře přístupných místech. Vozidlo bez řídicí kabiny je také kompaktnější a není třeba navrhovat bezpečnostní prvky pro ochranu operátora.



**Obrázek 5:** Konceptní návrh pásového vozidla – půdorysný pohled. [6]

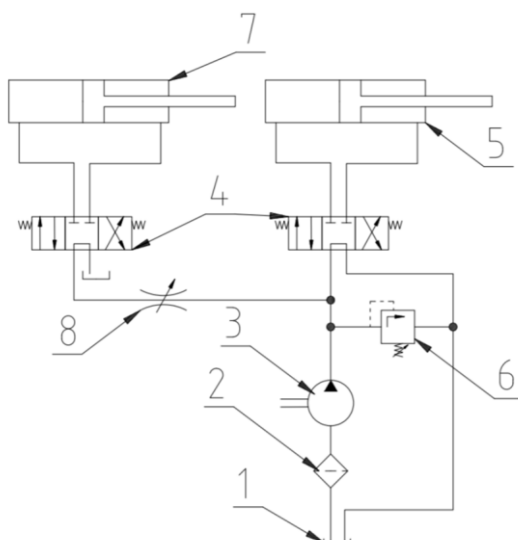
V této koncepci je nutné navrhnout dostatečně výkonný trakční pohon vozidla pro práci na nestabilním podloží (obr. 8). Vozidlo má po stranách pásovou jednotku a je tedy řízeno smykem. Z důvodu stability vozidla je konstrukce navrhovaného vozidla schopna měnit rozchod pásových jednotek. To lépe zajistí stabilitu při různých sklonech terénu. Vlastnost řízení roztažitelnosti nebo zúžení bude zajištěna vlastním řídicím programem [9].



**Obrázek 6:** Uzavřený hydraulický obvod pro pojezd turasových kol (upraveno) [6]; 1- spalovací motor; 2-axiální regulační pístový hydrogenerátor; 3-pomocný hydrogenerátor; 4-jednosměrný ventil; 5-filtr; 6-nádrž; 7-pojistný tlakový ventil plnicí části obvodu; 8-pojistné tlakové ventily; 9-přepouštěcí ventil vyplachovací části obvodu; 10-třícesný třípolohový rozvaděč řízený hydraulicky; 11- rotační hydromotor připojený na turasové kolo; [6]

Trakční pohon vozidla je zajištěn dvěma rotačními hydromotory nebo elektromotory, které jsou poháněné přes hydrogenerátory nebo generátory se spalovacím motorem (obr. 8), záleží na druhu pohonu turasu [6, 8, 9].

Návrh pohonu pro pomocný zdvih zařízení pro manipulaci s paletami bude v souladu s koncepcí vysokozdvihných zařízení (obr. 9). Zdvihací zařízení musí být schopno zdvihnout paletu s břemenem o hmotnosti až 1 500 kg do výšky minimálně 1 500 mm.

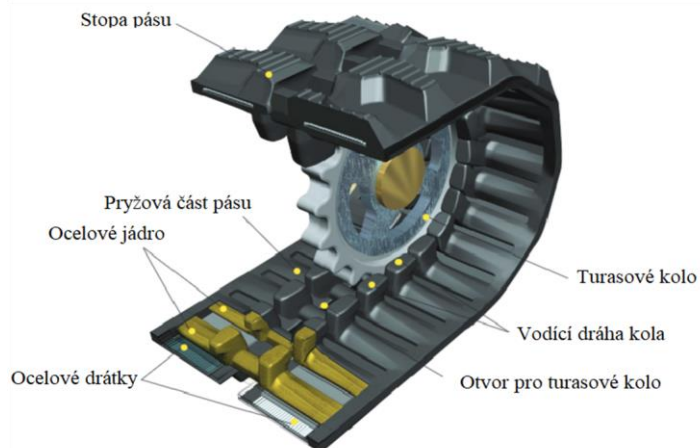


**Obrázek 7:** Otevřený hydraulický obvod pro zdvihací zařízení; 1-nádrž; 2-filtr; 3-zubový hydrogenerátor; 4-čtyřcestný třípolohový rozvaděč řízený dálkově; 5-přímočarý hydromotor pro vertikální posuv zdvihacího zařízení; 6-pojistný tlakový ventil; 7-přímočarý hydromotor pro naklápění zdvihacího zařízení; 8-škrťací ventil; [6]

## 5. KONSTRUKČNÍ USPOŘÁDÁNÍ PÁSOVÉHO PODVOZKU

Podle délky pásu a průměru skutečného turasu byly navrženy rozměry a uspořádání hlavních prvků, které pásová jednotka obsahuje. Typ pásové jednotky je založen na konceptu mnohokladkového - housenicového typu podvozku. Je tvořen sadou pojezdových kladek a jednou podpěrnou kladkou. Aby nedocházelo k zanášení zubů turasového kola a tak k zmenšující se životnosti pásu, je turasové kolo umístěno nad pojezdovými kladkami. Vodící kladka je umístěna v přední části a je spojena s napínacím mechanismem [7].

Podvozek vozidla má pojíždět v různých hůře únosných typech podloží. Volba je mezi pásem ocelovým, nebo gumovým. Gumové opásání nepoškozuje pracovní plochu, má také podstatně nižší hmotnost, což se promítne i do celkové hmotnosti vozidla. Gumový pásem dosáhneme také snížení hluku a přenos vibrací o pohonu na podložku [5]. Zvolený pás podvozku by měl mít ocelové jádro, které podpoří přenos kroutícího momentu od pohonu k turasovému kolu (obr. 10).



**Obrázek 8:** Gumový pás – schématický popis záběrové sestavy, stopa pásu, příčný řez při vedení kola v pásu [5, 6];

## 6. DISKUSE

V příspěvku zmíněná konstrukce transportního stroje je hlavně řešen jako koncept. Vozidlo by mělo být ovládáno vzdáleně, tedy rádiem řízené kvůli bezpečnosti obsluhy. Transport palety by měl být prozatím ovládán na místě obsluhou, což je způsobeno především členitostí terénu. Pokud bude známa detailní mapa terénu, může jít i o plně autonomní vozidlo.

Výhodou těchto vozidel je schopnost dopravit paletizovaný materiál ve špatně únosném terénu, do velkého sklonu komunikace. Nevýhodou je jistě rychlost a výkonová náročnost podvozku. Priority funkce je u těchto vozidel nutné specifikovat před použitím a dle těchto definic navrhnout. Velkým problémem vozidla bude případná jízda po komunikaci a legislativní omezení v provozu. [3, 4, 5, 6].

## 7. ZÁVĚR

Koncepce pásového stroje pro dopravu paletizovaného materiálu má rozšířit oblast provozovaných strojů na měkkém podloží. V této oblasti už úspěšně funguje několik strojů, jak je uvedeno v rešeršní části. Tyto stroje jsou obvykle ovládány obsluhou, která je na stroji nebo poblíž stroje. Tento příspěvek a výsledek celé koncepce stroje však ukazuje na možnosti univerzální a obratnější verze stroje, který má v horších terénních podmínkách provádět transport pomocí vysokozdvížného přídavného zařízení.

Pokud budou podmínky okolního terénu dobře zmapovány, je možné používat stroj s autonomní funkcí pracovního cyklu. To je možné provádět pouze ve známém prostředí, neboť použití optických skenerů překážek není možné. Autonomním řízením odpadne kontinuální dohled obsluhy nad jedním strojem a bude možnost vytvořit řetězec několika vozidel, která budou provádět transport palet.

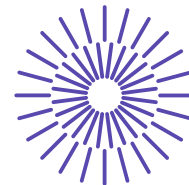
Budoucnost pásových vozidel pro transport palet s autonomním řízením je jistá a jejich využití se bude rozvíjet i do dalších oblastí použití.

## REFERENCES

- [1] TRACKEDMACHINES: *Ercules 15 Tracked Forklift*. *TrackedMachines* [online]. [cit. 2022-05-08]. Dostupné z: <https://www.trackedmachines.com/forklifts/ercules-15/>
- [2] HINOWA: *Tracked pallet jacks*. *Hinowa* [online]. [cit. 2022-05-08]. Dostupné z: <https://www.hinowa.com/en/products/tracked-pallet-jack/tp1600>
- [3] MDB: *Cingolati Radiocomandati: Pocket Lift*. *MDB srl* [online]. [cit. 2022-05-08]. Dostupné z: <https://www.mdb srl.com/pocket-lift/>
- [4] AGRIEXPO: *Tracked forklift PT-15: Agriexpo* [online]. [cit. 2022-05-08]. Dostupné z: <https://www.agriexpo.online/prod/mdb-srl/product-175497-64622.html>
- [5] E-AGROPNEU: *gumové pásy*. *E-agropneu* [online]. [cit. 2022-05-30]. Dostupné z: <https://www.e-agropneu.cz/pneumatiky/gumove-pasy/>
- [6] BLAŽEK, Martin. *Pásové vozidlo pro dopravu palet*. Brno, 2022. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/139349>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Jaroslav Kašpárek.
- [7] TĚŠICKÝ, Petr. *Pásové vozidlo pro práci ve svahu*. Brno, 2021. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/131857>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 64 s. Vedoucí práce Jaroslav Kašpárek.
- [8] MASNICA, Daniel. *Koncepce autonomního pásového vozidla pro zemědělství*. Brno, 2020. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124432>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 46 s. Vedoucí práce Jaroslav Kašpárek.
- [9] KAŠPÁREK, J., ZEIZINGER, L., ŠKOPÁN, M. *Pásový stroj pro aplikaci autonomního řízení nenáročných operací*. 47. Mezinárodní vědecká konference kateder dopravných, manipulačních, stavebných a poľnohospodárkých strojou, Tatranská Lomnica, 2021

## PODĚKOVÁNÍ

Práce autorů vznikla za podpory projektu specifického výzkumu VUT FSI-S-20-6267 “Nové technologie pro nízkoemisní mobilitu“.



## 48. mezinárodní konference kateder dopravních, manipulačních, stavebních a zemědělských strojů

září 14.- 16., 2022 – osada Jizerka, Česká republika

Technická univerzita v Liberci

Fakulta strojní, Katedra vozidel a motorů

---

# NÁVRH ROZMĚRŮ KOMPOZITNÍCH ZKUŠEBNÍCH VZORKŮ

Lukáš Kazda<sup>1</sup>

### **Abstrakt**

*Článek se zabývá návrhem zkušebních vzorků pro experimentální spojení ocelové hřídele a kompozitního náboje, který je realizován drážkováním. Tvar a rozměry vzorku jsou navrhovány s ohledem na správné porušení, a také na cenu zkušebních vzorků. Byly použity analytické metody a MKP simulace.*

## 1. ÚVOD

Kompozitní materiály využívající uhlíková vlákna jsou ve vozidlech používány zejména ve speciálních aplikacích. Širšímu využití brání kromě ceny materiálu také technologická náročnost. Pro rotačně symetrické součásti je možné využít technologii navíjení. Ta je výhodná z hlediska rychlosti výroby a automatizovatelnosti. Slabým místem je ale spojení takového dílu s jiným. Například pro spojení navíjené hřídele a ocelového kola, či naopak ocelové hřídele a navíjené poloosy se v současné době používá převážně lepení. To je jednak náročné na čas, ale lepený spoj má také nižší únosnost, což s sebou nese tlak na větší rozměry.

Existují různé druhy tvarových spojů, které mohou nevýhody těch lepených odstraňovat. Může se jednat o různé nekruhové průřezy kombinované s lepením, či

---

<sup>1</sup> Lukáš Kazda, ČVUT Fakulta strojní, Technická 4 160 00 Praha 6, Lukas.Kazda@cvut.cz



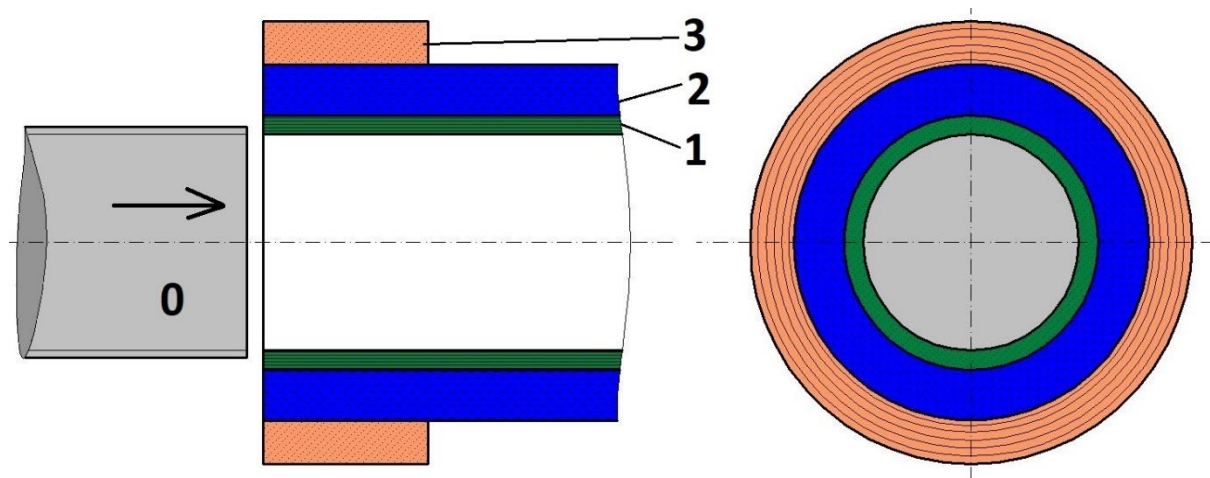
o využití technologických ok na koncích hřídele vzniklých při navíjení. Další možností je použití drážkované ocelové součásti, která je nalisována na hladkou kompozitní část. [1]

## 2. TVAROVĚ LISOVANÝ SPOJ

Tato práce se zabývá spojením drážkované ocelové hřídele a ocelové trubky. Jako inspirace slouží konstrukční návrh v [1].

### 2.1 Koncept

Jak lze vidět na obrázku 1., spoj se skládá z drážkované ocelové hřídele, a kompozitní trubky, do které je hřídel nalisována, a její drážky se zařiznou do hladkého povrchu kompozitní trubky. Ta má několik vrstev. Vrstva 1 je tvořena skelnými vlákny s orientací  $0^\circ$  (prakticky rovnoběžná s osou rotace). Tento typ vláken je použit kvůli svým vlastnostem z hlediska šíření trhlin a poškození, vyvolané drážkami. Dále je na vrstvu 1 navinuta vrstva 2, která je tvořena uhlíkovými vlákny s orientací  $\pm 45^\circ$ . Tuto vrstvu lze považovat jako hlavní, která přenáší zatížení krouticím momentem. Na ní navazuje vrstva 3, která má za úkol zvýšit tečnou tuhost trubky, což vyvolá větší tlak při nalisování, a tím zvýší přenášený moment. Toho je docíleno použitím ultravysokomodulových (UHM) uhlíkových vláken navíjených pod úhlem  $90^\circ$ . Tato vrstva je navinuta pouze na délce samotného spoje a nepokračuje dále na trubku. Pracovně byl tento spoj pojmenován „tvarově lisovaný spoj“.



Obrázek 1: Schéma spoje

Pro takovýto druh spoje však neexistuje spolehlivá metoda návrhového výpočtu. Je potřeba zjistit, jakou má tento spoj únosnost v závislosti na rozměrech jednotlivých částí a použitých materiálech, kde a jakým způsobem dojde k porušení. Praskne vrstva skla vlivem porušení způsobeným zuby drážkované hřídele? Dojde k porušení rozhraní vrstev 1 a 2 vlivem interlaminárního napětí mezi sklem a uhlíkem? Cílem je navrhnout experiment, z jehož pomoci bude možné vyvinout metodiku analytického výpočtu pro návrh únosnosti a životnosti takového spoje.

### 2.2 Výpočet

Nemůžeme dopředu s jistotou vědět, jak se bude tento spoj chovat, protože se jedná o prototyp. Zároveň je třeba o tom mít alespoň zevrubnou představu, aby vzorek při zkoušce prasknul v místě spoje (nesmí být předdimenzován, aby nepraskla trubka,

z čehož bychom nezískali relevantní informace). A také musí vydržet zatížení, které je v pracovním rozsahu námi používaných snímačů. Výpočet probíhal z větší části analyticky. Byla také provedena MKP studie, která zjišťovala ideální délku vnější vrstvy 3 vzhledem ke konci ocelové hřídele.

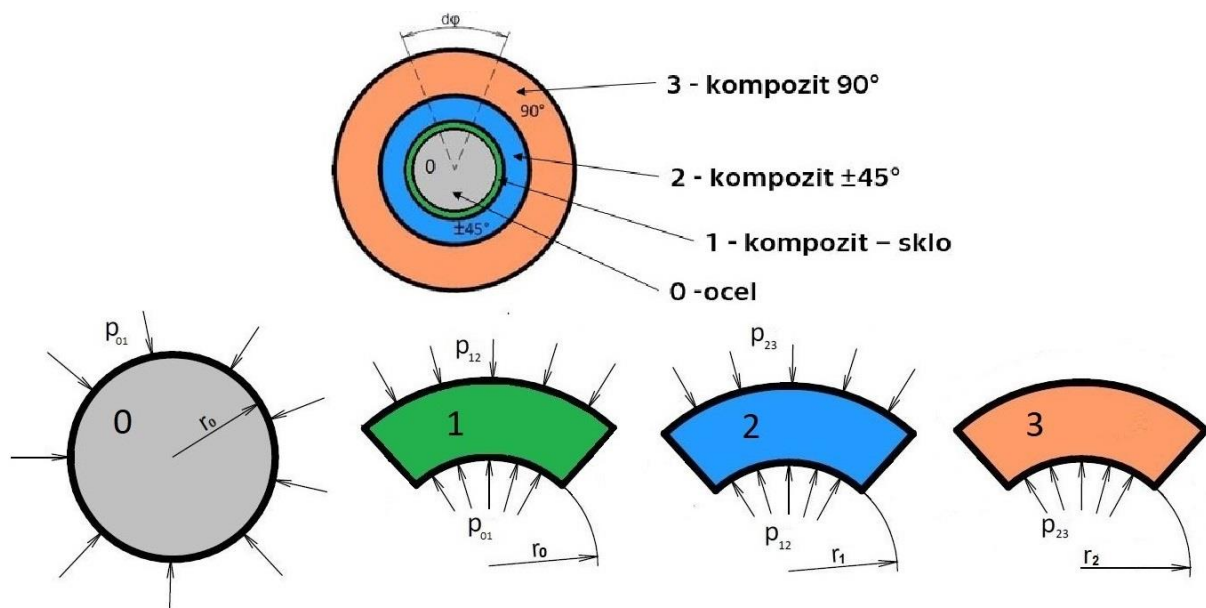
### 2.2.1 Analytický výpočet

Výpočet lze rozdělit na dvě oblasti. První, jednodušší, je oblast čistého krutu, tedy oblast, kam nezasahuje hřídel, ani vrstva 3 (90°). Druhou oblastí je samotný spoj. Čistý krut lze spočítat velmi jednoduše pomocí rovnice (1):

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \leq \tau_D \quad (1)$$

Kde  $\tau_k$  je napětí v krutu,  $M_k$  je krouticí moment,  $W_k$  je průřezový modul v krutu trubky a  $\tau_D$  je dovolené napětí.

Oblast spoje je pro zjednodušení uvažována jako lisovaný spoj s hladkými plochami, a to z důvodu, že jsou drážky vzhledem k ostatním rozměrům velmi malé (desetiny mm pro průměr 40 mm) Pro výpočet této konfigurace je použita teorie silnostěnných nádob [2],[3],[4]. Vzniká tak úloha čtyř spojených silnostěnných nádob (viz obrázek 2).



Obrázek 2: Silnostěnné nádoby

V silnostěnné nádobě vzniká tečné a radiální napětí, které figurují v rovnici pro tečnou deformaci, ze které vycházíme při dalším odvození

$$\varepsilon_t = \frac{1}{E_t} \sigma_t - \frac{\mu_{rt}}{E_r} \sigma_r \quad (2)$$

kde  $E_t$  a  $E_r$  jsou moduly pružnosti ve dvou směrech – radiálním a tečném, a  $\mu_{rt}$  je Poissonova konstanta pro radiální a tečný směr. Mezi radiálním a tečným napětím pro případ otevřené silnostěnné nádoby existuje vztah:

$$\sigma_t = 2 \frac{p_i r_i^2 - p_e r_e^2}{r_e^2 - r_i^2} - \sigma_r \quad (3)$$

Kde  $p_i$  a  $p_e$  jsou vnitřní a vnější tlak,  $r_i$  a  $r_e$  vnitřní a vnější poloměr. Pro výpočet všech napětí ale tyto rovnice nestačí, a je třeba definovat deformační podmínky. Ty vychází z úvahy, že tečné deformace na styku jednotlivých vrstev jsou shodné. Lze tedy použít rovnici (2) pro deformační podmínku mezi vrstvami 1 a 2 (4), a mezi vrstvami 2 a 3 (5).

$$\frac{1}{E_{t1}} \sigma_t^{12} - \frac{\mu_{rt}^1}{E_{r1}} \sigma_r^{12} = \frac{1}{E_{t2}} \sigma_t^{21} - \frac{\mu_{rt}^2}{E_{r2}} \sigma_r^{21} \quad (4)$$

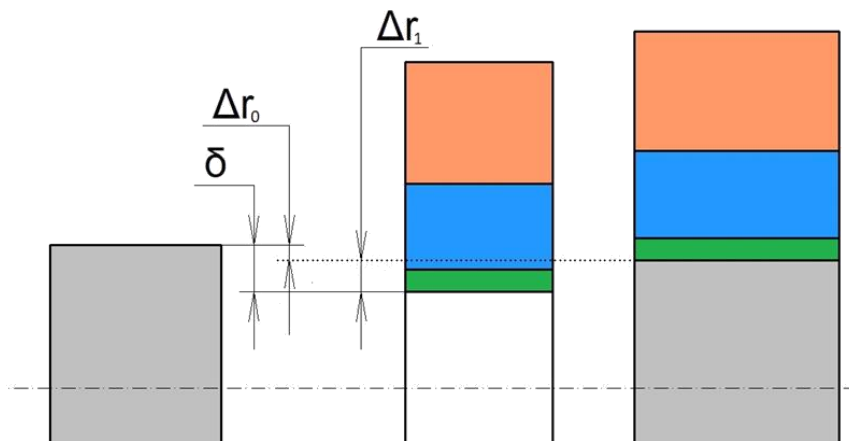
$$\frac{1}{E_{t2}} \sigma_t^{23} - \frac{\mu_{rt}^2}{E_{r2}} \sigma_r^{23} = \frac{1}{E_{t3}} \sigma_t^{32} - \frac{\mu_{rt}^3}{E_{r3}} \sigma_r^{32} \quad (5)$$

kde dolní index označuje číslo vrstvy (např  $E_{t1}$  je tečný modul pružnosti vrstvy 1), první horní index označuje rovněž číslo příslušné vrstvy a druhý horní index označuje číslo vrstvy, se kterou je příslušná vrstva na rozhraní (např  $\sigma_t^{12}$  označuje tečné napětí vrstvy 1 na rozhraní s vrstvou 2). Rovnice (4) a (5) lze upravit tak, aby byly vyjádřeny pomocí tlaků mezi vrstvami. Toho lze docílit dosazením rovnice (3) a úvahou, že radiální napětí  $\sigma_r$  je rovné příslušnému tlaku mezi vrstvami. Po dosazení a úpravě pak vzniknou rovnice (6) a (7)

$$\left( \frac{2r_0^2}{E_{t1}(r_1^2 - r_0^2)} \right) p_{01} + \left( -\frac{2r_1^2}{E_{t1}(r_1^2 - r_0^2)} + \frac{1}{E_{t1}} + \frac{\mu_{rt}^1}{E_{r1}} - \frac{\mu_{rt}^2}{E_{r2}} - \frac{1}{E_{t2}} - \frac{2r_1^2}{E_{t2}(r_2^2 - r_1^2)} \right) p_{12} + \left( \frac{2r_2^2}{E_{t2}(r_2^2 - r_1^2)} \right) p_{23} = 0 \quad (6)$$

$$\left( \frac{2r_1^2}{E_{t2}(r_2^2 - r_1^2)} \right) p_{12} + \left( -\frac{2r_2^2}{E_{t2}(r_2^2 - r_1^2)} + \frac{1}{E_{t2}} + \frac{\mu_{rt}^2}{E_{r2}} - \frac{\mu_{rt}^3}{E_{r3}} - \frac{1}{E_{t3}} - \frac{2r_2^2}{E_{t3}(r_3^2 - r_2^2)} \right) p_{23} = 0 \quad (7)$$

rovnice 6 a 7 tvoří soustavu lineárních rovnic o 3 neznámých. Je tedy třeba je doplnit o třetí deformační podmínku. Ta vychází z lisovacího přesahu, který je znázorněn na obrázku 3.



Obrázek 3: Lisovací přesah

Ten lze vyjádřit rovnicí:

$$\delta = \Delta r_1 - \Delta r_0 \quad (8)$$

Záporné znaménko u  $\Delta r_0$  je dáno faktem, že se jedná o zápornou deformaci. Pokud rovnici (8) vydělíme průměrem  $r_0$ , a při zanedbání malé nepřesnosti dostaneme rovnici, ve které opět figuruje tečná deformace.

$$\frac{\delta}{r} = \epsilon_{t1} - \epsilon_{t0} \quad (9)$$

A z toho

$$\left( \frac{1}{E_{t1}} \sigma_t^{10} - \frac{\mu_{rt}^1}{E_{r1}} \sigma_r^{10} \right) - \left( \frac{1}{E_{t0}} \sigma_t^{01} - \frac{\mu_{rt}^0}{E_{r0}} \sigma_r^{01} \right) = \frac{\delta}{r} \quad (10)$$

Dále musíme vzít v potaz, že hřídel je z ocele – izotropního materiálu. Moduly pružnosti jsou tedy ve všech směrech stejné. Navíc není hřídel dutá, tudíž radiální i tečné napětí jsou konstantní a rovnají se tlaku mezi hřídelí a vrstvou 1 ( $p_{01}$ ). Po úpravě a dosazení opět pomocí rovnice (3), která napětí nahrazuje tlaky, se lze dopracovat ke konečné verzi rovnice deformační podmínky:

$$\left( \frac{1 + \mu_0}{E_0} + \frac{2r_0^2}{E_{t1}(r_1^2 - r_0^2)} + \frac{1}{E_{t1}} + \frac{\mu_{rt}^1}{E_{r1}} \right) p_{01} - \frac{2r_1^2}{E_{t1}(r_1^2 - r_0^2)} p_{12} = \frac{\delta}{r} \quad (11)$$

Vzniká tak soustava tří rovnic (6), (7) a (11) o třech neznámých ( $p_{01}$ ,  $p_{12}$  a  $p_{23}$ ). Při znalosti těchto tlaků, které se rovnají radiálním napětím, lze pak zpětně dopočítat příslušná tečná napětí s využitím rovnice (3).

Výsledná tečná a radiální napětí jsou kontrolována pevnostními kritérii pro kompozitní materiály. Vzhledem k prostorové napjatosti byla zvolena Hashinova kritéria [5], [6]. Tlaky na rozhraní navíc musí být menší než dovolená otláčení matrice. Dále je kontrolováno interlaminární napětí mezi sklem a uhlíkem jednoduchou rovnicí pro smyk.

$$\sigma_{IL} = \frac{M_k}{2\pi r_1^2 L} \quad (12)$$

kde  $L$  je délka spoje. Maximální přenositelný moment spoje je pak odvozen od kontaktního tlaku mezi ocelí a kompozitem s uvažováním koeficientu tření

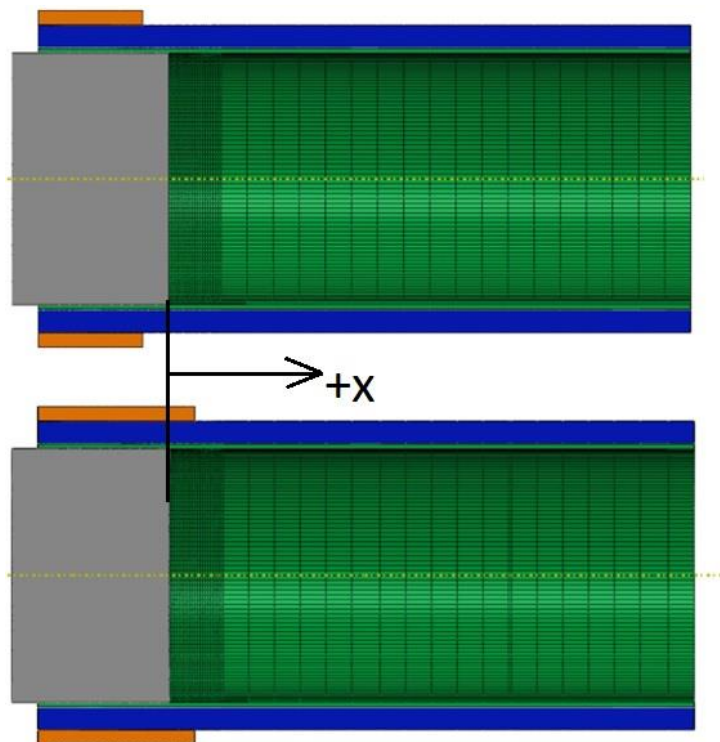
$$M_{kmax} = 2\pi \cdot p_{01} \cdot r_0^2 \cdot L \cdot f \quad (13)$$

Koeficient tření  $f$  bude stanoven experimentálně.

### 2.2.2 MKP model

V místě, kde končí nalisovaný spoj se dá očekávat špička napětí, kvůli náhlé změně geometrie. Tuto špičku nelze postihnout výše popsanými analytickými metodami. Z tohoto důvodu byla použita analýza metodou konečných prvků. Ostatní rozměry, které vstupují do této analýzy jsou výsledkem analytického výpočtu.

MKP analýza spočívala v porovnání simulací, ve kterých se lišila pouze délka vnější vrstvy (vrstva 3) a to od -5 mm do +5 mm od čela hřídele. Počátek pro další vyhodnocení je zvolen na čele hřídele. Viz obrázek 4.



Obrázek 4: Proměnná délka vnější vrstvy

Kompozitní součásti byly modelovány continuum shell elementy a materiálové vlastnosti zadávány pomocí engineering constants. Ocelová hřídel je síťovaná lineárními šestistěny. Ocelové hřídeli je povoleno otáčení kolem vlastní osy, trubka je na konci na válcové ploše (posledních 10 mm) zavazbena odejmutím všech stupňů volnosti. Mezi součástmi jsou vytvořeny ‚surface to surface‘ kontakty:

- Ocel – vrstva 1: ‚Hard contact‘ (nedovoluje přesah), koeficient tření 1
- Vrstva 1 – vrstva 2: ‚Cohesive behavior‘ ‚hard contact‘ a koeficient tření 0.5
- Vrstva 2 – vrstva 3: ‚Cohesive behavior‘ ‚hard contact‘ a koeficient tření 0.5

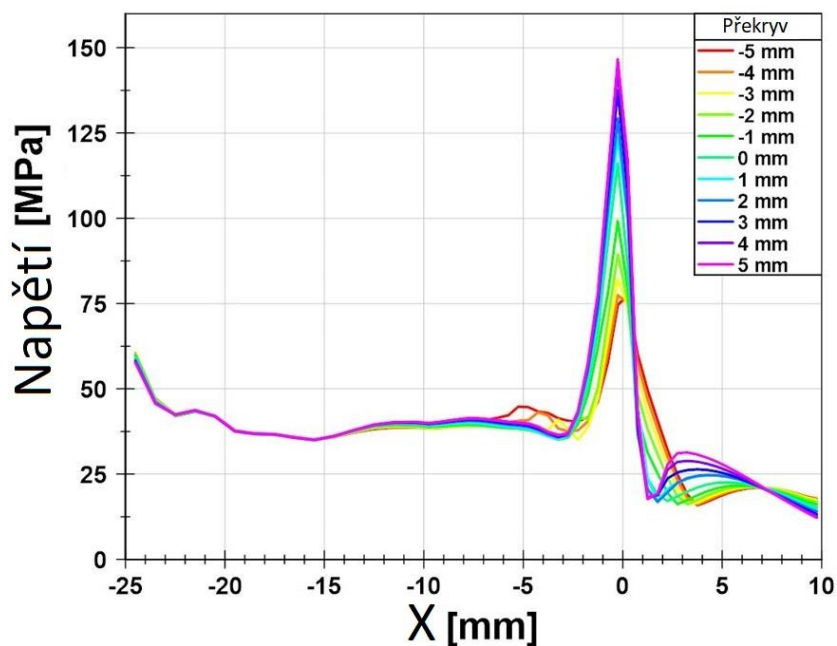
Simulace je rozdělena do 4 kroků z důvodu konvergence řešení. V prvních třech se postupně zapínají kontakty, a ve čtvrtém začíná působit na hřídel kroučící moment.

- Krok 1: Zapnutí kontaktu Ocel – vrstva 1. Vyřešení přesahu mezi oběma součástmi
- Krok 2: Zapnutí kontaktu Vrstva 1 – vrstva 2. Vyřešení přesahu vzniklého z předešlého kroku, poté ustavení kohezivního kontaktu. To umožňuje sledovat porušení rozhraní. Koeficient tření je přidán kvůli zamezení axiálního posuvu při řešení přesahu
- Krok 3: Stejný jako krok 2, jen o vrstvu výše
- Krok 4: Kontakty vyřešeny. Postupné zvyšování momentu na hodnotu 1.5 kN

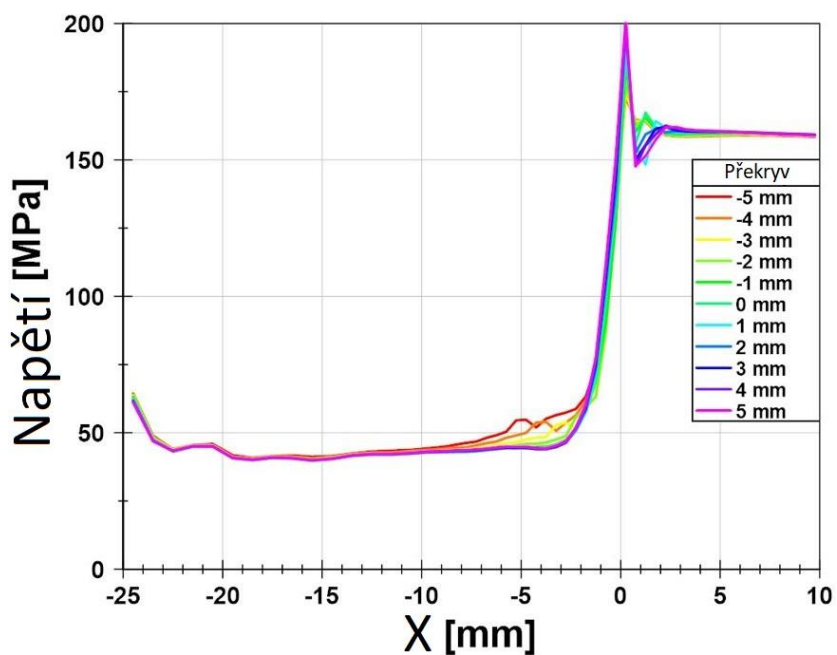
### 2.3 Výsledky

Na obrázcích 5, 6, 7 a 8 jsou grafy napětí jednotlivých vrstev v závislosti na poloze konce vnější vrstvy. Hodnoty napětí byly průměrovány vždy z 15 elementů po obvodu

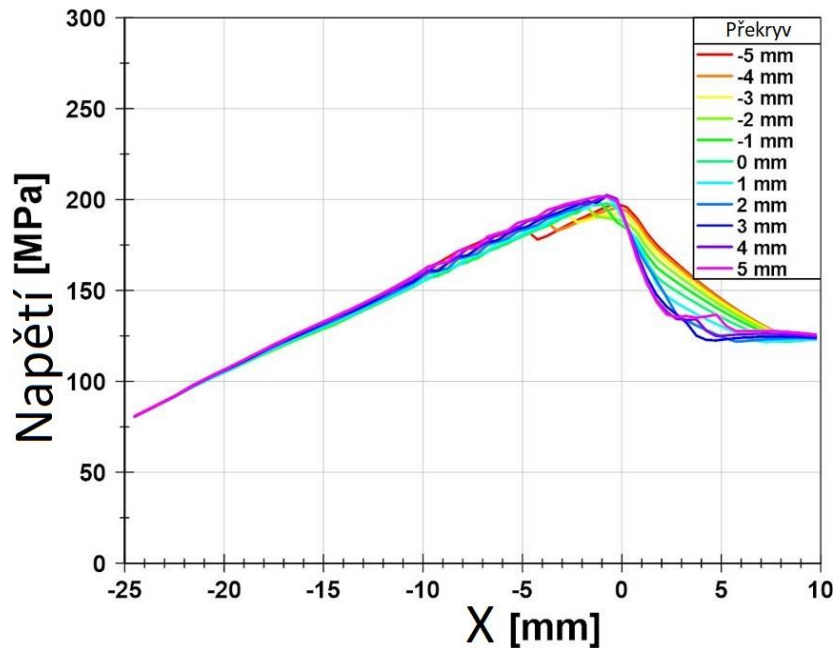
na dané souřadnici. Pro vrstvu 1 byly zobrazeny dva stavy (před a po zatížení momentem), jelikož se oba stavy nezanedbatelně liší na rozdíl od ostatních vrstev.



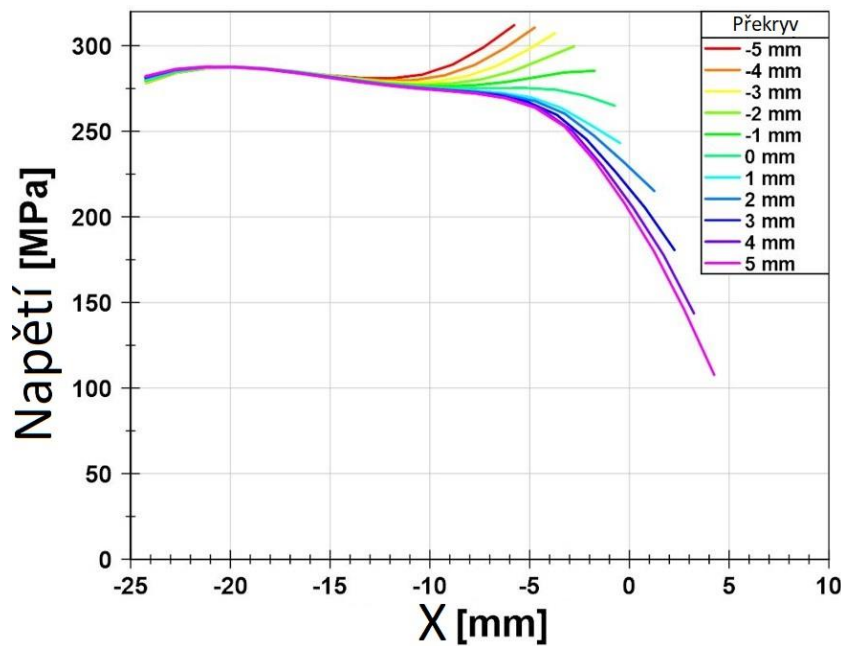
Obrázek 5: Průběh napětí vrstvy 1 (sklo) bez krutu (krok 3)



Obrázek 6: Průběh napětí vrstvy 1 (sklo), při zatížení krutem



Obrázek 7: Průběh napětí vrstvy 2



Obrázek 8: Průběh napětí vrstvy 3 (vnější)

Z grafu v obrázku 5 vyplývá, že napětí ve vrstvě 1 roste s prodlužující se vnější vrstvou. To lze odůvodnit větším tlakem, který vzniká kvůli velmi tuhé vnější vrstvě. Tento trend je zmírněn při zatížení momentem, avšak je stále pozorovatelný. Stejný závěr lze vyvodit pro vrstvu 2. Velmi zajímavá je vrstva 3., u které je trend přesně opačný. Je-li překryv záporný, napětí na okraji této vrstvy prudce vzroste. Tento nárůst mizí při prodloužení za hranu hřídele. Od délky +3mm přes hranu hřídele je napětí velmi malé a není důvod, aby byla vrstva takto dlouhá. Výsledná délka tedy musí být kompromisem mezi dostatečným kontaktním tlakem (napětí na vrstvě 1), únosností vrstvy 1 a napětím na vnější vrstvě 3. Pripadá v tomto případě v úvahu délka vnější vrstvy souhlasně s čelem hřídele či o 1 mm delší.

### 3. ZÁVĚR

Na základě analytického a MKP modelu byly navrženy rozměry zkušebních vzorků pro experiment ke zjištění vlastností tvarově lisovaného spoje. Analytický model uvažoval spoj jako silnostěnné nádoby s hladkými povrchy a zanedbal tak drážkování, které je reprezentováno jen zvýšeným koeficientem tření. Střední průměr drážkované hřídele je 48 mm, tloušťka první vrstvy je 1 mm, druhé 4.4 mm a třetí 2.8 mm. Spoj je dlouhý 25 mm. Přesah byl uvažován 0.1 mm. Pro takového hodnoty spoj vyhovuje zatížení nejmenším požadovaným momentem 1.5 kN z hlediska pevnostních kritérií, a jeho nejslabší článek je rozhraní mezi vrstvami 1 a 2. S pomocí MKP analýzy byla stanovena délka vnější vrstvy, která je 26 mm, čili o 1 mm přesahuje za čelo hřídele.

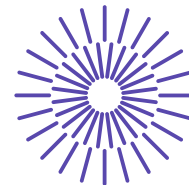
### ZDROJE

- [1] *TRANSMISSION SHAFT JOINT DESIGN*. USA. US 7,874,925 B2. Uděleno 25.01.2011.
- [2] *Experimentální a výpočtová analýza mechanických spojů ve vláknových kompozitech*. ČVUT v Praze, 2006. Diplomová práce. ČVUT v Praze. Vedoucí práce Prof. Ing. Milan Růžička, CSc.
- [3] Croccolo, Dario & Agostinis, Massimiliano. (2013). *Analytical solution of stress and strain distributions in press fitted orthotropic cylinders*. International Journal of Mechanical Sciences. 71. 21–29. 10.1016/j.ijmecsci.2013.03.002.
- [4] MICHALEC, Jiří. *Pružnost a pevnost I*. 3. vyd. V Praze: České vysoké učení technické, 2009. ISBN 978-80-01-04224-3.
- [5] Zheng, J., Maharaj, C., Liu, J. et al. *A Comparative Study on the Failure Criteria for Predicting the Damage Initiation in Fiber-Reinforced Composites*. *Mech Compos Mater* **58**, 125–140 (2022). <https://doi.org/10.1007/s11029-022-10016-3>
- [6] Whitney, J.M., and J.C. Halpin. "Analysis of Laminated Anisotropic Tubes Under Combined Loading." *Journal of Composite Materials* 2, no. 3 (July 1968): 360–67. <https://doi.org/10.1177/002199836800200306>.

### PODĚKOVÁNÍ

Práce vznikla díky sponzorskému daru společnosti Škoda Auto, a za odborné pomoci firmy CompoTech Plus.





## 48. mezinárodní konference kateder dopravních, manipulačních, stavebních a zemědělských strojů

září 14.- 16., 2022 – osada Jizerka, Česká republika

Technická univerzita v Liberci

Fakulta strojní, Katedra vozidel a motorů

---

# ANALÝZA PROBLÉMU PREVÁDZKY BRZDOVÝCH KOTÚČOV

Juraj Gerlici<sup>1</sup>, Kateryna Kravchenko<sup>2</sup>, Julia Fomina<sup>3</sup>, Miroslav Cingel<sup>4</sup>,  
Katarzyna Topczewska<sup>5</sup>

### **Abstract**

*Problém teploty brzdového kotúča a aerodynamického odporu pri otáčaní brzdových kotúčov je prezentovaný. Výsledky simulácie sa zamerali na aerodynamický odpor generovaný v brzdovom kotúči v programe ANSYS Workbench 2021 R2. Na základe prieskumu je navrhnuté konštrukčné riešenie problému. Prezentovaná konštrukcia segmentového krytu, ktorého účelom je zníženie aerodynamického odporu.*

## 1. ÚVOD

Bezpečnosť vozidla si jednoznačne vyžaduje spoľahlivú funkciu brzdového systému. Prevádzkové vlastnosti brzd závisia predovšetkým od teploty dosahovanej na

---

<sup>1</sup> Juraj Gerlici, Žilinská univerzita v Žiline, Univerzitná 8215/1, 010 26 Žilina, Slovenská republika, juraj.gerlici@fstroj.uniza.sk

<sup>2</sup> Kateryna Kravchenko, Žilinská univerzita v Žiline, Univerzitná 8215/1, 010 26 Žilina, Slovenská republika, kateryna.kravchenko@fstroj.uniza.sk

<sup>3</sup> Julia Fomina, Žilinská univerzita v Žiline, Univerzitná 8215/1, 010 26 Žilina, Slovenská republika, yullia.fomina@fstroj.uniza.sk

<sup>4</sup> Miroslav Cingel, Žilinská univerzita v Žiline, Univerzitná 8215/1, 010 26 Žilina, Slovenská republika, cingel18@stud.uniza.sk

<sup>5</sup> Katarzyna Topczewska, Bialystok University of Technology, Wiejska 45C, Bialystok, Poland, k.topczewska@pb.edu.pl

kontaktnej ploche trecích párových prvkov pri brzdení. Vysoká teplota spôsobuje zintenzívnenie oxidačných a difúzných procesov a štrukturálne zmeny vo vrchnej vrstve materiálov trecej dvojice. Za takýchto podmienok sa tepelné a mechanické vlastnosti materiálov a koeficient trenia môžu rýchlo meniť. To má za následok zníženie účinnosti procesu brzdenia a zníženie spomalenia pohybu, čo nebezpečne predlžuje čas a dráhu brzdenia.

Nadmerná teplota v dôsledku zahrievania trením má za následok intenzívnejšie opotrebovanie materiálov, zhoršenie pevnosti a životnosti trecích prvkov a deformáciu ich styčných plôch. Deformácie materiálov vedú k nerovnomernému rozloženiu tlaku na kontaktnom povrchu a vzniku horúcich miest, t. j. k zvýšeniu lokálnej teploty. Nehomogenita rozloženia teploty v brzdovom kotúči spôsobuje vznik tepelného napätia. Pri prudkom brzdení vznikajú ťahové napätia v trecích prvkoch v blízkosti kontaktnej zóny v dôsledku prudkého nárastu hodnoty teploty. Obzvlášť vysoké hodnoty napätí sa dosahujú vtedy, keď majú trecie materiály nízku tepelnú vodivosť, čo vedie k vzniku vysokých teplotných gradientov. Keď hodnota ťahového napätia prekročí hranicu pevnosti trecieho materiálu, môže dôjsť k trvalej plastickej deformácii a tepelným trhlinám brzdového kotúča a následne k poruche trecieho systému.

Množstvo tepla vznikajúceho trením pri brzdení závisí od takzvaného merného výkonu trenia, ktorý je súčinom rýchlosti sklzu, koeficientu trenia a tlaku na kontaktnú plochu. Prevažná väčšina tohto tepla je absorbovaná trecími párovými prvkami a časť je odovzdaná do okolia v dôsledku konvenčnej výmeny tepla, ktorá prebieha na voľných plochách trecích párových prvkov. Pri jednotlivých intenzívnych brzdových procesoch je vplyv výmeny tepla s okolím na teplotu dosahovanú v brzdovom systéme v prípade zahrievania pevných brzdových kotúčov zanedbateľný. Preto sa používajú kotúče s ventilačnými kanálmi na stimuláciu procesu konvenčného chladenia systému. Rotácia kotúča s ventilačnými otvormi núti vzduch prúdiť do brzdového kotúča, čo výrazne urýchľuje odvod trecieho tepla. Optimalizácia geometrie kotúča vhodným tvarovaním kanálov umožňuje zlepšiť proces konvenčného chladenia, výsledkom čoho je odoberanie asi 40 % tepla vznikajúceho trením pri výmene tepla s okolím [1]. Otáčanie ventilovaných brzdových kotúčov však má za následok aerodynamický odpor spôsobený prúdením vzduchu v kanáloch. V prípade, že koleso nie je potrebné chladiť, je tento jav negatívnym faktorom zvyšujúcim aerodynamický odpor vozidla.

Úlohou ventilačných brzdových kotúčov je privádzať vzduch cez vnútorný prierezový vstup (zóna A, obrázok 1) a odvádzať teplo cez výstup na vonkajšom priemere stredovej časti brzdového kotúča (zóna B, obrázok 1). V podmienkach brzdenia je čerpací účinok prospešný pre konvenčný odvod tepla, ale za trakčných podmienok odpor vzduchu spotrebúva trakčnú silu vlaku [2].

Pre vysokorýchlostnú prevádzku môžu mať kanály kotúča prietok vzduchu 3000 až 4000 m<sup>3</sup>·h<sup>-1</sup>, ktorý je určený na chladenie kotúča. Dôsledkom tohto prúdenia je zložka odporu vozidla, ktorú musí motorové vozidlo prekonať. Napríklad podľa výskumu Turkova A.I.[3], v prípade dieselového vlaku DR a elektrickej jednotky typu ER, pričom obe majú v jednotke nainštalovaných 8 brzdových kotúčov, pri rýchlosti 200 km·h<sup>-1</sup> vzniká aerodynamický odpor výkonom 19,1 kW pre jednotky DR a 48 kW pre jednotky typu ER. V prípade dieselového vlaku DR-1 je potrebný výkon na pokrytie odporu vetrania kotúčov 2,6% z celkového inštalovaného výkonu.

Príspevok výskumu Tirovića [4], ktorý skúmal vzduchové čerpanie brzdových kotúčov pre holandské železnice, dospel k záveru, že straty sa zvýšili na 2 milióny eur ročne. Preto by použitie moderných konštrukcií, ako aj návrh a výroba efektívnejších čepelí mohli mať perspektívu úspory energie a finančných výhod pre spoločnosti.



*Figure 1: Ventilation brake disc design*  
*Obrázok 2: Dizajn ventilačného brzdového kotúča*

## 2. METÓDY

Simulácia bola vykonaná v programe ANSYS Workbench 2021 R2 - Fluid Flow (Fluent), kde boli pre simulovaný brzdový kotúč zadané vstupné parametre ako rýchlosť otáčania a nastavenie okrajových podmienok. Okrajové podmienky sa pre sériu simulácií nezmenili. Skúmaná hodnota krútiaceho momentu sa potom použije na výpočet straty výkonu. Strata výkonu bola odoberaná nasávaním vzduchu brzdového kotúča, určená z grafu po ustálení na konštantnú hodnotu.

Na simuláciu bol nastavený rotačný objem "rotary", s valcovým objemom umiestneným okolo osi X, pričom vzdialenosť základov zmodelovaná 25 mm od okrajov brzdového kotúča. Parametre nastavenie aerodynamického priestoru zodpovedajú skutočnému aerodynamickému priestoru pre jeden brzdový kotúč na rýchlovlaku. Aerodynamický rotačný objem disku definovaný prostredníctvom operácie boolingu. Vo vygenerovanej sieti pomenované jednotlivé plochy a objemy telies, ako vstupná plocha „Inlet“, výstupná plocha „Outlet“, rotačný a aerodynamický objem zostáva pomenovaný ako v pôvodnej geometrii. Pre rotačný objem definované rotácia okolo osi X, počet otáčok za minútu a rovnaký postup pre oblasti rotačného objemu, ktoré predstavujú vnútornú geometriu brzdového kotúča (kotúča). V definíciách reportov vykreslený krútiaci moment, ktorý nastavený pre oblasti rotačného objemu (disk), kde bola predefinovaná rotácia okolo osi X. Počet časových krokov nastavený 100 a veľkosť časového kroku - 0.01 [s]. Pri výpočte počtu otáčok sa uvažovalo, že vlak sa pohybuje konštantnou rýchlosťou.

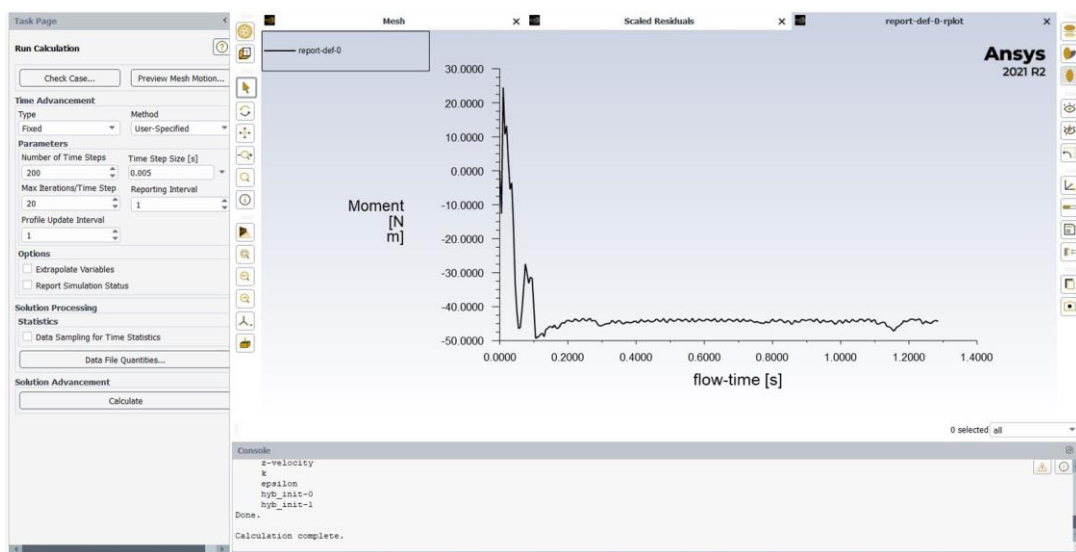
## 3. VÝSLEDKY

Simulácia bola vytvorená pre dva typy diskov: radiálne lopatky a ventilačné tyče. Simulácia brzdového kotúča spočíva v simulácii skutočnej rýchlosti vlaku a tým aj vplyvu vetra, pre ktorý je definovaná rovnaká rýchlosť ako je rýchlosť vlaku. Výskum predpokladal, že ak by sa vlak na mieste pohyboval konštantnou rýchlosťou, brzdový kotúč by bol vystavený vetru s rovnakou rýchlosťou v opačnom smere. Práve vplyvom rýchlosti vetra v opačnom smere sa aerodynamický odpor zvýši. Získané hodnoty (tab. 1) zodpovedajú grafu (obr. 2).

Rýchlosť vlaku v prevádzke $v$ [km·h <sup>-1</sup> ]	Rýchlosť otáčania brzdového kotúča $n$ [ot·min <sup>-1</sup> ]	Stratový moment $M$ [N·m]	Stratový výkon $P$ [W]
400	2467	57.3	14216.65
350	2160	41.64	9314.7
300	1850	27.6	5347
250	1542	17.9	2890.45
200	1234	10.85	1402.08

**Table 1: Obtained values for the brake disc with radial vanes when running the train**

**Table 1: Získané hodnoty pre brzdny kotúč s radiálnymi lopatkami v bezvetri**



**Figure 2: Graph of brake disc torque with radial vanes when running a train**

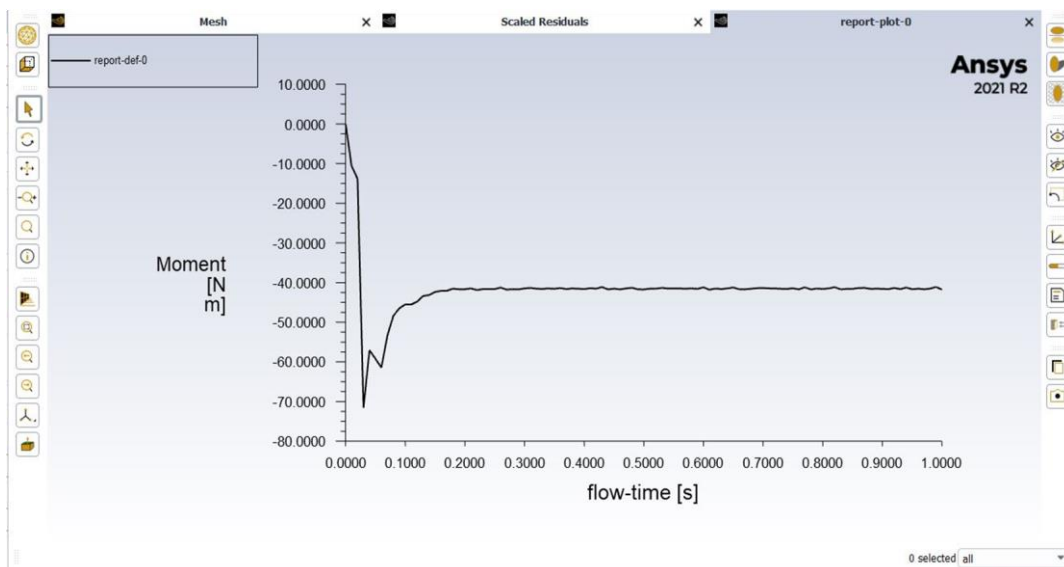
**Obrázok 2: Graf krútiaceho momentu brzdového kotúča s radiálnymi lopatkami pri jazde vlaku**

Druhá simulácia brzdového kotúča s ventilačnými tyčami bola vykonaná rovnako ako brzdový kotúč s radiálnymi lamelami s vplyvom vetra. Získané hodnoty sú uvedené v tabuľke (Tab. 2) na základe grafu (Obr. 3).

Rýchlosť vlaku v prevádzke $v$ [km·h <sup>-1</sup> ]	Rýchlosť otáčania brzdového kotúča $n$ [ot·min <sup>-1</sup> ]	Stratový moment $M$ [N·m]	Stratový výkon $P$ [W]
400	2467	41.77	10791.01
350	2160	29.28	6622.98
300	1850	19.12	3704.15
250	1542	13.51	2181.57
200	1234	9.89	1278.03

**Table 2: Obtained values for the brake disc with ventilating bars when running the train**

**Table 2: Získané hodnoty pre brzdny kotúč s ventilačnými tyčami v pri jazde vlaku**



**Figure 3:** Graph of brake disc torque with ventilating bars when running a train  
**Obrázok 3:** Graf stratového momentu brzdového kotúča s ventilačnými tyčami pri jazde vlaku

Na zakrytie časti brzdového kotúča, ktorá je zodpovedná za nasávanie vzduchu do brzdového kotúča, t.j. oblasť vnútorného priemeru brzdového kotúča, je navrhnutý kryt, ktorý môže zakryť brzdový kotúč pri jazde vlaku (obr. 4) a pri brzdenie (chladenie kotúča) sa dá odkryť (obr. 5).



**Figure 4:** The segment cover open during braking  
**Obrázok 4:** Segmentový kryt otvorený



**Figure 5:** The segment cover closed when the train is running  
**Obrázok 5:** Segmentový kryt zatvorený

## 4. ZÁVER

Výskum ukazuje na potrebu riešiť vznikajúci jazdný odpor, ktorého odstránením by sa zabezpečila efektívnejšia doprava a výrazné úspory vo finančnom sektore. Cieľom vedeckej práce bolo zamerať sa na aerodynamický odpor jednotlivých komponentov brzdového kotúča. Samotný aerodynamický odpor je potrebný na chladenie, snahou teda nebolo ho eliminovať, ale minimalizovať pri jazde vlaku mimo spomalenia alebo brzdenia. Porovnávajú sa dva typy brzdových kotúčov, ktoré majú odlišné vlastnosti, no rovnako často sa používajú pre rýchlostné vlaky.

Simulácie v ANSYS Workbench 2021 R2 ukázali exponenciálnu závislosť zvýšeného krútiaceho momentu od rýchlosti otáčania brzdového kotúča. Brzdový kotúč s ventilačnými tyčami vykazoval nižšie straty ako brzdový kotúč s radiálnymi lamelami. Výpočtom získaných hodnôt bol stanovený nižší aerodynamický odpor brzdového kotúča s ventilačnými tyčami o 33,15 % ako u brzdového kotúča s radiálnymi lamelami, pri rýchlosti 400 km.h<sup>-1</sup>.

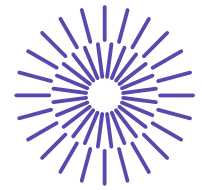
Na základe výskumu navrhnuť konštrukciu krytu brzdového kotúča. Na navrhované technické riešenie problému je podaná prihláška úžitkového vzoru a vynálezu. Najväčšie zníženie aerodynamického odporu dosiahnuté pri segmentovom kryte s úplným uzavretím, kde podľa simulácie v programe ANSYS dostáva pokles až o 24% pre najvyššiu simulovanú rýchlosť, čo zodpovedá 2200 ot./min.

## REFERENCES

- [1] SAWCZUK W., *Selected issues of operational use of rail disc brake*. Archiwum Motoryzacji, 2011, pp. 41–52. ISSN: 1234-754X.
- [2] BLACKMORE D.K., YOUNG C.M. *Air-pumping effect analysis for brake disc of high-speed train*, Journal of Traffic and Transportation Engineering, 14(2), 2014, pp. 34-40. ISSN 16711637.
- [3] TURKOV A.I. *Research, selection of parameters and development of the fundamentals of designing a friction pair of a disk brake for railway rolling stock*, Thesis of Dr.Tech.Sc., Khabarovsk Institute of Railway Engineers, Khabarovsk, Russia, 1982, 349 p.
- [4] TIROVIC M. *Energy thrift and improved performance achieved through novel railway brake discs*. Applied energy, 86, 2009, pp. 317-324. ISSN 03062619.

## ACKNOWLEDGEMENT

This publication was issued thanks to support from the Cultural and Educational Grant Agency of the Ministry of Education of the Slovak Republic in the project, "Implementation of modern methods of computer and experimental analysis of properties of vehicle components in the education of future vehicle designers" (No. KEGA 036ŽU-4/2021). This research was also supported by the Slovak Research and Development Agency of the Ministry of Education, Science, Research and Sport of the Slovak Republic in Educational Grant Agency of the Ministry of Education of the Slovak Republic in the project VEGA 1/0513/22 "Investigation of the properties of railway brake components in simulated operating conditions on a flywheel brake stand".



## 48. mezinárodní konference kateder dopravních, manipulačních, stavebních a zemědělských strojů

září 14.- 16., 2022 – osada Jizerka, Česká republika

Technická univerzita v Liberci

Fakulta strojní, Katedra vozidel a motorů

---

# NÁVRH ZNALOSTNÉHO INFORMAČNÉHO SYSTÉMU PRE HODNOTENIE KVALITY UZATVORENÝCH GUMOVÝCH DOPRAVNÝCH PÁSOV

Daniela Marasová<sup>1</sup>, Roman Hájiček<sup>2</sup>, Peter Klapko<sup>3</sup>

### **Abstract**

*Príspevok rieši hodnotenie kvality gumových výrobkov, konkrétne uzatvorených gumových dopravných pásov, ktoré sú základným konštrukčným prvkom potrubných dopravníkov. Po charakteristike potrubných dopravníkov je popísaný znalostný systém pre hodnotenie kvality uzatvorených gumových dopravných pásov z hľadiska vyhovujúcej kapacity a servisnej kvality v rámci rozhodovacieho procesu. Príspevok predstavuje nový prístup k hodnoteniu kvality dopravných pásov typu Ecotubelt s využitím konceptu znalostného systému integrujúceho poznatky z matematických a simulačných experimentov.*

---

<sup>1</sup> prof. Ing. Daniela Marasová, CSc., Technická univerzita v Košiciach, FBERG, Ústav logistiky a dopravy, Letná 1/9, 042 00 Košice, daniela.marasova@tuke.sk

<sup>2</sup> Ing. Roman Hájiček, Technická univerzita v Košiciach, FBERG, Ústav logistiky a dopravy, Letná 1/9, 042 00 Košice, roman.hajicek@tuke.sk

<sup>3</sup> Peter Klapko, Technická univerzita v Košiciach, FBERG, Ústav logistiky a dopravy, Letná 1/9, 042 00 Košice, peter.klapko@student.tuke.sk

## 1. ÚVOD

Vďaka svojim vlastnostiam je potrubný dopravník inštalovaný pre rôzne aplikácie a používa sa na prepravu materiálov, ako je uhlie, železná ruda, oxid hlinitý, ropný koks, sadrovec, umelé hnojiva, drevené štiepky, zrnitý, piesok, štrk, vápno, popolček, cukor, soľ, obilie atď. Základnou špecifikáciou potrubných dopravníkov je, že ide o úplne uzatvorenú prepravu, schopnosť prekonávať strmé úklony, možnosť reverzného toku a dopravu v oblúkoch. Úplne uzavretá preprava materiálu je základnou výhodou potrubného dopravníka. Materiál prepravovaný potrubným dopravníkom je na veľkej časti svojej dráhy úplne uzavretý gumovým dopravným pásom v tvare potrubia. To umožňuje minimálne znečistenie životného prostredia s elimináciou tvorby prachu a únikov prepravovaného materiálu po dopravnej ceste [1]. Zároveň je prepravovaný materiál chránený pred degradáciou vonkajšími vplyvmi (dážď, vietor, sneh). Ďalšou výhodou je zvýšený uhol sklonu dopravníka (cca 60°) vďaka zvýšenému treniu medzi materiálom a tvarom dopravníkovej rúry. To umožňuje menšiu šírku dopravného systému a zníženie investičných nákladov. Spätný dopravný pás umožňuje prepravu viacerých druhov materiálu jedným dopravníkom. Nezanedbateľnou výhodou je aj schopnosť dopravy v oblúkoch bez potreby presypov [2]. Uzatvorený gumový dopravný pás (UGDP) umožňuje dopravníku prekonávať horizontálne aj vertikálne oblúky. Jeden potrubný dopravník tak môže nahradiť niekoľko konvenčných pásových dopravníkov s elimináciou presypov, úsporou energie potrebnej na zdvihnutie konštrukcie dopravníka, odstránením degradácie prepravovaného materiálu a so znížením tvorby prachu v miestach presypov. Na obrázku 1 je znázornený klasický a potrubný dopravník s UGDP, ktorý bol nasadený do prevádzky na prepravu praženca pri úprave sideritu v ťažobnom podniku.



*Obrázok 1: Pôvodný klasický a nový potrubný dopravník na prepravu praženca*

## 2. METODOLÓGIA

Pri výbere metód pre riešenie danej problematiky je možné rozhodnúť sa pre rôzne metódy logistiky. Simuláciu aplikovali napríklad autori Šaderová a Ambriško [3], autori



Monková a kol. popisujú zlepšenie kvality produktu v publikácii [4]. V tomto príspevku sú aplikované metódy logistiky a to predovšetkým metóda analýzy a prípadová štúdia [5].

Tradičné informačné systémy z hľadiska využitia fyzických systémov majú niekoľko nevýhod, ktoré eliminuje využitie hardvérovej virtualizácie. Je to pomerne nová technológia s ľahkým použitím pre optimalizáciu všetkých procesov aj v ťažobných spoločnostiach [6]. Okrem informačných systémov je možné pre potreby hodnotenia kvality dopravných pásov aplikovať aj znalostné systémy. Znalosti zohrávajú významnú úlohu aj v procese získavania a spracovania pôvodných zdrojov. Schopnosť vrcholového manažmentu akejkolvek priemyselného podniku efektívne využívať a riadiť znalosti svojich zamestnancov jej dáva konkurenčnú výhodu. Syed a kol. [7]. vo svojej štúdii potvrdili, že získavanie a šírenie znalostí má tiež významný pozitívny vplyv na inovácie v podnikaní. Okrem toho aplikácia znalostí sprostredkúva vzťah medzi vytváraním znalostí, ukladaním znalostí a solídnymi inováciami. Rozvoj IT technológií spôsobil exponenciálny nárast dostupných informácií a znalostí, čo viedlo k vytvoreniu znalostných systémov.

Cieľom článku je poukázať na možnosť získať komplexné poznatky o netradičných uzavretých gumových dopravných pásoch (UGDP) s cieľom dosiahnuť ich trvalo udržateľnú kvalitu. Príspevok predstavuje nový prístup k hodnoteniu kvality dopravníkového pásu typu Ecotubelt s využitím konceptu znalostného systému integrujúceho poznatky z matematických a simulačných experimentov. Konceptia znalostného systému vychádza z definícií znalostného manažmentu a pyramíd DIKW (data-information-knowledge-wisdom), ktoré definuje autor Girard v publikácii [8].

### 3. VÝSLEDKY

Analýza kľúčových ukazovateľov uzatvorených dopravných pásov bude realizovaná formou prípadovej štúdie. Pri využití znalostného systému bude pozornosť zameraná na 2 základné hľadiská:

- vhodnosť UGDP z hľadiska kapacity,
- Total Quality Oversight indexu pri zohľadnení nákupnej ceny UGDP, percentuálnej hodnoty opráv UGDP z nákupnej ceny UGDP a životnosti dopravných pásov. Na obrázku 2 je znázornený postup analýzy kvality UGDP pri rozhodovaní, či UGDP vyhovuje z kapacitného hľadiska.

#### 3.1 Rozhodovanie o vhodnosti UGDP z hľadiska kapacity

Kapacita dopravných pásov je vypočítaná pre vybrané typy dopravných pásov z konkrétnej prevádzky, kde sú dopravné pásy prevádzkované a používajú sa na prepravu železnej rudy (sideritu). Vhodnosť nasadených UGDP v prevádzke z pohľadu kapacity je uvedené v tabuľke 1 a to z hľadiska vyhovujúcej šírky dopravného pásu pre potrebný priemer potrubia. Kľúčové parametre sú stanovené aplikáciou znalostného systému s využitím softvéru, ktorý má aplikáciu formou Windows forms, v jazyku Visual Basic implementovanom na net. platforme. Spustiteľná verzia je vo formáte súboru exe. Spustiteľný súbor vyhodí dialógové okno programu s možnosťou výberu: kapacitného výpočtu, pevnostného výpočtu, výkonového výpočtu, trakčného výpočtu,

výpočtu TCO Indexu. Podrobnejšia charakteristika znalostného systému a jeho štruktúra je popísaná v publikácii [9].



Obrázok 2: Postupnosť krokov – analýza z kapacitného hľadiska

TYP UGDP	$A_T$ [m <sup>2</sup> ]	D [m]	$B_S$ [m]	$B_V$ [m]	$B_S > B_V$ [m]	UGDP VYHOVUJE / NEVYHOVUJE [m]
EP 250/2	0,068	0,2548	0,8	0,845	0,800 > 0,845	Nevyhovuje
EP 315/3	0,054	0,2270	0,8	0,753	0,800 > 0,753	Vyhovuje
EP 315/3	0,043	0,2026	0,8	0,671	0,800 > 0,671	Vyhovuje
EP 315/3	0,043	0,2026	0,8	0,671	0,800 > 0,671	Vyhovuje
EP 315/3	0,034	0,1801	0,8	0,597	0,800 > 0,597	Vyhovuje
EP 315/3	0,034	0,1801	0,8	0,597	0,800 > 0,597	Vyhovuje
EP 315/3	0,043	0,2026	0,8	0,671	0,800 > 0,671	Vyhovuje
P 315/3	0,054	0,2270	0,8	0,753	0,800 > 0,753	Vyhovuje
P 400/2	0,068	0,2548	1,0	0,845	1,000 > 0,845	Vyhovuje
P 400/3	0,054	0,2270	1,0	0,753	1,000 > 0,753	Vyhovuje
EP 400/3	0,044	0,2049	1,0	0,679	1,000 > 0,679	Vyhovuje
EP 400/3	0,043	0,2026	1,0	0,671	1,000 > 0,671	Vyhovuje
EP 400/3	0,043	0,2026	1,0	0,671	1,000 > 0,671	Vyhovuje
EP 400/3	0,034	0,1801	1,0	0,597	1,000 > 0,597	Vyhovuje
EP 400/3	0,034	0,1801	1,0	0,597	1,000 > 0,597	Vyhovuje
EP 400/3	0,034	0,1801	1,0	0,597	1,000 > 0,597	Vyhovuje
P 400/3	0,043	0,2026	1,0	0,671	1,000 > 0,671	Vyhovuje
P 500/5	0,054	0,2270	1,2	0,753	1,200 > 0,753	Vyhovuje
P 630/3	0,044	0,2049	1,2	0,679	1,200 > 0,679	Vyhovuje
P 800/3	0,044	0,2049	1,2	0,679	1,200 > 0,679	Vyhovuje
P 1250/4	0,068	0,2548	1,2	0,845	1,200 > 0,845	Vyhovuje

Tabuľka 1: Výsledky hodnotenia kvality UGDP podľa kapacity

### 3.2 Rozhodovanie o vhodnosti UGDP z hľadiska servisnej kvality

Metodika pre stanovenie druhého ukazovateľa kvality UGDP podľa indexu TCO je znázornená na obrázku 3. Vstupmi pri metodike hodnotenie kvality UGDP sú údaje o zabudovanosti UGDP, celková nákupná cena v EUR a priemerná doba životnosti UGDP.



**Obrázok 3:** Postup analýzy kvality UGDP podľa indexu TCO

Pre analýzu TCO indexu bol použitý softvér formou Windows forms, ktorá je v jazyku Visual Basic implementovaná na net.platfome, ktorý umožňuje výpočet daného indexu. Pre výpočet boli použité vstupné údaje o UGDP uvedené v tabuľke 2. Z analýzy vyplýva, že najväčšiu zabudovanosť má typ dopravného pásu P 630/3, po ňom nasleduje typ EP 400/3, EP 315/3, EP 400/3, P 315/3, P 400/3. Kvalita dopravných pásov bola sledovaná počas obdobia 44 mesiacov.

**Index kvality TCO** (Total Cost Overship) z hľadiska nákladov na prevádzku dopravného pásu sa vypočíta podľa vzorca:

$$\frac{x + y}{w} = index\ TCO$$

kde:

- x- celková nákupná cena UGDP v percentách %,
- y- hodnota opráv z nákupnej ceny UGDP v percentách,
- w - doba životnosti UGDP v mesiacoch.

TYP UGDP	Priemerná doba životnosti UGDP v mesiacoch (w)	Hodnota opráv v % z nákupnej ceny (y)	Počet výmen	TCO Index	Stupeň kvality / kategória UGDP
EP 250/2	8 mesiacov	6,6	6	13,25	Priemerná
EP 315/3	6 mesiacov	21,42	7	20,16	Nevyhovujúca
EP 315/3	21 mesiacov	22,32	2	5,80	Vynikajúca
EP 315/3	30 mesiacov	14	1	3,8	Vynikajúca
EP 315/3	14 mesiacov	31	3	9,35	Vynikajúca
EP 315/3	19 mesiacov	28	2	6,73	Vynikajúca
EP 315/3	34 mesiacov	74,48	1	5,11	Vynikajúca
P 315/3	44 mesiacov	13,41	1	2,56	Vynikajúca
P 400/2	41 mesiacov	5,7	1	2,56	Vynikajúca
P 400/3	22 mesiacov	1,6	2	4,59	Vynikajúca
EP 400/3	13 mesiacov	56,24	3	12	Priemerná
EP 400/3	22 mesiacov	64,32	2	7,45	Vynikajúca
EP 400/3	13 mesiacov	18,36	3	9,07	Vynikajúca
EP 400/3	31 mesiacov	61,71	1	5,19	Vynikajúca
EP 400/3	28 mesiacov	32,40	2	4,71	Vynikajúca
EP 400/3	22 mesiacov	34,17	2	6,09	Vynikajúca
P 400/3	25 mesiacov	65,72	2	6,6	Vynikajúca
P 500/5	30 mesiacov	37,52	1	4,56	Vynikajúca
P 630/3	18 mesiacov	12,25	2	6,22	Vynikajúca
P 800/3	26 mesiacov	46,36	2	5,61	Vynikajúca
P 1250/4	44 mesiace	18,69	1	2,68	Vynikajúca

Tabuľka 2: Výsledky hodnotenia kvality UGDP podľa servisnej kvality

### 3. Conclusion

Pri posúdení, či potrubné dopravníky vyhovujú z kapacitného hľadiska na základe analýzy (tabuľke 1) vyplýva, že z vybraných UGDP vyhovuje 20 dopravných pásov a nevyhovuje len jeden UGDP. Pre nevyhovujúci UGDP je vhodným riešením, zvýšiť šírku dopravného pásu na 1,0 m z pôvodnej šírky 0,8 m. Po zvolení novej navrhovanej šírky UGDP, tento dopravný pás už vyhovuje z kapacitného hľadiska, čo potvrdzuje aj daná nerovnosť:

$$B_s > B_v \quad 1,0 > 0,845.$$

Druhým kľúčovým ukazovateľom bolo stanovenie TCO Indexu. V nadväznosti na vykonanú analýzu s využitím výpočtov pomocou softvéru formou Windows forms, ktorá je v jazyku Visual Basic implementovaná na net.platforme. je možné konštatovať (tabuľka 2), že z hľadiska kvality nevyhovuje len jeden dopravný pás typu EP 315/3. Pravdepodobnou príčinou je jeho veľká zabudovanosť a najvyšší počet výmen zo

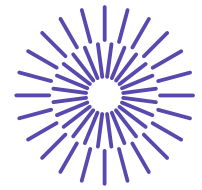
všetkých posudzovaných UGDP. Keďže nevieme príčiny poškodenia UGDP a dôvody jeho výmeny, nie je možný ani konkrétny návrh na zvýšenie servisnej kvality UGDP. Vo všeobecnosti by bolo možné navrhnúť monitorovanie UGDP v mieste plnenia UGDP, kde dochádza k jeho najčastejšiemu poškodeniu. Z hľadiska opotrebovania hornej krycej vrstvy UGDP (železná ruda je abrazívnym materiálom) môže dochádzať k nadmernému úbytku krycej vrstvy a tým aj k zníženiu kvality spoja UGDP. Uvedená prípadová štúdia poukázala na možnosti využitia znalostného informačného systému pri hodnotení produktovej a servisnej kvality UGDP.

## REFERENCES

- [1] GRUJIC, M., MALINDZAK, D., MARASOVA, D. *Possibilities for reducing the negative impact of the number of conveyors in a coal transportation system*, Tehnicki vjesnik-technical gazette, vol.18, pp 453-458, 2011
- [2] AMBRIŠKO Ľ., FRYDRÝŠEK K., JELISAVAC ERDELJAN D., MARASOVÁ JR. D., *Experimental research of a new generation of support systems for the transport of mineral raw materials*, Acta Montanistica Slovaca, vol. 22, 2017, pp 377-385
- [3] SADEROVA, J., AMBRISKO, L. *Computer simulation as one of the tools for modelling of the work cycle of loading and transport of the raw material at a quarry*, Mining Science, 27, 2020, pp 199-208.
- [4] MONKOVA, K; HRIC, S; (...); MATISKOVA, D. *Application of Simulation for Product Quality Enhancement*. International Conference on Informatics, Management Engineering and Industrial Application (IMEIA 2016), pp 216-220
- [5] AMBRIŠKO, Ľ., MARASOVÁ JR.D., GREDEL, P., LUKÁČ, S., *Application of logistics principles when designing the process of transportation of raw materials*, Acta Montanistica Slovaca, vol.20, 2015, pp141-147
- [6] LUKÁČ, S., MIKUŠOVÁ, N. *Virtualization as a logistics support for enterprise management*. Transport & Logistics.46(1), 2019, pp. 22-27
- [7] SYED, A., SABIR, M.R., SARMA EJAZ, S., SOHAIL, H. *Direct and Indirect effect of Knowledge Management Practices on Firm Innovation via Knowledge Application*.International Review of Management and Marketing 10(4).2020. DOI: 110-118 DOI: 10.32479/irmm.10196
- [8] GIRARD, J. *Defining knowledge management: Toward an applied compendium*. Online Journal of Applied Knowledge Management A Publication of the International Institute for Applied Knowledge Management 3(1), 2015, 1-20
- [9] MARASOVA, D. a kol. *Sustainable quality of conveyor belts using an integrated knowledge system to support decision-making*. Acta Montanistica Slovaca 26 (1), 2021, pp.117-126

## ACKNOWLEDGEMENT

Tento príspevok vznikol s podporou projektu APVV-18-0248 „Inteligentné pásové dopravníky“.



## 48. mezinárodní konference kateder dopravních, manipulačních, stavebních a zemědělských strojů

září 14.- 16., 2022 – osada Jizerka, Česká republika

Technická univerzita v Liberci

Fakulta strojní, Katedra vozidel a motorů

---

# STATIC STABILITY OF FIREFIGHTING ADAPTER

Jaroslav Matej<sup>1</sup>

### **Abstract**

*The article solves static stability of a firefighting adapter with a 2000 l water tank mounted on a rear shield of a skidder. The method used for determination of stability, implemented in Python language, is based on known physical principle, that says, that a vehicle is stable if a gravity vector placed in a center of gravity lays inside of a stability triangle. The gravity vector combines weights of the skidder's front and rear half frames, and rear additional weight, in form of the water tank. The solution creates, as a result, colorful heat maps, that display stability of the adapter, as a function of two parameters, including areas of non-stable positions of the adapter. The stability is displayed as a distance of the gravity vector and a tipping line of a stability triangle. The article is focused on possible positions of the tank.*

## 1. INTRODUCTION

The research of is connected with a project [1] focused on research of an innovative design of the firefighting adapter for forest machinery [2]. The adapter (Fig.1) combines a forest skidder LKT-81 with a 2000-liter water tank, placed behind the rear axle, on the rear shield. The solution has been physically realized and tested, and found usable.

---

<sup>1</sup> Ing. Jaroslav Matej, Ph.D., Department of Mechanics, Mechanical Engineering, and Design, Faculty of Technology, Technical University in Zvolen, T.G. Masaryka 24, 960 01 Zvolen, Slovakia, jaroslav.matej@tuzvo.sk

The water tank is supposed to be filled with water repeatedly, after its final placement in a place accessible from a wildfire area. We successfully tried this with a helicopter equipped with a Bambi bucket. From firefighting point of view, the bigger tank, the better tank, however the bigger tank behind the rear axle, the bigger influence on stability. In general, there is a possibility to add some front load and watch its influence on stability. The method covers all the possible ranges of an articulation of the frame and positions or rotations of the skidder on an inclined plane as a function of two independent variables in form of a heat map. This way, the final plots provide full information about the stability, as it is described below.

There are many studies, equations or approaches [3] - [13] regarding stability, but they are not designed to work with several additional loads, and/or with articulation of a frame. In addition, our vehicle with accessories is not of a common type. This is why we decided to evaluate stability from the scratch, using a generally known physical principle. It says that a vehicle is stable if a gravity vector placed in a center of gravity lays inside of a stability triangle or generally polygon. The stability triangle is composed of tipping lines a vehicle overturns around, when losing its stability. Then, the solution is to create lines of a stability triangle and a gravity vector in form of equations of spatial lines. Then, distances of the gravity vector to the lines of the stability triangle determine stability of the vehicle, in the purest form. Subsequently, we also need to test whether the gravity vector lays inside the stability triangle, to check unstable positions. Then the results can be visualized in plots for all the sides of the stability triangle.



*Figure 1: The firefighting adapter based on skidder with front axle oscillation. Filling the water tank with Bambi bucket.*

## 2. MATERIALS AND METHODS

We decided to make the solution as universal as possible. It will allow us to modify it in the future for different types of machines. The solution of the stability we implemented in Python programming language in a 3-dimensional world. Important points of the skidder then have three coordinates in the local coordinate system (Fig.2).

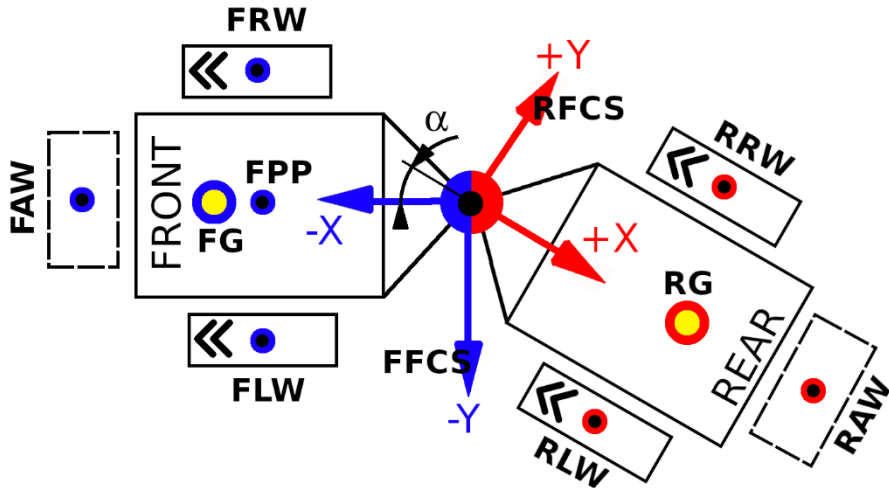


Figure 2: Important points of the skidder: FRW, FLW, RLW, RRW – coordinates of contact points of tires with slope/terrain, FG, RG – coordinates of centers of gravities for front and rear frames of skidder, T – center of gravity of skidder, FAW, RAW – coordinates of front and rear mount points for additional weights/loads, FFCS – front frame coordinate system (with Z-axis toward up), RFCS – rear frame coordinate system (with Z-axis toward up), FPP - coordinates of front axle pivot point.

The stability triangle is created by lines  $l1\_z$ ,  $l2\_z$ ,  $l3\_z$  as shown on Fig.3. The gravity vector is placed in the center of gravity marked T. It is also represented as a line that we used to compute distances to the lines of the stability triangle.

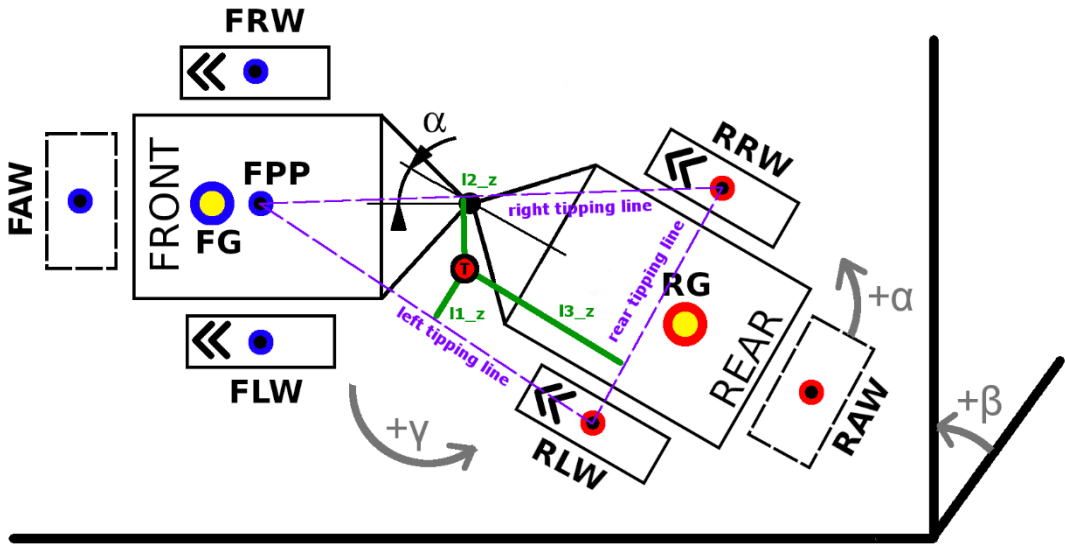


Figure 3: Position of skidder with front axle oscillation on slope:  $\alpha$  – articulation of frame [°],  $\beta$  – slope angle [°],  $\gamma$  – rotation (or position) of skidder on slope [°],  $l1\_z$ ,  $l2\_z$ ,  $l3\_z$  – sides of stability triangle (left, right, and rear one). FRW, FLW, RLW, RRW – coordinates of contact points of tires with slope/terrain, FG, RG – coordinates of centers of gravities for front and rear frames of skidder, T – center of gravity of skidder, FAW, RAW – coordinates of front and rear mount points for additional weights/loads, FPP - coordinates of front axle pivot point. Three green lines show distances of gravity vector (through T, center of gravity) to sides of stability triangle (= tipping lines) in 3D space ( $l1\_z$ ,  $l2\_z$ ,  $l3\_z$ )



We used the fully 3D equations of lines in vector form, as follow:

$$(x, y, z) = (x_0, y_0, z_0) + t(a, b, c) \quad (1)$$

where:

$(x_0, y_0, z_0)$  – a point on a line (e.g. start point),

$(x, y, z)$  – another point on a line (e.g. end point),

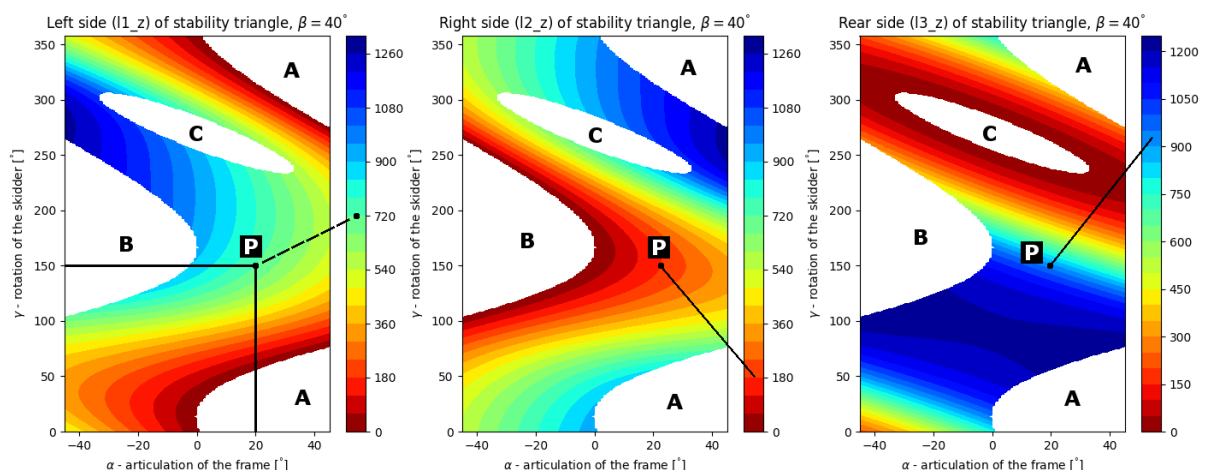
$t$  – a parameter describing a particular point on a line

$(a, b, c)$  – directional vector of a line

The stability we expressed as distances between the lines of the stability triangle (Fig.3) and the gravity vector (through point T). However, distances are always positive numbers. That is why we implemented the crossing number algorithm to detect stable or unstable positions of the skidder. The stability, we compute as distances, is valid for the only one skidder's position on a slope. In order to obtain a complex information on static stability we used it in a loop in two modes with different input values. The first mode supposes the slope angle  $\beta$  as a constant, the frame's articulation  $\alpha$  as variable in interval of  $\langle -45^\circ; 45^\circ \rangle$ , and the skidder's rotation  $\gamma$  on a slope as variable in interval of  $\langle 0^\circ; 359^\circ \rangle$ . The second mode supposes the frame's articulation  $\alpha$  as a constant, and the slope angle  $\beta$ , and the skidder's rotation  $\gamma$  as variables.

An example of a plot is displayed on Figures 4,5. The position of the skidder on Fig.5 reflects the point P on Fig.4. To get this position, the skidder to be placed to the default position (as shown on Fig.3,  $\alpha = 0$ ), rotated by angle of  $150^\circ$ , then articulated the rear frame by angle of  $20^\circ$ .

The basic parameters of the adapter are shown in Tab.1. They are derived from LKT-81 skidder. In general, wheeled skidders should not operate on slopes that exceed  $18^\circ$  (40%). We used the angle for the analyses below.



*Figure 4: How to read the plots (1<sup>st</sup> mode). Input parameters:  $\alpha$  – articulation of frame,  $\gamma$  – rotation of skidder,  $\beta$  – slope angle (constant value). P – combination of input parameters, A – area of instability, due to left side (tipping line) of stability triangle, B – area of instability, due to right side of stability triangle, C – area of instability, due to rear side of stability triangle. The first and second images display lateral stability, the last one displays longitudinal stability. Color bars show distance of gravity vector (for whole machine, including additional loads) to tipping lines in [mm].*

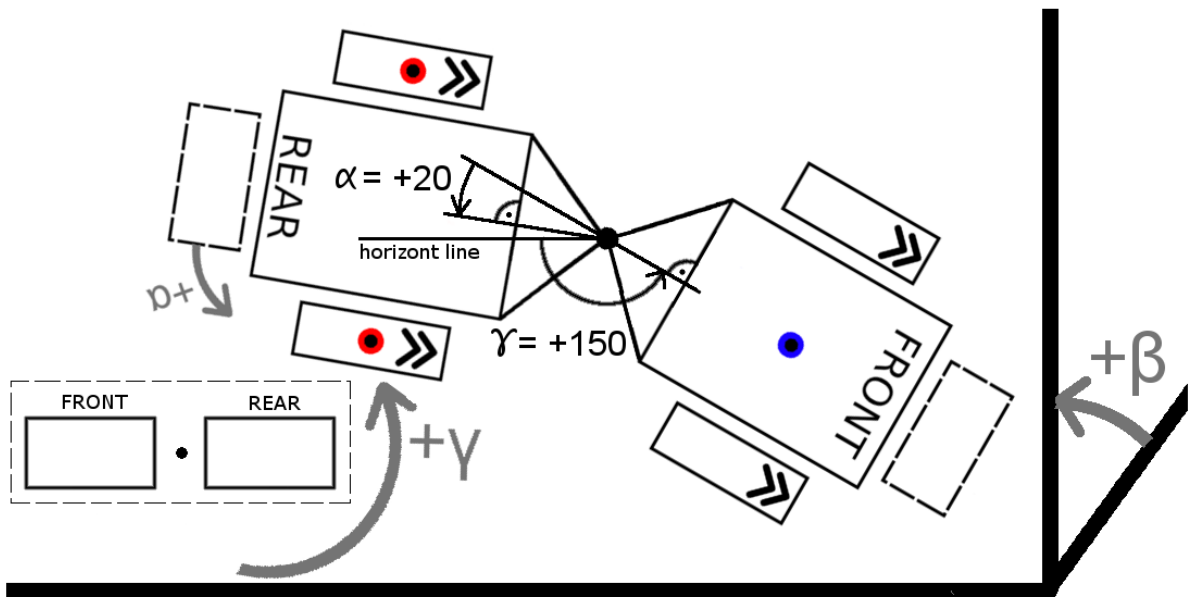


Figure 5: How to read the plots (1<sup>st</sup> mode). Position of the skidder that reflects point P on Fig.4.

Coordinates of important points (x, y, z) [mm]	FPP(-1200, 0, 500), RRW(1200, 1010, 0), RLW(1200, -1010, 0), FRW(1200, 1010, 0), FLW(1200, -1010, 0), FG(-1100, 0, 1000), RG(1100, 0, 800), FAW(-1700, 0, 340)		
Centers of gravities of water tank	Fig.6/A	Fig.6/B	Fig.6/C
	RAW(2860, 0, 926)	RAW1(2453, 0, 1353), RAW2(2000, 0, 2203)	RAW(2501, 0, 1353)
Gravities [N]	FG(gravity) = 0.615 * 7145 kg * 9.81 m/s <sup>2</sup> = 43106 N, RG(gravity) = 0.385 * 7145 kg * 9.81 m/s <sup>2</sup> = 26 985 N (skidder's weight of 7145 kg, where 61,5% is on the front axle)		
Load:	2688 kg (2000 l water + the tank with equipment)		

Table 2: Basic parameters of skidder model.



Figure 6: Original water tank and its simplified possible shape modifications. RAW, RAW1, RAW2 – Centers of gravities, and dimensions for 2000 l water tanks (see also Tab.1). Width is 1390 mm for all the tanks.

The original firefighting adapter with the water tank on Fig.6/A is a simple and stable solution. However, the better stability, the higher terrain accessibility. The only way,

how to achieve it, is to move a tank's center of gravity toward front part of the machine. It can be achieved by shape of a tank.

### 3. RESULTS

#### 3.1 Stability of the skidder without the tank and with original tank

Stability of the skidder without tank is displayed on Fig.7. It shows lateral stability (distance between gravity vector and tipping line) in range of 50 up to 600 mm, and longitudinal stability in range of 880 up to 1680 mm. The skidder is stable for the whole range of variable parameters  $\alpha$ , and  $\gamma$  ( $\beta = 18^\circ$ ). The plots show the lowest lateral and longitudinal stabilities for border values of  $\alpha$  (articulation of the frame). It corresponds with positions of the skidder on the slope in direction of a contour line (its front half frame) with the rear half frame placed uphill. The lowest longitudinal stability is a combination of border values of  $\alpha$  and rotation of the skidder on the slope ( $\gamma$ ).

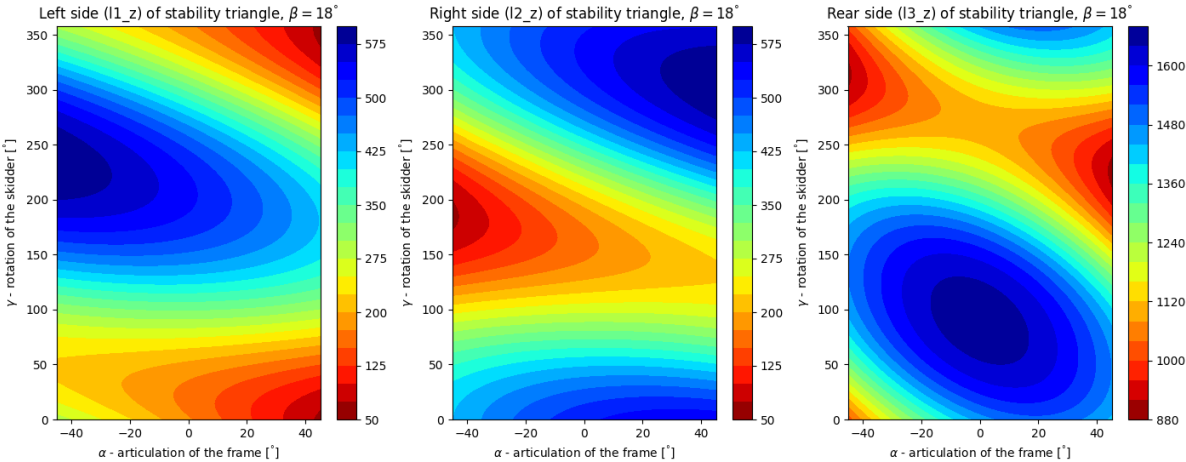


Figure 7: Stability of skidder without tank. 1<sup>st</sup> and 2<sup>nd</sup> plots – lateral stability, 3<sup>rd</sup> plot – longitudinal stability

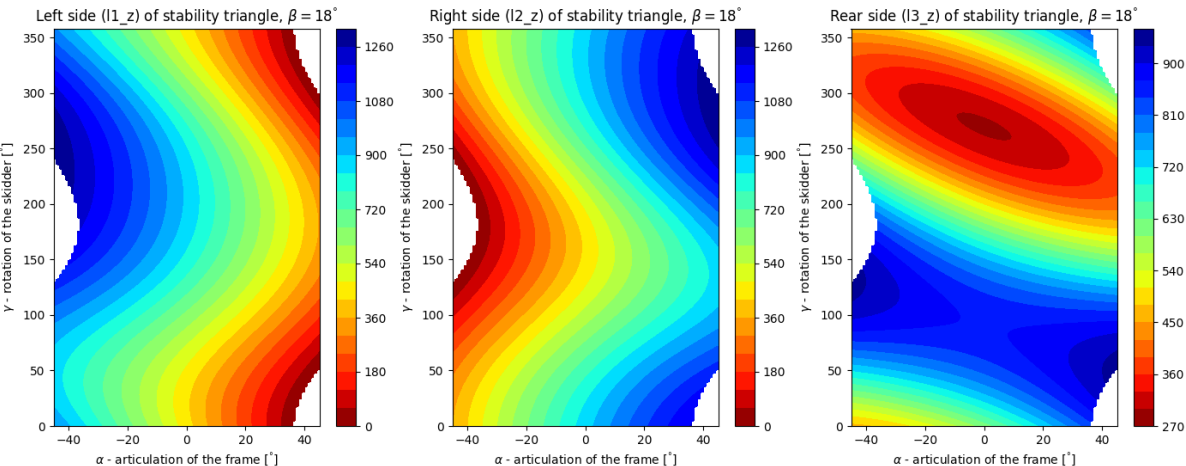


Figure 8: Stability of the skidder with the original tank (Fig.6/A)

Stability of the skidder with the original water tank is shown on Fig.8. It shows that this firefighting adapter is not stable at all the conditions (white areas of Fig.8). Lateral stability is limited by articulation of the frame. However, if the adapter is stable, its

lateral stability is higher in comparison with the skidder without the tank. Longitudinal stability is assured, but it is much lower (270 – 960 mm) than in the case without the tank (880 – 1680 mm).

### 3.3 Stability of the skidder with the tank B and C

Stability of the skidder with tank B (Fig.6/B) is displayed on Fig.9. Stability of the skidder with tank C (Fig.6/C) is displayed on Fig.10. Both the tanks have the same influence on lateral and longitudinal stability. The only slight difference is in areas of instability, where C tank is more stable. This result can be explained by higher position of center of gravity in case of B tank. In comparison with original tank, both alternative tanks provide the same lateral stability, and a little better longitudinal stability.

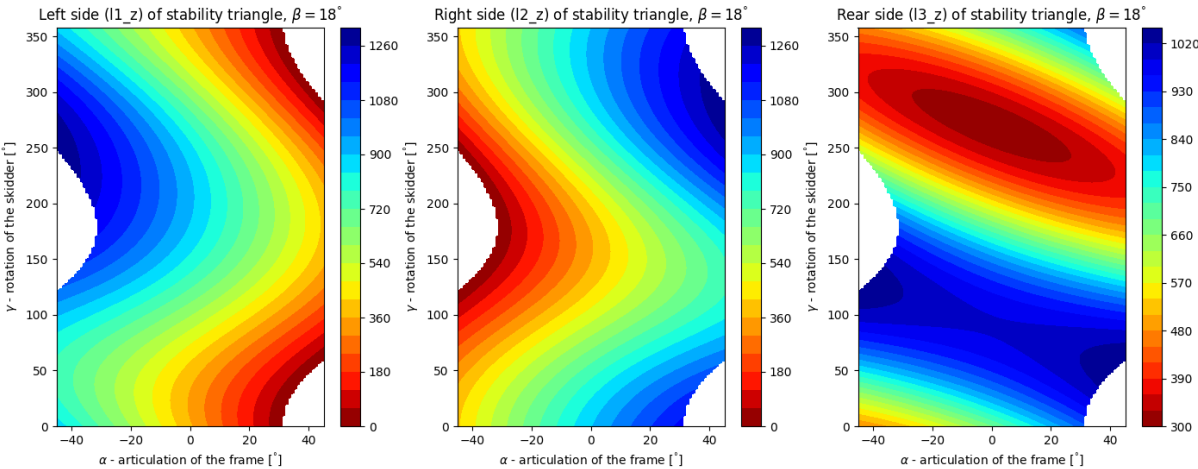


Figure 9: Stability of skidder with tank B (Fig.6/B)

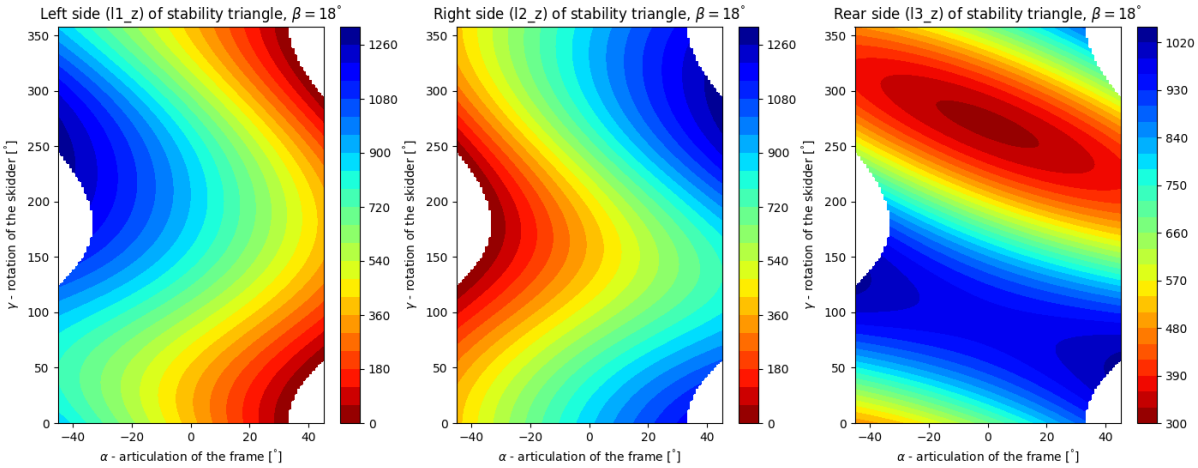


Figure 10: Stability of skidder with tank C (Fig.6/C)

## 4. CONCLUSION

The alternative shapes of the original water tank provide the same or a little better stability, but will require more complicated carrying construction and/or worse shape from the point of view of filling with Bambi bucket, and worse stability of the tank alone, at wildfire location. There are, of course, other possibilities to modify the tank’s shape,

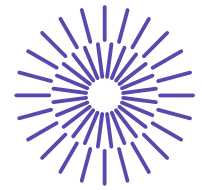
but they will require to increase height and/or length of the tank. Based on the analyses above it probably will not bring much better result, from stability point of view.

## REFERENCES

- [1] Project No. APVV-14-0468, founded by “Agentúra na podporu výskumu a vývoja MŠVVaŠ SR”
- [2] HNILICA, R., ŤAVODOVÁ, M., HNILICOVÁ, M., MATEJ, J., MESSINGEROVÁ, V. *The Innovative Design of the Fire-Fighting Adapter for Forest Machinery*, *Forests* 2020, 11, 843; <https://doi:10.3390/f11080843>
- [3] GIBSON, H.G., ELLIOTT, K.C., PERSSON, S.P.E.: *Side Slope Stability of Articulated-Frame Logging Tractors*. *Journal of Terramechanics*, 1971, Vol.8, No.2, pp.65 to 79, Pergamon Press.
- [4] FRANCESCHETTI, B., RONDELLI, V., CAPACCI, E. *Lateral Stability Performance of Articulated Narrow-Track Tractors*. *Agronomy* 2021, 11, 2512. <https://doi.org/10.3390/agronomy11122512>
- [5] BIETRESATO M., MAZZETTO F. *Definition of the Layout for a New Facility to Test the Static and Dynamic Stability of Agricultural Vehicles Operating on Sloping Grounds*. *Appl. Sci.* 2019, 9, 4135, <https://doi:10.3390/app9194135>
- [6] BOŁOZ, Ł., KOZŁOWSKI, A. *Methodology for Assessing the Stability of Drilling Rigs Based on Analytical Tests*. *Energies* 2021, 14, 8588. <https://doi.org/10.3390/en14248588>
- [7] TOMAŠIĆ, Ž., ŠUŠNJAR, M., HORVAT, D., PANDUR, Z. *Forces Affecting Timber Skidding*. *Croat. j. for. eng.* 30(2009)2
- [8] DUKA, A., PORŠINSKY, T., PENTEK, T., PANDUR, Z., VUSIĆ, D., PAPA, I. *Mobility Range of a Cable Skidder for Timber Extraction on Sloped Terrain*. *Forests* 2018, 9, 526, <https://doi:10.3390/f9090526>
- [9] BIETRESATO, M., MAZZETTO, F. *Increasing The Safety of Agricultural Machinery Operating on Sloping Grounds by Performing Static and Dynamic Tests of Stability on a New-Concept Facility*. *Int. J. of Safety and Security Eng.*, Vol. 8, No. 1 (2018) 77–89
- [10] MAZZETTO, F., BIETRESATO, M., GASPARETTO, A., VIDONI, R. *Simulated stability tests of a small articulated tractor designed for extreme-sloped vineyards*. *Journal of Agricultural Engineering* 2013; volume XLIV(s1):e133
- [11] BIETRESATO M., MAZZETTO F. *Stability Tests of Agricultural and Operating Machines by Means of an Installation Composed by a Rotating Platform (the “Turntable”) with Four Weighting Quadrants*. *Appl. Sci.* 2020, 10, 3786; doi:10.3390/app10113786
- [12] DEMŠAR, I., BERNIK, R., DUHOVNIK, J. *A Mathematical Model and Numerical Simulation of the Static Stability of a Tractor*. *Agric. conspec. sci.* Vol. 77 (2012) No. 3
- [13] MAJDAN, R., ABRAHÁM, R., TKÁČ, Z., DRLIČKA, R., MATEJKOVÁ, E., KOLLÁROVÁ, K., MAREČEK, J. *Static Lateral Stability of Tractor with Rear Wheel Ballast Weights: Comparison of ISO 16231-2 (2015) with Experimental Data Regarding Tyre Deformation*. *Appl. Sci.* 2021, 11, 381. <https://doi.org/10.3390/app11010381>

## **ACKNOWLEDGEMENT**

This work was supported by “Vedecká grantová agentúra Ministerstva školstva, vedy, výskumu a športu SR a SAV project VEGA 1/0364/21 „Research of forestry machines working mechanisms regarding to the new constructional parameters and working principles“



## 48. mezinárodní konference kateder dopravních, manipulačních, stavebních a zemědělských strojů

září 14.- 16., 2022 – osada Jizerka, Česká republika

Technická univerzita v Liberci

Fakulta strojní, Katedra vozidel a motorů

---

# DETECTION AND LOCALIZATION THE SOURCES OF VIBRATION AND NOISE ON CAR GEARBOX BY USING FREQUENCY ANALYSIS

Samnang Sann<sup>1</sup>, Elias Tomeh<sup>2</sup>

### **Abstract**

*The government aims to reduce the noise level in the environment by issuing requirements for the maximum noise level of critical noise resources. One of the possible noise sources in the car is the drive system, which includes the gearbox. The vibration of an automobile gearbox is because of the insufficient quality of the designed construction and the production accuracy. This paper aims to determine the sources of noise and vibration by analyzing the frequency spectra of the gearbox. A vibration analyzer with accelerometer attached to the gearbox housing is used to measure and record the vibration spectra. The frequency analysis method is used to analyze the rotor and gear mesh frequency of the car gearbox by using software analysis. The envelope analysis method is used to analyze the bearing frequencies of the input, output, and differential shaft of the gearbox by using software analysis.*

---

<sup>1</sup> Samnang Sann, Technical University of Liberec, Studentská 2, 461 17 Liberec 1, Czech Republic, sannang.sann@tul.cz

<sup>2</sup> Elias Tomeh, Technical University of Liberec, Studentská 2, 461 17 Liberec 1, Czech Republic, elias.tomeh@tul.cz

# 1. INTRODUCTION

Government have issued standards for the maximum noise level of key noise resources to reduce noise levels in the environment. Noise emission rules apply mostly to motor vehicles in the transportation sector. However, because severe limits cannot be implemented all at once, the reduction is likely to be phased in over a period of at least 25 years. Newly produced automobiles that exceed defined noise limitations are not allowed to operate on public highways. Manufacturers of automobiles have been given opportunity to develop noise-reduction improvements. The timeline for noise limits for cars and trucks with an engine power of 150 kW and more is shown in Figure 1. Data was taken from the final report of the working party on noise emissions of road vehicles. The arrow pointing at 1985 indicates that in the EU there was a change in measuring procedure. For trucks, this corresponded to 2 dB – 4 dB of stricter requirements on top of the other changes; but for cars it corresponded to approximately 2 dB of less stringent requirements.

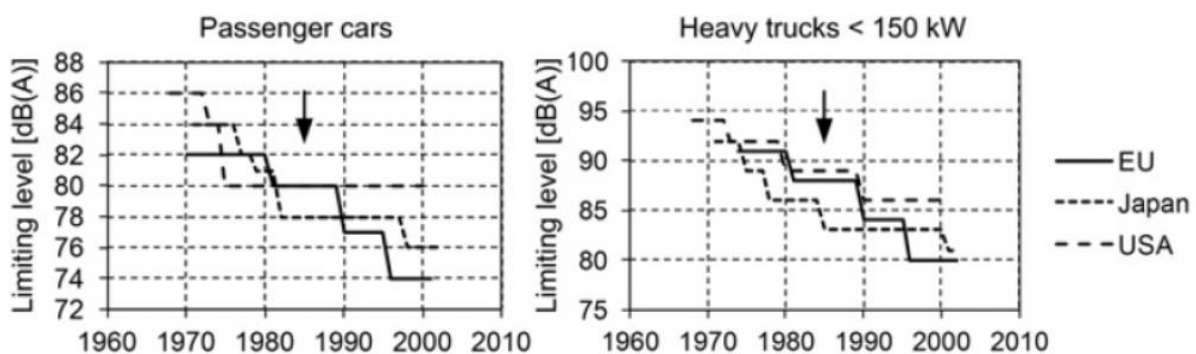


Figure 1: Development of vehicle noise emission limits over the years [1]

One of the noise sources in the car is the drive system, the gearbox [2]. In more complex systems, such as automotive gearbox, a rigorous treatment of the data is necessary because there are several moving parts such as gears, bearings, shafts, etc., and in this way, there are several possible sources of errors and noise [3]. The vibration signal characteristics of the gearbox caused by faulty bearing have not been revealed well, and the rarely effective fault diagnosis methods are existed to the fault bearing of gearbox [4]. The vibration of an automobile gearbox is closely connected with the insufficient quality of the designed construction and the production accuracy [5]. The noise produced by the car harms the closest surrounding such as the passengers and the driver. The measured vibration spectra also serve for predictive maintenance of a personal car gearbox, for excluding needless maintenance activities, and for planning the performance of maintenance in the most efficient way. Incorrect assembly of parts or deterioration of technical condition are expressed by a change of vibration level or spectra which allows to discover the cause for noise and vibration, evaluate the length of further maintenance, identify the damaged gearbox joint, and plan correction of the gearbox. The ability to find out and remove the cause of deterioration of the technical condition is an appreciable advantage. The results can be applied in car factories [6]. This paper focuses on determining the sources of noise and vibration by analysing the frequency spectra of the gearbox.



## 2. RESEARCH METHODOLOGY

First of all, the experiment was conducted to determine the rotational speed of the input shaft at each speed degree by using a vibration analyser connected to the gearbox housing with an accelerometer. After that, the manual calculations were performed by using the formulas. Last but not least, software analysis was used to analyse the amplitudes and spectra of vibration with the frequency analysis and the envelope analysis method. The results were discussed. Finally, the conclusion had been drawn, see Figure 2. Kinematic scheme is shown in Figure 3.

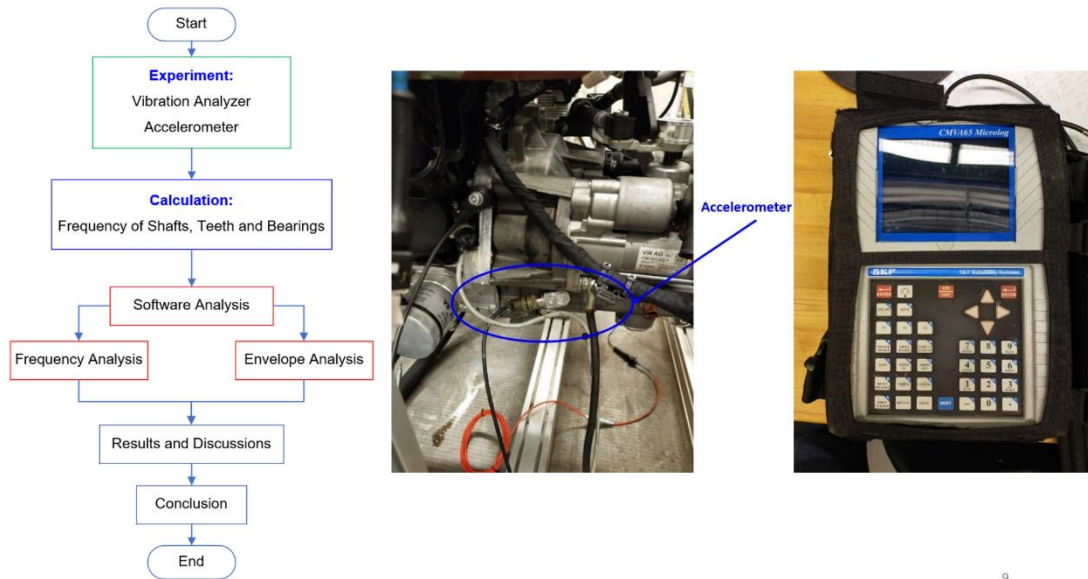


Figure 2: Research methodology flow chart

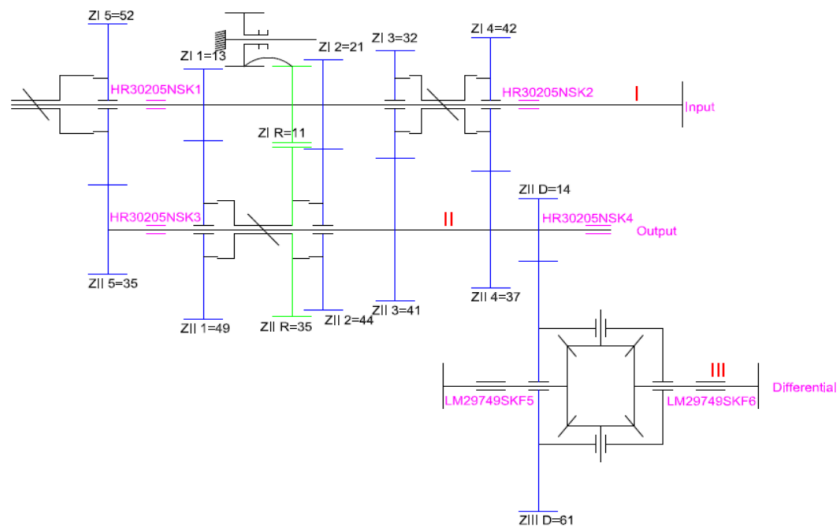


Figure 3: Kinematic scheme of car gearbox

### 2.1 Rotor frequencies

We can determine the rotor frequencies by using equation (1)

$$f_{rji} = \frac{n_{ji}}{60} [Hz] \quad (1)$$

where  $i = 1, 2, 3, 4, 5, R$ , speed degree of car gearbox;  $j = I, II, III$ : shaft of gearbox;  $f_r$ : rotor frequency. The results of the gearbox rotor frequencies are shown in Table 1.

## 2.2 Tooth frequencies or gear mesh frequencies

We can calculate the gear mesh frequencies for every speed by using equation (2). The results of the gear mesh frequencies are indicated in Table 2.

$$f_{zi} = z_{ji}f_{rji} \text{ [Hz]} \quad (2)$$

## 2.3 Bearing frequencies

To calculate the frequency of inner ring, bearing cage, outer ring, and rolling elements, we can use the equations in [1],[7]. To calculate these frequencies, we need to know the inner dimensions of the bearing and the velocity of rotation, see Figure 4. The results of the bearing frequencies are shown in Table 3.

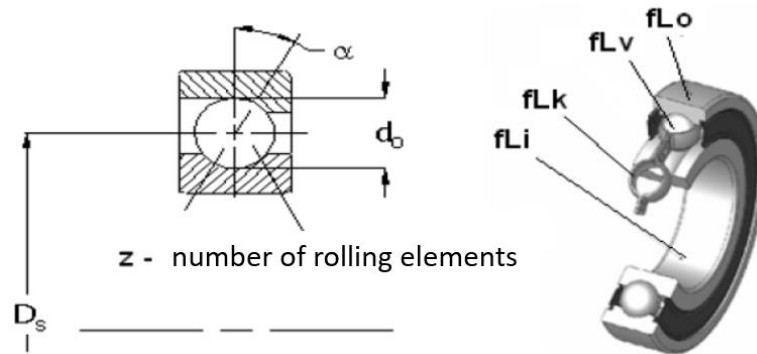


Figure 4: Inner dimensions of the rolling bearing [8]

## 3. RESULTS AND DISCUSSIONS

### 3.1 Calculated data

Speed degree	RPM of Input Shaft [1/min]	$f_{rI}$ [Hz]	$f_{rII}$ [Hz]	$f_{rIII}$ [Hz]
1	2080	34.67	9.20	2.11
2	3630	60.50	28.88	6.63
3	3098	51.63	40.30	9.25
4	4420	73.67	83.62	19.19
5	3562	59.37	88.20	20.24
R	1470	24.50	7.70	1.77

Table 1: Rotor frequency of gearbox - Frequency analysis

Speed degree	RPM of Input Shaft [1/min]	$f_z$ [Hz]	$f_{zD}$ [Hz]
1	2080	450.67	128.76
2	3630	1270.50	404.25
3	3098	1652.27	564.19
4	4420	3094.00	1170.70
5	3562	3087.07	1234.83
R	1470	269.50	107.80

Table 2: Gear mesh frequency of gearbox – Frequency analysis

Speed degree	RPM of Input Shaft [1/min]	Input shaft bearing frequency [Hz]			
		$f_{L_i}$ [Hz]	$f_{L_k}$ [Hz]	$f_{L_o}$ [Hz]	$f_{L_v}$ [Hz]
1	2080	342.48	14.52	246.85	100.97
2	3630	597.70	25.34	430.80	176.22
3	3098	510.10	21.63	367.66	150.39
4	4420	727.78	30.86	524.55	214.57
5	3562	586.51	24.87	422.73	172.92
R	1470	242.04	10.26	174.46	71.36
Speed degree	RPM of Output Shaft [1/min]	Output shaft bearing frequency [Hz]			
		$f_{L_i}$ [Hz]	$f_{L_k}$ [Hz]	$f_{L_o}$ [Hz]	$f_{L_v}$ [Hz]
1	551.84	90.86	3.85	65.49	26.79
2	1732.50	285.27	12.09	205.61	84.10
3	2417.95	398.13	16.88	286.96	117.38
4	5017.30	826.13	35.03	595.44	243.56
5	5292.11	871.38	36.94	628.05	256.90
R	462.00	76.07	3.23	54.83	22.43
Speed degree	RPM of Differential Shaft [1/min]	Differential shaft bearing frequency [Hz]			
		$f_{L_i}$ [Hz]	$f_{L_k}$ [Hz]	$f_{L_o}$ [Hz]	$f_{L_v}$ [Hz]
1	126.65	24.76	0.93	19.57	8.69
2	397.62	77.72	2.93	61.44	27.28
3	554.94	108.48	4.08	85.75	38.08
4	1151.51	225.09	8.47	177.94	79.02
5	1214.58	237.42	8.94	187.69	83.34
R	106.03	20.73	0.78	16.39	7.28

Table 3: Bearing frequency of input, output, and differential shaft – Envelope analysis

### 3.2 The results of the measurement

To stabilize the quality of noise and vibrations in the car gearbox, it is possible to evaluate the quality of manufacture and assembly by measuring the spectrum of vibration. Some measured car gearbox vibration spectra and their analysis are shown below.

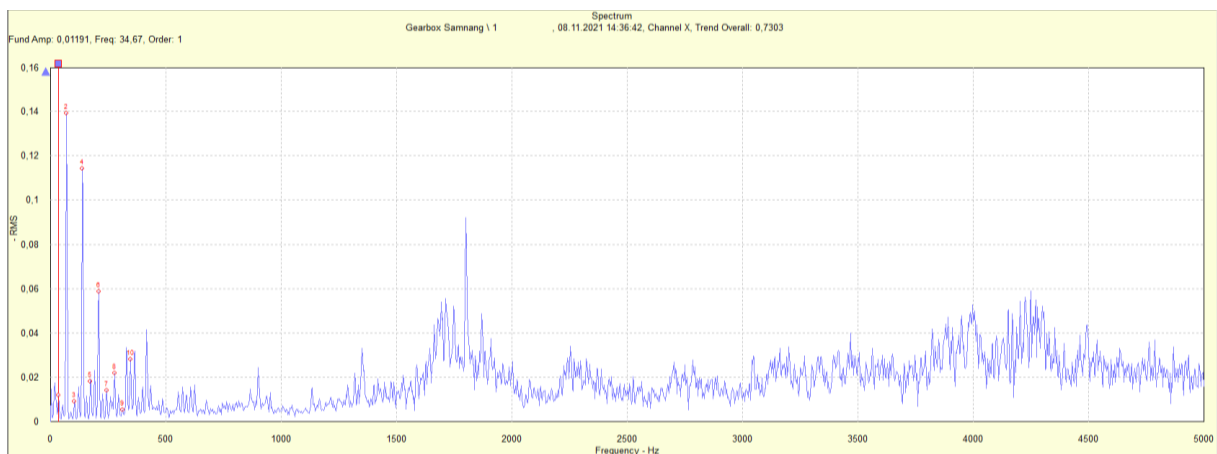


Figure 5: Spectrum of vibration of input shaft at the 1<sup>st</sup> speed degree.

Frequency spectrum analysis indicates a fault of input shaft misalignment. The amplitude of the second harmonic component exceeds the amplitude of the first harmonic component by 91.43%. See Figure 5. The conclusions of the envelope analysis are identical to the conclusions of the frequency analysis.

Measuring the spectra of the 2<sup>nd</sup>, 3<sup>rd</sup>, 4<sup>th</sup> and 5<sup>th</sup> speed degree of the car gearbox input shaft shows the same fault. See Figure 6, for example.

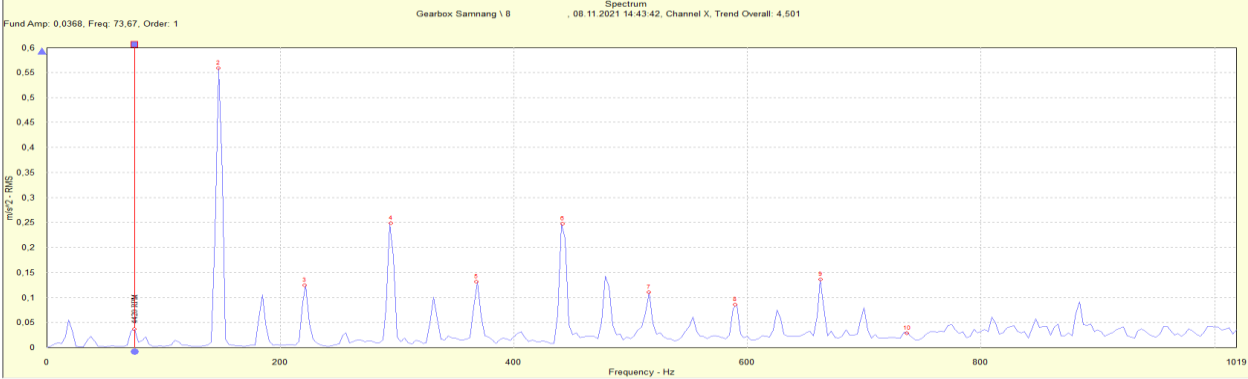


Figure 6: Spectrum of vibration of input shaft at 4<sup>th</sup> speed degree.

The output shaft and differential shaft for all speed degrees of car gearbox are in good condition and shows no faults. See Figure 7.

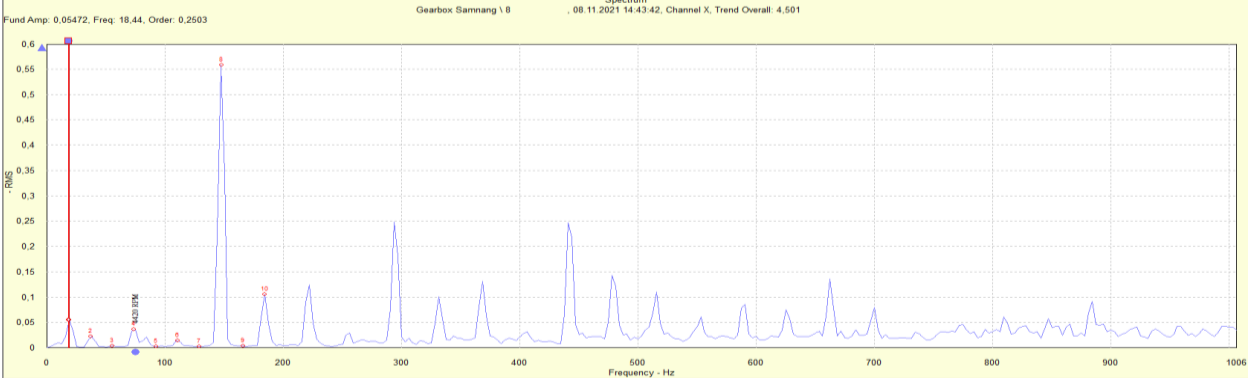


Figure 7: Spectrum of vibration of differential shaft at 4<sup>th</sup> speed degree.

The gears for all speed degree of car gearbox are in good condition and show no faults. See Figure 8, Figure 9, and Figure 10.

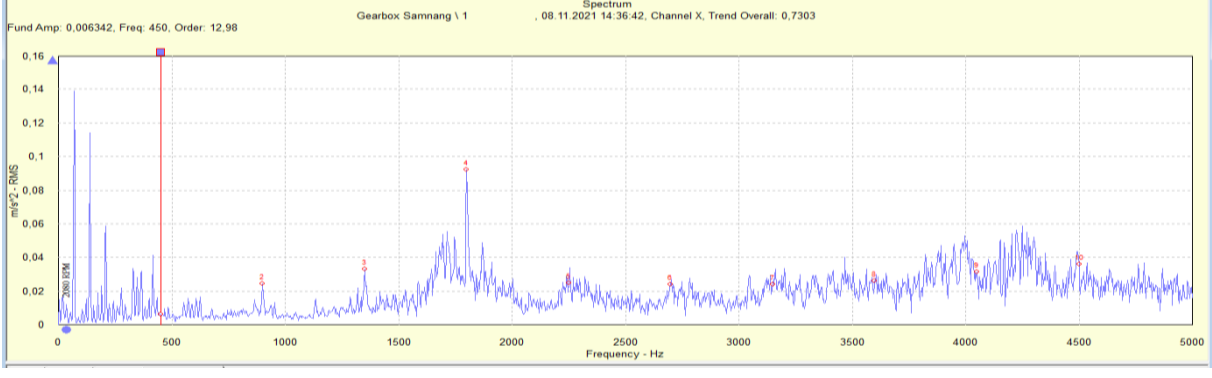


Figure 8: Spectrum of vibration of gear teeth at the 1<sup>st</sup> speed degree.

The amplitude of the 1<sup>st</sup>, 2<sup>nd</sup> and 3<sup>rd</sup> harmonic frequency are so small. However, the clearance problem between the driving gear teeth and driven gear teeth occurs.

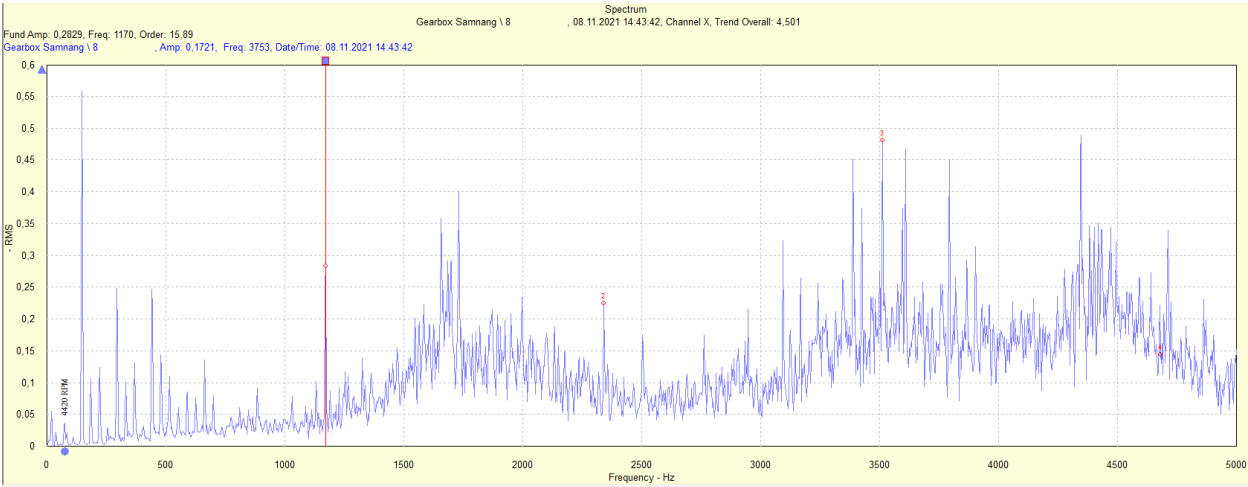


Figure 9: Spectrum of vibration of differential gear at the 4<sup>th</sup> speed degree.

The differential gear shows the increased imbalance value and there is clearance between the driving and driven gear teeth.

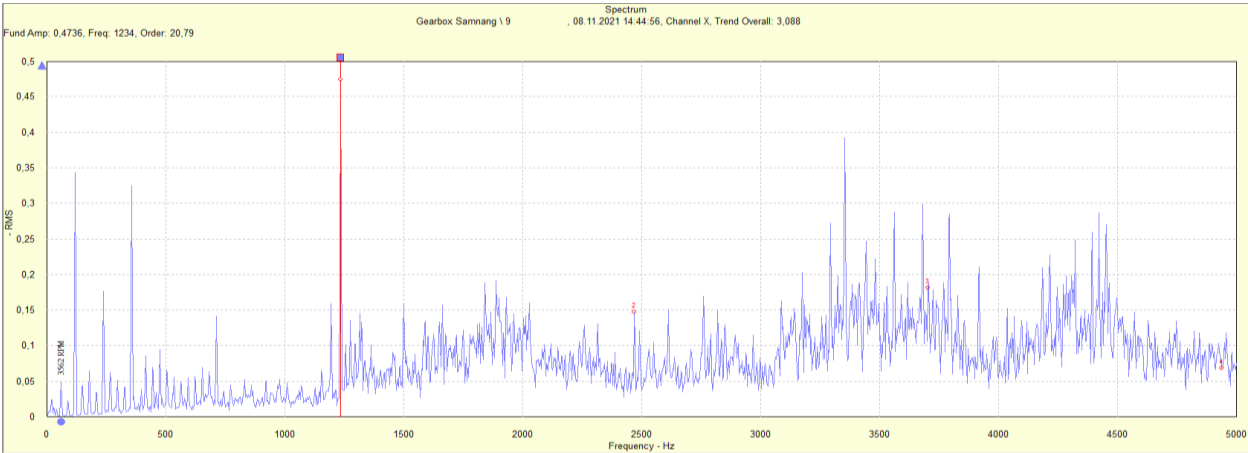


Figure 10: Spectrum of vibration of differential gear at the 5<sup>th</sup> speed degree

The differential gear shows the increased imbalance value.

The sources of vibration and noise excitation can also be rolling bearings of car gearbox measured by the envelope analysis method. The rolling bearings for all speed degree of car gearbox are in good condition and show no faults. See Figure 11.

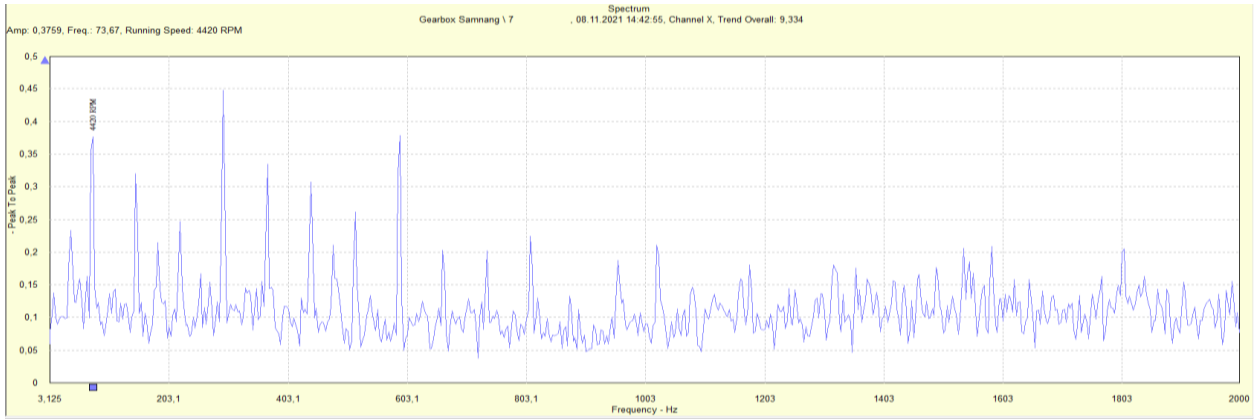


Figure 11: Envelope spectrum of vibration of input shaft.

All taper roller bearings are in good condition.

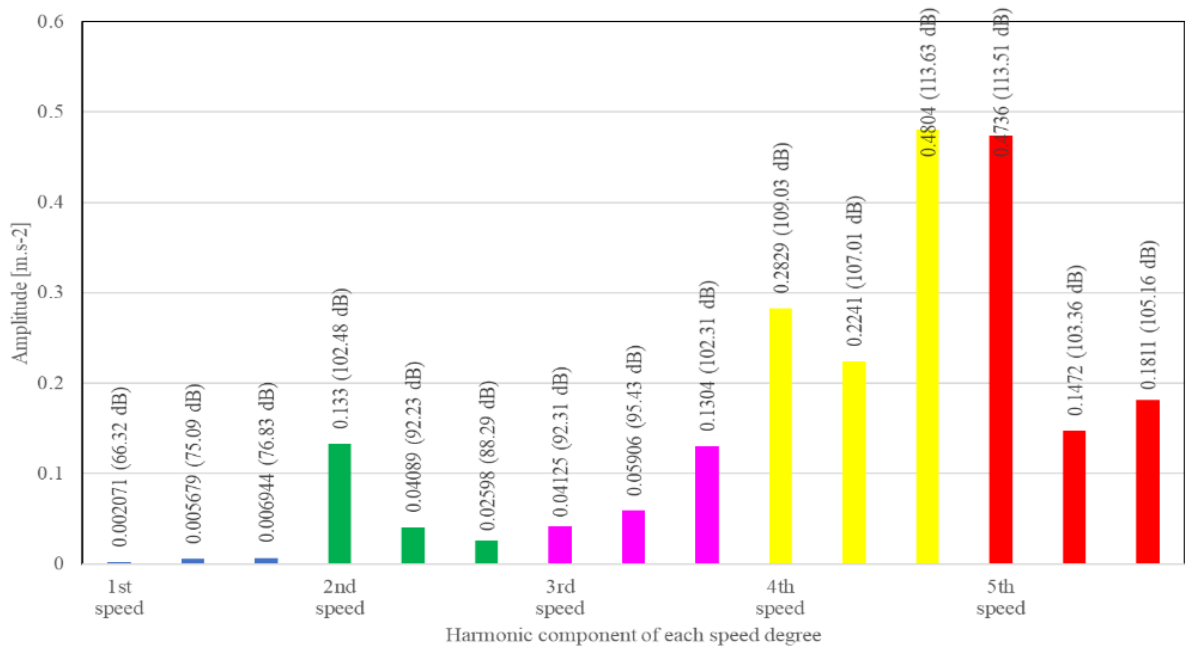


Figure 12: Amplitude of gear mesh frequency of differential of car gearbox at each speed

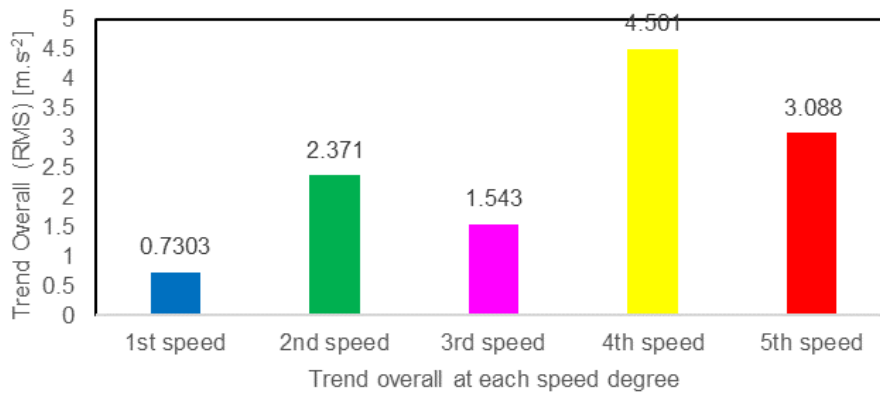


Figure 13: Trend overall of car gearbox at each speed

## 4. CONCLUSION

The main sources of car gearbox excitation are shafts, gears and roller bearings. The vibration and frequency spectra of the car gearbox are measured and analyzed by using frequency analysis and envelope analysis method.

Frequency analysis of the measured frequency spectra indicates a misalignment fault for all speed degree. The conclusions of the envelope analysis are identical to the conclusions of the frequency analysis.

The gears for all speed degrees of car gearbox are in good condition and show no faults. In some cases, the clearance between the driving gear teeth and driven gear teeth was analysed.

The 4<sup>th</sup> and 5<sup>th</sup> speed degree of differential gear show the increased imbalance value and there is clearance between the driving and driven gear teeth.

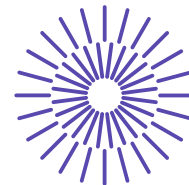
All the rolling bearings for all speed degree of car gearbox are healthy and show no faults. To sum up, the reasons for the increased noise and vibration of the car gearbox are the misalignment of the input shaft and the increased value of the differential imbalance and clearance between the driving and driven gear teeth. See Figure 12 and Figure 13.

## REFERENCES

- [1] TUMA, Jiri. *Automotive Series: Vehicle Gearbox Noise and Vibration: Measurement, Signal Analysis, Signal Processing and Noise Reduction Measures*. nedatováno.
- [2] TOMEH, Elias. *Possibilities for Reducing Car Gearbox Vibration and Noise*. In: Jaroslav BERAN, Martin BÍLEK a Petr ŽABKA, ed. *Advances in Mechanism Design II* [online]. Cham: Springer International Publishing, 2017 [vid. 2021-11-09], Mechanisms and Machine Science, s. 255–262. ISBN 978-3-319-44086-6. Dostupné z: doi:10.1007/978-3-319-44087-3\_33
- [3] BARBIERI, Nilson, Gabriel DE SANT'ANNA VITOR BARBIERI, Bruno Matos MARTINS a Lucas DE SANT'ANNA VITOR BARBIERI. Damage analysis in automotive gearbox. *Procedia Engineering* [online]. 2017, **199**, 1858–1863. ISSN 18777058. Dostupné z: doi:10.1016/j.proeng.2017.09.113
- [4] HE, Kuanfang, Xiangnan LIU a Xuejun LI. Experimental study of the vibration characteristics of the fault cylindrical roller bearing of special vehicle gearbox. *International Journal of Vehicle Noise and Vibration* [online]. 2016, **12**(3), 241. ISSN 1479-1471, 1479-148X. Dostupné z: doi:10.1504/IJVNV.2016.080139
- [5] TOMEH, Elias. AN INFLUENCE OF THE LOAD ON THE CAR GEARBOX NOISE. In: *25th International Conference ENGINEERING MECHANICS 2019*. B.m.: Institute of Thermomechanics of the Czech Academy of Sciences, Prague, 2019.
- [6] TOMEH, Elias. Identify the sources of vibration and noise on cars gearbox by spectral analysis. In: *Modern Methods of Construction Design*. B.m.: Springer, 2014, s. 205–211.
- [7] TOMEH, Elias. *Diagnostic methodology of rolling element and journal bearings*. Liberec: Technical University of Liberec, 2007. ISBN 978-80-7372-278-4.
- [8] TOMEH, Elias. *Technická diagnostika: vibrační diagnostika strojů a zařízení*. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2015. ISBN 978-80-7494-174-0.

## ACKNOWLEDGEMENT

This work was supported by Technical University of Liberec, Department of Vehicles and Engines, and Czech Government Scholarship.



## 48. mezinárodní konference kateder dopravních, manipulačních, stavebních a zemědělských strojů

září 14.- 16., 2022 – osada Jizerka, Česká republika

Technická univerzita v Liberci

Fakulta strojní, Katedra vozidel a motorů

---

# PODMÍNKY PRO ZVYŠOVÁNÍ PODÍLU RECYKLOVANÝCH INERTNÍCH MINERÁLNÍCH ODPADŮ VE STAVEBNICTVÍ

Miroslav Škopán<sup>1</sup>, Jaroslav Kašpárek<sup>2</sup>, Lukáš Zeizinger<sup>3</sup>

### **Abstract**

*Příspěvek se zabývá vznikem a nakládání s inertními minerálními stavebními a demoličními odpady. Tyto odpady tvoří v ČR více než 50 % hmotnosti všech vzniklých odpadů. Identifikuje materiálové toky jednotlivých skupin SDO a uvádí podmínky pro další zvýšení jejich podílu na trhu s inertními minerálními materiály pro stavebnictví. Zdrojem dat použitých v příspěvku je databáze ISOH Ministerstva životního prostředí, kterou zabezpečuje Česká informační agentura životního prostředí*

## 1. ÚVOD

Stavební a demoliční odpady jsou dle zákona č. 541/2020 Sb., o odpadech, odpady vznikající při stavebních a demoličních činnostech. Jedná se zejména o odpady, které vznikají při výstavbě a úpravě objektů, při jejich demolici a odstraňování. Konkrétně to jsou jak budovy (občanské vybavení, průmyslové objekty atd.), tak také liniové stavby (zejména silnice, dálnice, železnice atd.).

---

<sup>1</sup> doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc., VUT v Brně, FSI, Technická 2, Brno, skopan@fme.vutbr.cz

<sup>2</sup> Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D., VUT v Brně, FSI, Technická 2, Brno, kasperek@fme.vutbr.cz

<sup>3</sup> Ing. Lukáš Zeizinger, Ph.D., VUT v Brně, FSI, Technická 2, Brno, lukas.zeizinger@vutbr.cz



Stavebních a demoličních odpadů je celá řada a jsou uvedeny ve vyhlášce 8/2021 Sb., o katalogu odpadů a posuzování vlastností odpadů (Katalog odpadů). Tyto odpady tvoří v ČR více než 50 % hmotnosti všech vzniklých odpadů. Zcela dominantní složkou v množstevních tocích SDO je zemina, kamení, vytěžená jalová hornina a hlušina, které představují ročně 70 až 75 % produkce všech SDO.

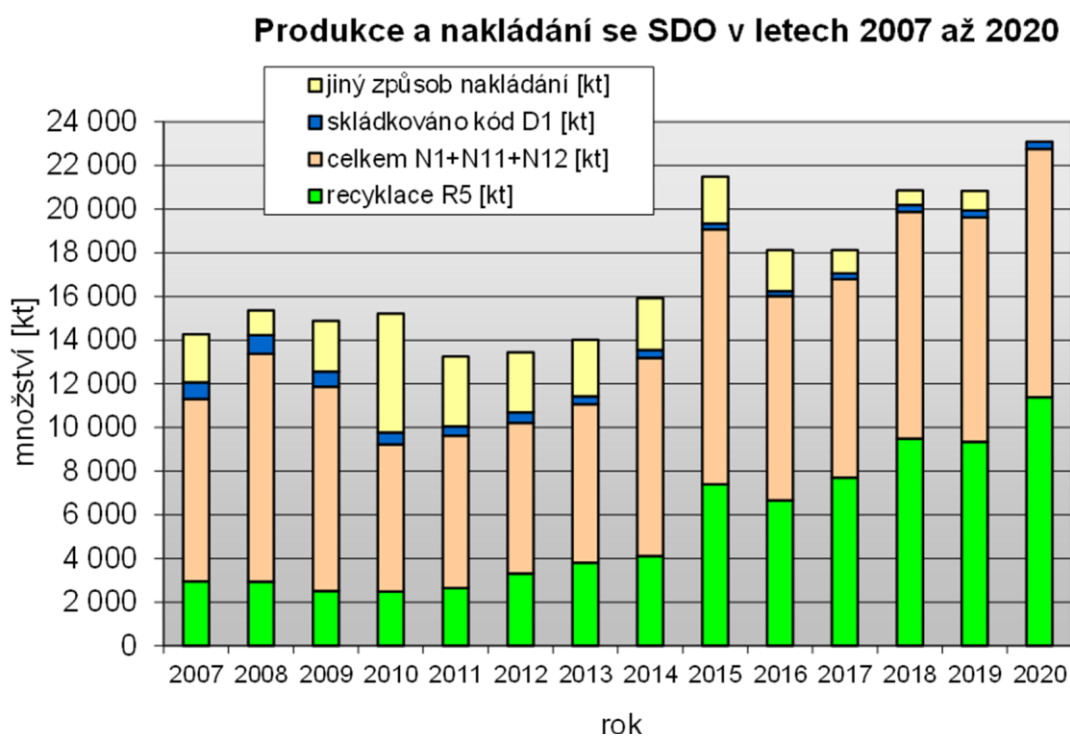
Materiálové zdroje vhodné pro recyklaci – tedy zejména beton, cihly a jejich směsi a také asfaltové směsi (zejména z vozovek) představují ca 22 až 28 % vzniklých SDO (konkrétně ca 4 až 6 milionů tun ročně).

## 2. SOUČASNÝ STAV NAKLÁDÁNÍ SE SDO

Současný stav nakládání se SDO je v tomto příspěvku zaměřen výhradně na inertní minerální odpady bez škodlivých vlastností. Tento materiálový proud tvoří více než 98% celkového vyprodukovaného množství SDO a je signifikantní z hlediska možné náhrady primárních minerálních materiálů ve stavebnictví.

### 2.1 Produkce a nakládání se SDO celkem

Produkce a způsoby nakládání se SDO jako celkem je přehledně znázorněno v grafu na Obr. 1.



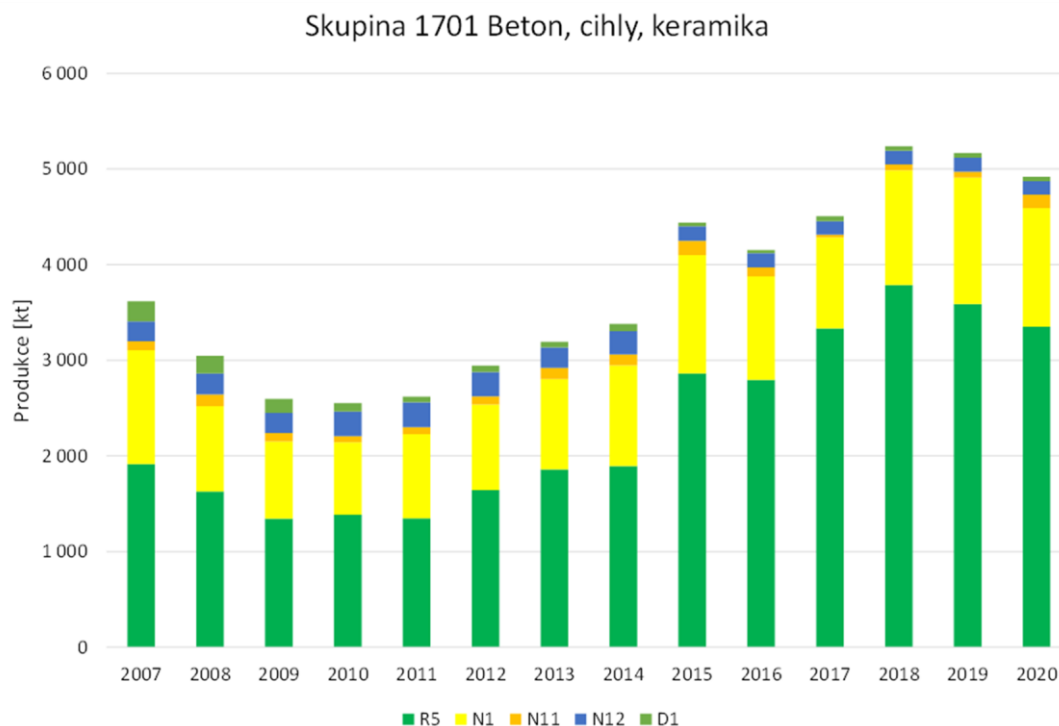
**Obrázek 1:** Produkce a způsoby nakládání se SDO v letech 2007 až 2020

Z grafu je zřejmý postupný nárůst produkce inertních minerálních stavebních odpadů od rok 2013 až do roku 2020. V letech 2011 až 2012 je naopak zřejmý jejich mírný pokles, způsobený hospodářskou krizí, která přirozeně zasáhla i stavebnictví. Žluté části sloupců, označené jako „jiný způsob nakládání“, znázorňují rozdíly mezi množstvím SDO evidovaného na vstupech a sumou množství, se kterým bylo

nakládáno konkrétně dle níže uvedených způsobů. Jedná se tak zpravidla o množství, která zůstávala na mezideponiích recyklačních závodů.

## 2.2 Produkce a nakládání se SDO skupiny 1701 - Beton, cihly, tašky a keramika

Produkce a způsoby nakládání s touto skupinou SDO je přehledně znázorněno v grafu na Obr. 2.



*Obrázek 2: Produkce a způsoby nakládání se SDO skupiny 1701*

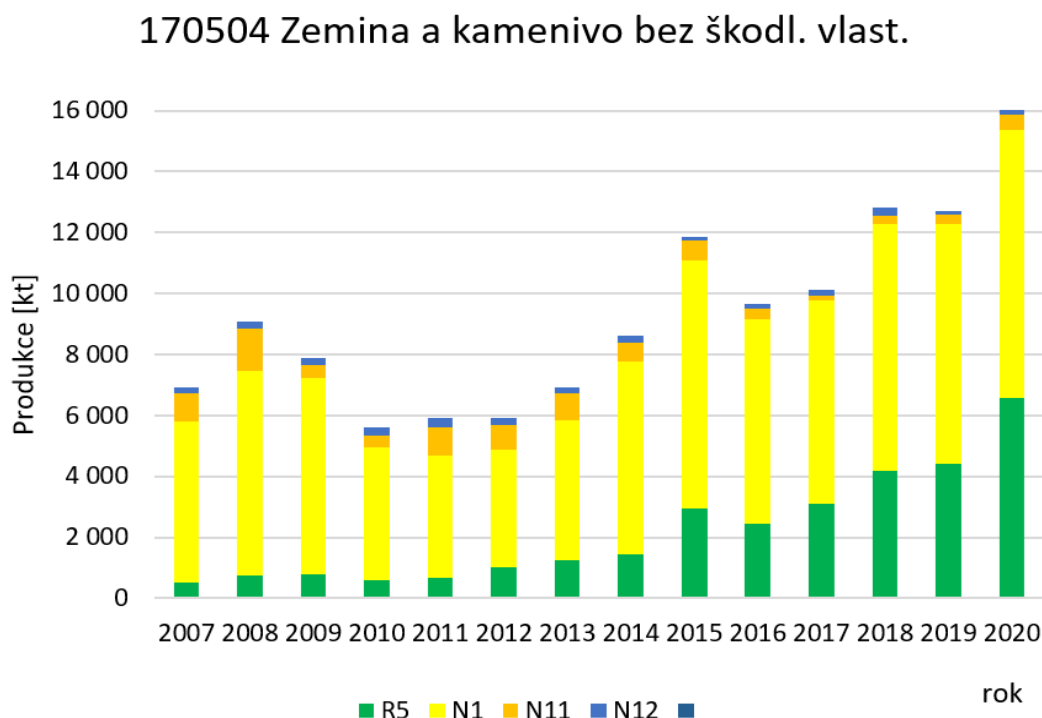
Z grafu je zřejmé, že dominantním způsobem nakládání s touto skupinou odpadů je zejména v období 2015 až 2020 recyklace. V uvedeném období bylo z těchto SDO recyklováno ročně 2,8 až 3,6 milionu tun, což představuje míru recyklace 65 % až 76 %. Využívání této skupiny inertních minerálních odpadů k rekultivacím a technologickému zabezpečení skládek je po celé sledované období takřka stabilní v relativně úzkém intervalu 1,1 až 1,5 milionu tun ročně.

Z hlediska produkce recyklovaných stavebních materiálů je zejména důležitá skupina 170101 – betony. Ty lze zpravidla zpracovat v recyklačních zařízeních na velmi kvalitní recyklát (betonové kamenivo). Nezbytným předpokladem pro recyklaci je prokázání absence případných škodlivin dle platné legislativy a zamýšlenému způsobu použití. Granulometrické vlastnosti recyklátu lze modifikovat dle případných požadavků většího odběratele. Nejčastěji se produkují tyto frakce: 0/16, 0/32, 16/32 a 32/63. Míra recyklace je v této skupině v posledních letech ca 90 %.

## 2.3 Produkce a nakládání se SDO skupiny 170504 – zemina a kamení bez škodlivých vlastností

Tato skupina představuje zcela dominantní množství (více než 95 %) ze skupiny odpadů 1705 zemina, kamení, vytěžená jalová hornina a hlušina.

Produkce a způsoby nakládání s touto skupinou SDO je přehledně znázorněno v grafu na Obr. 3.



**Obrázek 3:** Produkce a způsoby nakládání se SDO skupiny 170504

Z grafu je jednoznačně patrný postupný nárůst evidovaných SDO, který má určité nepravidelnosti. Mezi roky 2010 a 2020 se produkce těchto odpadů takřka ztrojnásobila.

Výkopový materiál tvoří převážně minerální složky - štěrk, písek, hlína, kameny atd. Podle typu zeminy a hloubky výkopu obsahuje značně rozdílné množství humózní organické složky.

Vzhledem k velkému produkovanému množství se většina nekontaminovaného vytěženého materiálu využívá formou zasypávání na rekultivace dobývacích prostor s končící či ukončenou těžbou, v podstatně menší míře i na rekultivaci skládek. Ve zpracované podobě s vhodným granulometrickým složením jej lze využít např. i pro různé zásypy a obsypy inženýrských sítí.

Vytvoření přesné hmotnostní bilance pro výkopové materiály je velmi problematické, protože značné podíly hmotnostního toku neprocházejí přes statistická sledování dat (ze zákona to žádná povinnost nevyžaduje). Týká se to zejména nekontaminovaného vytěženého materiálu, který je znovu použit přímo v místě původu.

Z grafu na Obr. 3. je také zřejmá postupná změna způsobu nakládání s touto skupinou odpadů. V letech 2007 až 2011 jednoznačně dominovalo využití na rekultivace a terénní úpravy. V posledních letech se způsob využívání postupně přesunul směrem k recyklacím R5, které v roce 2020 dosáhly čtyřiceti procentního podílu v této skupině. Využití recyklátu je nejčastější při stavbě různých násypů a také např. dle návrhové ČSN 73 6133 „Návrh a provádění zemního tělesa pozemních komunikací“.

### 3. PODMÍNKY PRO RŮST PODÍLU RECYKLOVANÝCH SDO NA TRHU S INERTNÍMI MINERÁLNÍMI MATERIÁLY

Možnosti vedoucí ke zvyšování podílu recyklovaných SDO na trhu minerálních materiálů ve stavebnictví vyplývají zejména z potřeby naplnění níže uvedených požadavků, které se jeví pro podporu trhu s recyklovanými stavebními materiály jako signifikantní.

1. Produkce kvalitních recyklátů (recyklovaného kameniva) se zaručenou jakostí.
2. Cenová konkurenceschopnost vůči přírodním nerostným surovinám.
3. Zajištění dostatečného množství recyklátů (stabilních dodávek) i pro rozsáhlejší stavební akce.
4. Opora využívání recyklovaného kameniva v normativních předpisech pro stavební materiály a hmoty

#### 3.1 Produkce recyklátů se zaručenou jakostí

Výroba kvalitního recyklovaného kameniva vyžaduje splnění minimálně tří níže uvedených podmínek, z nichž první dvě se týkají suroviny vstupující do procesu recyklace.

- a) kvalitní jednodruhový inertní minerální odpad s minimálním znečištěním cizorodými materiály. Splnění tohoto požadavku je možné pouze při získání SDO v rámci selektivní demolice,
- b) povinnost provádění selektivních demolic by měla mít oporu v zákoně (např. Stavební zákon) nebo obdobném závazném právním předpisu (vyhláška, nařízení vlády), obdobně, jako je tomu např. v Rakousku [2], [3]
- c) kvalitní recyklační linka s předtříděním, drcením a tříděním, separací cizorodých materiálů i prachových částic. U recyklační firmy, která bude recyklované kamenivo vyrábět by měl být pečlivě propracovaný systém řízení kvality.

#### 3.2 Cenová konkurenceschopnost vůči přírodním nerostným surovinám

Produkce recyklovaného kameniva je zatížena řadou nákladů, které při dobývání přírodního stavebního kamene a štěrkopísků nevznikají. Jedná se zejména o nutnost pravidelného prokazování obsahu škodlivin dle vyhlášky 294/2005 Sb. o podmínkách ukládání odpadů na skládky a jejich využívání na povrchu terénu v platném znění.

Další způsob podpory využívání recyklovaného kameniva může vycházet i z nastavených podmínek pro jeho povinné využívání u staveb financovaných z veřejných prostředků. Např. dle informací z ARV Baustoffrecycling Schweiz (švýcarská Asociace recyklace stavebních materiálů) je ve Švýcarsku u staveb hrazených z veřejných rozpočtů nutno používat minimálně 40% betonů, vyrobených s přísadou recyklovaného kameniva.

#### 3.3 Zajištění stabilních dodávek recyklátů i pro rozsáhlejší stavební akce

Aby bylo možno recyklované kamenivo běžně využívat i při rozsáhlejších stavbách, je nutno zajistit i dostatečné množství SDO, které vstoupí do recyklačního procesu. Se stavebními a demoličními odpady skupiny (dle Katalogu odpadů) 1701 (beton, cihly, tašky a keramika) a 170302 (asfaltové směsi bez obsahu dehtu) je nezbytné zacházet

jako se surovinou, kterou by nebylo možné využít způsobem jiným, než opětovně ve stavebnictví (nikoliv např. na technologické zabezpečení skládek, rekultivace apod.).

### **3.4 Opora využívání recyklovaného kameniva v normativních předpisech pro stavební materiály a hmoty**

Tato podmínka vychází ze zodpovědnosti projektantů staveb. Produkty s použitím recyklovaného kameniva jsou v současnosti uvedeny v Katalogu výrobků a materiálů s obsahem druhotných surovin pro použití ve stavebnictví, který v roce 2018 vydala Česká agentura standardizace (ČAS) ve spolupráci s Ministerstvem průmyslu a obchodu a Úřadem pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví (ÚNMZ). Tento katalog je k dispozici volně na webových stránkách České agentury pro standardizaci [4]. Jedná se o kvalitní a propracovaný materiál, který obsahuje celou řadu odkazů na možnost využívání recyklovaného kameniva dle různých předpisů. Není to však potřebný, jasný a platný technický předpis, o který by se mohl každý projektant snadno opřít.

## **3. ZÁVĚR**

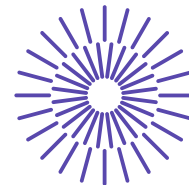
V recyklátech vyrobených ze stavebních a demoličních odpadů začínají v posledních letech převažovat produkty z výkopové zeminy a kamení. Tyto produkty nachází velmi dobré uplatnění v nejrůznějších aplikacích v nestmelené podobě. S ohledem na počínající nedostatek přírodního stavebního kamene a štěrkopísků je však nezbytné v oblasti dalšího využívání recyklátů doplnit tuto oblast také v produktových normách.

## **LITERATURA**

- [1] ŠKOPÁN, Miroslav: *Recyklované stavební a demoliční odpady jako jeden z pilířů cirkulární ekonomiky ve stavebnictví*. In Odpadové Fórum. ročník 22, 3/2021. CEMC – České ekologické manažerské centrum, z.s. pp 24 – 27. SSN: 1212-7779
- [2] *ÖNORM B 3151: 2014 Rückbau von Bauwerken als Standardabbruchmethode*
- [3] *Leitfaden für Bau-, Abbruch-, Erdbauunternehmen - Abfallwirtschaft und Ressourcenwirtschaft für Steiermark. Abfallwirtschaft Steiermark - Abfallwirtschaft und Ressourcenwirtschaft für Steiermark* [online]. [cit. 18.06.2022]. Dostupné z: <https://www.abfallwirtschaft.steiermark.at/cms/beitrag/11607218/125393097/>
- [4] *Katalog výrobků a materiálů s obsahem druhotných surovin pro použití ve stavebnictví*. Česká agentura pro standardizaci [online]. [cit. 18.06.2022]. Dostupné z: <http://www.agentura-cas.cz/recyklujeme-stavby>

## **PODĚKOVÁNÍ**

Článek vznikl za podpory Technologické agentury České republiky v rámci programu Prostředí pro život TAČR SS02030008 Centrum environmentálního výzkumu: Odpadové a oběhové hospodářství a environmentální bezpečnost.



## 48. mezinárodní konference kateder dopravních, manipulačních, stavebních a zemědělských strojů

září 14.- 16., 2022 – osada Jizerka, Česká republika

Technická univerzita v Liberci

Fakulta strojní, Katedra vozidel a motorů

---

# VYUŽITÍ ROZHODOVACÍCH TABULEK PRO VYTVÁŘENÍ PROGRAMOVÝCH KÓDŮ SIMULAČNÍCH MODELŮ DOPRAVNÍKOVÉ TECHNIKY

Jiří Štoček<sup>1</sup>, Jakub Sokola<sup>2</sup>, Martin Sedláček<sup>3</sup>

### **Abstract**

*Simulation model complexity and project cooperation urgency emphasize need of easy and fast information sharing. It is equally in program codes of which creation is highly reliant on programmer. Decision Table element could bring standard to teamwork not only in programming.*

## 1. ÚVOD

Simulační studie sloužící jako podpora pro plánování výrobních procesů napomáhají k optimalizaci výrobních a logistických systémů. Při vhodném aplikování je jejich pomocí možné efektivně navrhovat materiálový a informační tok v celém průmyslovém závodě.

---

<sup>1</sup> Ing. Jiří Štoček Ph.D., Škoda Auto a.s., tř. V. Klementa 869, Mladá Boleslav, jiri.stocek@skoda-auto.cz

<sup>2</sup> Ing. Jakub Sokola, Škoda Auto a.s., tř. V. Klementa 869, Mladá Boleslav, jakub.sokola@skoda-auto.cz

<sup>3</sup> Ing. Martin Sedláček, Škoda Auto a.s., tř. V. Kl. 869, Mladá Boleslav, martin.sedlacek@skoda-auto.cz

Míru detailnosti studie určují projektové cíle a fáze, ve které se projekt nachází. Současné technologie monitorující stav reálného zařízení umožňují sledovat celou řadu provozních údajů, které lze využít pro predikci chování projektované technologie. Na základě přenesení těchto znalostí do simulačních modelů je možné dosáhnout validního simulačního modelu se stanovenou mírou detailnosti.

Dalším determinující krokem využití potenciálu simulačních studií je možnost testovat strategii řízení materiálového toku v simulačním modelu a vhodnou strategii následně implementovat do reálného výrobního systému. Tento fakt s sebou nese značnou časovou náročnost z hlediska definování, programování a testování řídicích strategií v projektové fázi.

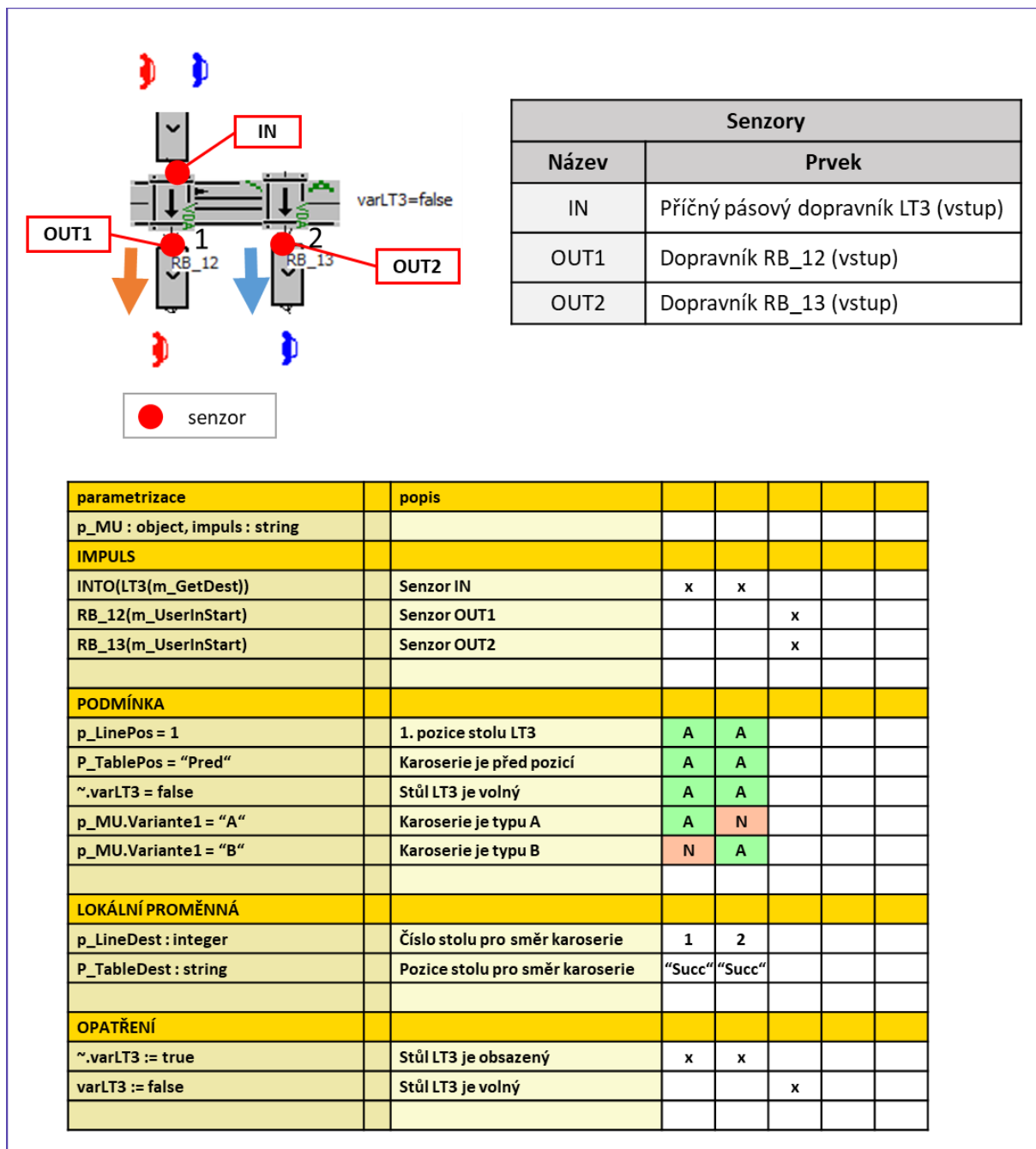
K zefektivnění výše zmíněných činností značně přispívá využívání rozhodovacích tabulek v procesu tvorby řídicích strategií.

## 2. VYUŽITÍ ROZHODOVACÍCH TABULEK V SIMULAČNÍCH STUDIÍCH

Obecnou motivací pro využití rozhodovací tabulky pro tvorbu strategie řízení v simulačních studiích je zjednodušení a zrychlení tvorby programových kódů, které zabezpečují informační tok ve zkoumané oblasti. Vzhledem k možnostem simulačního programu je jednoduše možné prvky představující technologické celky vytvářet a propojovat automatizovanou cestou (vytvoření celých výrobních linek pomocí programového kódu apod.). Obdobnou funkci přináší rozhodovací tabulky do oblasti vytváření programových kódů.

V případě komplexních úloh může programový kód nabývat výrazné délky. Délka programového kódu ovšem není zárukou jeho složitosti. I velmi krátký kód může překypovat složitostí, naopak velmi dlouhý kód může být velmi jednoduchý k orientaci v něm, avšak problém může vytvořit na jeho následnou úpravu nebo opravu velké množství opakujících se příkazů, či podmínek. Kvalita a velikost kódu je přímo ovlivněna řešitelem. Zkušenosti řešitele a úroveň přípravy na vytvoření kódu přímo ovlivňují zmíněné ukazatele. Využití rozhodovací tabulky do této oblasti přináší jistý druh standardu, který je jednoznačně jednodušší zavést (např. v týmu řešitelů), než stanovit pravidla na tvorbu programových kódů. Práce se standardní/standardizovanou rozhodovací tabulkou je pro každého z řešitelů totožná a programový kód, který se na základě definování tabulky vytváří algoritmem je takto imunní vůči originálním řešením.

Rovněž možnost zpětného vyplnění rozhodovací tabulky na základě již vytvořeného kódu (pokud byl původně vytvořen rozhodovací tabulkou) velmi usnadňuje čitelnost těchto kódů. Rozhodovací tabulka zobrazuje analyzovaný programový kód v grafické formě. Stává se tak dobře čitelnou a rychle pochopitelnou při práci v týmu, při zpětné analýze funkce systému, či pro předání zadavateli simulační studie. Prakticky se jedná také o velmi dobrý prostředek pro prezentaci a vysvětlení funkce řešené oblasti pro osoby bez znalosti prostřední simulačních programů i programování.



Obrázek 1: Strategie řízení definovaná rozhodovací tabulkou

Využití rozhodovací tabulky automatizovaným generováním programového kódu je také využitelné jako edukativní nástroj pro výuku programování, či úvodu do programových kódů. Intuitivní vytvoření myšlené logiky řízení v prostředí tabulky a její následný převod do programovacího jazyka dává studentům možnost vidět vlastní vytvořenou logiku v programovacím jazyce, a tak chápat postup vytváření kódů a způsob použití podmínek.

Tím, že je rozhodovací tabulka pouze prostředkem pro automatizované vytvoření kódu není řešitel ochuzen o možnost případné úpravy vytvořeného programového kódu.



### 3. ZÁVĚR

Aplikace rozhodovací tabulky pro simulační studie, konkrétně pro vytváření programových kódů přináší v praxi pro řešitele simulačních studií řadu benefitů v podobě možností rychlého a přehledného zobrazení strategie řízení pro danou oblast. Stejně tak možnosti úpravy kódů a následné generování, tedy změny logiky, pro řešený uzel tím přináší simulačním studiím nové možnosti.

Využití tabulky pro edukativní účely, efektivního vysvětlení funkce simulačního softwaru i možnost zprovoznit simulační model, včetně logiky řízení, bez znalosti programovacího jazyka.

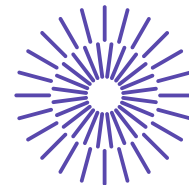
Potenciál grafického zobrazení rozhodovací tabulky lze rovněž využít pro představení myšlené logiky řízení osobám nezainteresovaným v programování.

### REFERENCES

- [1] SOKOLA, Jakub. *Řízení dopravníkových systémů pomocí rozhodovacích tabulek*. Liberec, 2020. Diplomová práce. Technická univerzita v Liberci.
- [2] *VISUAL PARADIGM: How to Create a Decision Table?* [online]. [cit. 2022-07-19]. Dostupné z: [https://www.visual-paradigm.com/support/documents/vpuserguide/4358/4362/86373\\_creatingdec.html](https://www.visual-paradigm.com/support/documents/vpuserguide/4358/4362/86373_creatingdec.html)
- [3] EGLER, J. F. *A procedure for converting logic table conditions into an efficient sequence of test instructions* [online]. [cit. 2022-07-19]. Dostupné z: <https://dl.acm.org/doi/10.1145/367593.367595>
- [4] BANKS, Jerry, John S. CARSON, Barry L. NELSON a David M. NICOL. *Discrete-event system simulation: Fourth Edition*. 2005. [cit. 2022-02-18]. ISBN ISBN 978-013-8150-372.

### ACKNOWLEDGEMENT

Projekt „Využití rozhodovacích tabulek pro vytváření programových kódů simulačních modelů“ vznikl v rámci naplňování rámcové smlouvy o spolupráci mezi Škoda Auto a VUT v Brně.



## 48. mezinárodní konference kateder dopravních, manipulačních, stavebních a zemědělských strojů

září 14.- 16., 2022 – osada Jizerka, Česká republika

Technická univerzita v Liberci

Fakulta strojní, Katedra vozidel a motorů

---

# HODNOTENIE VNÚTROPODNIKOVEJ DOPRAVY V ŤAŽOBNOM PRIEMYSLE

Janka Šaderová<sup>1</sup>, Ľubomír Ambriško<sup>2</sup>

### **Abstract**

*Internal transport is an important link in quarrying. Different types of internal transport are used in quarry operations. Lorries are often used as part of the transport process in quarries. The trouble-free condition of lorries is one of the basic factors of their long-term performance. The aim of the paper is to evaluate the failure rate of loaders using Pareto analysis. Two variants of Pareto analysis will be used in this paper: Simple Pareto analysis and Weighted Pareto analysis. Based on this method, the most common lorry failures within a specified time are identified. The results of the analysis will be further examined and the basis for drawing conclusions.*

## 1. ÚVOD

V ťažobnom priemysle sa používajú rôzne druhy vnútro podnikovej dopravy. Druh použitej dopravy závisí od viacerých faktorov, od spôsobu sprístupnenie ložiska a jeho rozmerov a spôsobu dobývania. V hlbinných baniach sa využívajú rôzne druhy vnútro podnikovej dopravy, či už na dopravu úžitkového nerastu, jaloviny, materiálu a osôb. Najčastejšie sú využívané systémy banskej koľajovej dopravy, banská

---

<sup>1</sup>doc. Ing. Janka Šaderová, PhD., Technická univerzita v Košiciach, FBERG, Ústav logistiky a dopravy, Letná 1/9, 042 00 Košice, janka.saderova@tuke.sk

<sup>2</sup>doc. Ing. Ľubomír Ambriško, PhD., Technická univerzita v Košiciach, FBERG, Ústav logistiky a dopravy, Letná 1/9, 042 00 Košice, lubomir.ambrisko@tuke.sk

bezkoľajová doprava, závesná doprava, doprava pomocou hrabľových a pásových dopravníkov a zvislá doprava pomocou ťažného zariadenia. V lomových prevádzkach na Slovensku sa najčastejšie využíva doprava pomocou nákladných automobilov v spojitosti s pásovou dopravou, ktorá je hlavne využívaná medzi jednotlivými stupňami úpravy (rôzne stupne drvenia a triedenia) lomového kameňa [1].

Cieľom príspevku je hodnotenie vnútropodnikovej - lomovej dopravy. Paretovou analýzou boli posudzované vybrané ukazovatele: poruchovosť lomových nákladných áut. Jedná sa o metódu, ktorá pomáha stanoviť priority odstraňovania hlavných problémov firmy. Aplikácia Paretovej analýzy je možná aj pri menšom počte dát získaných z prevádzky.

Paretova analýza je metóda používaná aj v rôznych oblastiach výskumu [2,3]. Paretova analýza je jedným z rozhodovacích nástrojov manažéra údržby. Táto analýza hovorí o tom, že 80% následkov je spôsobených iba 20% príčin. Ak chceme odstrániť 80% strát, tak musíme sústrediť aktivity na predom definované problémy v rozsahu 20%. Pomocou Paretovej analýzy je možné identifikovať hlavné príčiny nežiaducich javov, na ktoré je dôležité sa zamerať. Paretova analýza sa zaraďuje medzi analytické nástroje, ktoré sú súčasťou koncepcií riadenia údržby RCM (Reliability Centred Maintenance) i TPM (Total Productive Maintenance). Paretove diagramy (histogramy) sa bežne používajú na určenie priorít údržby klasifikáciou porúch zariadení podľa ich počtu [4].

Paretov diagram je nástroj na identifikáciu významných faktorov ovplyvňujúcich objekty, procesy, služby a pod. Vo výrobnnej sfére je veľmi vhodný na analýzu defektov a ich dopadov [5].

## 2. METODOLÓGIA

Na hodnotenie poruchovosti nákladných lomových automobilov bola použitá Paretova analýza. V príspevku sú použité dve modifikácie Paretovej analýzy - jednoduchá a vážená. Na obrázku 1 je zobrazený postup použitých modifikácií.

Pre obe modifikácie je potrebné najprv vytvoriť zoznam identifikovaných porúch, ich počet  $p_i$  za vybraný časový úsek.

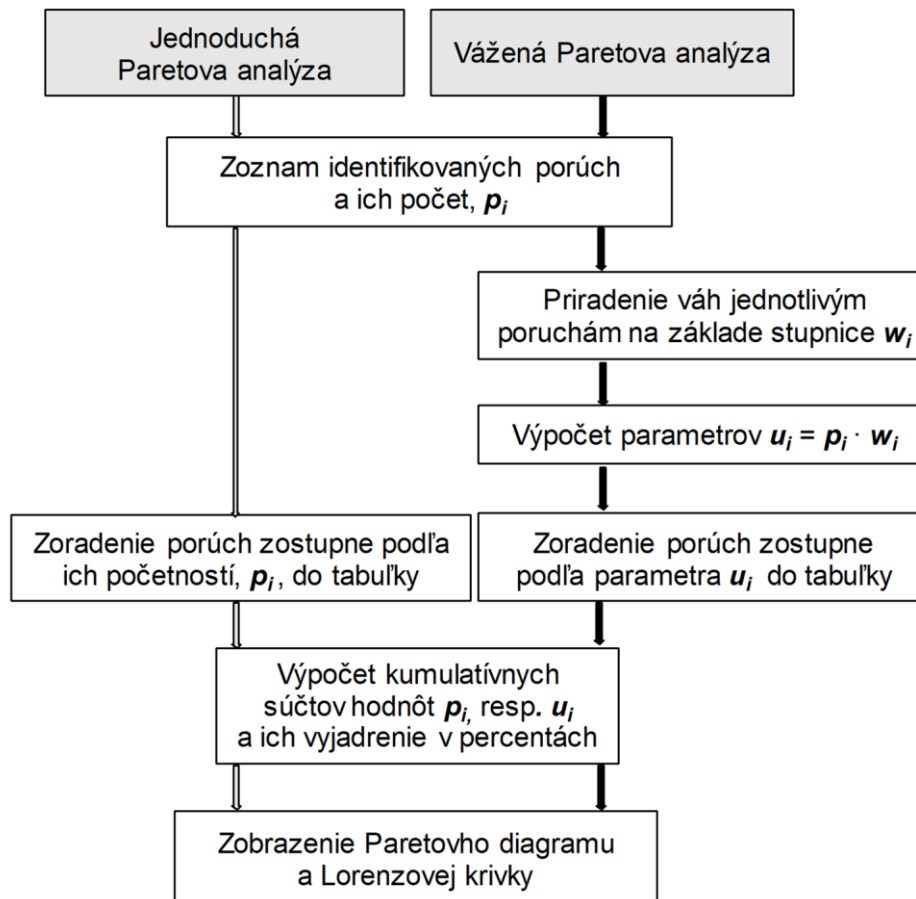
Pri jednoduchej metóde sa následne identifikované poruchy usporiadajú zostupne podľa ich počtu a vypočíta sa kumulatívny súčet hodnôt  $p_i$  a ich percentuálny podiel. Posledným bodom je zobrazenie Paretovho diagramu a Lorenzovej krivky:

- na osi x sa označia kategórie porúch,
- ľavá zvislá os je stupnica od 0 po celkový počet porúch,
- na pravej zvislej osi je stupnica relatívnych kumulatívnych súčtov od 0 do 100 %,
- každý stĺpec v zostrojenom grafe predstavuje jeden typ poruchy a výška príslušného stĺpca zodpovedá počtu porúch,
- Lorenzova krivka je spojnica kumulatívnych súčtov hodnôt počtu porúch v percentuálnom vyjadrení.

Pri váženej Paretovej analýze do riešenia vstupujú váhy. Jednotlivým poruchám je priradená váha, ktorá vyjadruje dôležitosť poruchy. Váhu pre jednotlivé poruchy je možné určiť rôznymi spôsobmi, napríklad obdobným spôsobom ako pri určení váh pri multikriteriálnom hodnotení. Pre tento prípad sú váhy priradené z bodovej stupnice: 1 - porucha slabo významná, 3 - porucha malá, 5 - porucha stredná, 7 - porucha významná a 10 - porucha vysoko významná. Po stanovení váh sa vypočíta parameter  $u_i$ , na základe ktorého budú poruchy usporiadané zostupne. Následne bude vypočítaný kumulatívny súčet hodnôt  $u_i$  a ich percentuálny podiel. V tomto prípade sa

zobrazí Pareto diagram podobným spôsobom ako pri jednoduchej metóde s tým rozdielom, že na zvislé osi sa vynášajú hodnoty parametra  $u_i$  a ich kumulatívne súčty v percentách.

Na výpočet kumulatívnych hodnôt, ich percentuálnych podielov a zostrojenie Paretoových diagramov a Lorenzových kriviek bude použitý MS Excel.



Obrázok 1: Postup analýz

### 3. VÝSLEDKY

Pareto analýza bola použitá na hodnotenie poruchovosti lomových nákladných áut vo vybranej lomovej prevádzke, obrázok 2. Vo vybranom lome sa nákladné automobily používajú na odvoz granodioritu od rozvala (miesta rozpojenej horniny pomocou trhacích prác) po primárny drvič.

Spoločnosť využíva 3 nákladné autá rôznych značiek, vyklápacie auto Tatra Phoenix 8x8 s objemom korby 18 m<sup>3</sup> a Tatra Phoenix 10x10 s objemom korby 23,5 m<sup>3</sup>. Najstaršie auto, ktoré je v lome nasadené je Tatra T 163.

Pareto analýza bola vykonaná pre dve autá, pre Tatra T163 a Tatra Phoenix 8x8, pri ktorých boli zaznamenané a identifikované viaceré poruchy v porovnaní s autom Tatra Phoenix 10x10. V tabuľke 1 sú uvedené identifikované poruchy na autách.



**Obrázok 2: Lomové nákladné autá**

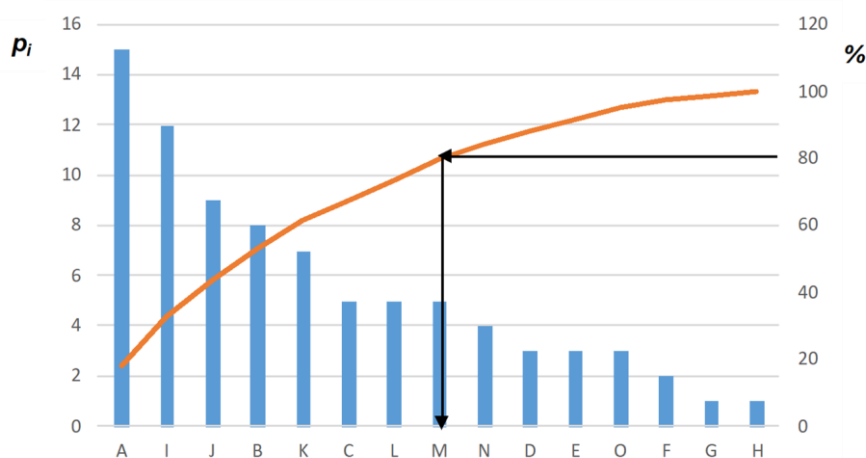
Porucha, resp. poškodenia prvkov	Tatra Phoenix 8x8	Tatra T 163
A: Poškodenie pneumatiky	15	11
B: Problém so vzduchovou hadicou, resp. ventilom	8	3
C: Hydraulické čerpadlo	5	5
D: Matice na kolesách	3	11
E: Svetlá	3	8
F: Poškodenie korby	2	8
G: Torzná tyč	1	12
H: Odkalovač	1	3
I: Tesniace pásiky na hadiciach	12	-
J: Presakovanie oleja zo serva	9	-
K: Hlásanie poruchy motora kontrolkou	7	-
L: Ložisko	5	-
M: Presakovanie nafty z nádrže	5	-
N: Problém so zadným čelom	4	-
O: Silent bloky	3	-
P: Poistka do cievok	-	16
Q: Zadná náprava	-	13
R: Porucha motorovej brzdy	-	10
S: Porucha prevodovky	-	10
T: Tlmiče	-	8
U: Gumové dorazy	-	9
V: Relátko	-	6
W: Uchytenie keepera	-	4
X: Poškodenie čelného skla	-	1

**Tabuľka 1: Vstupné dáta**

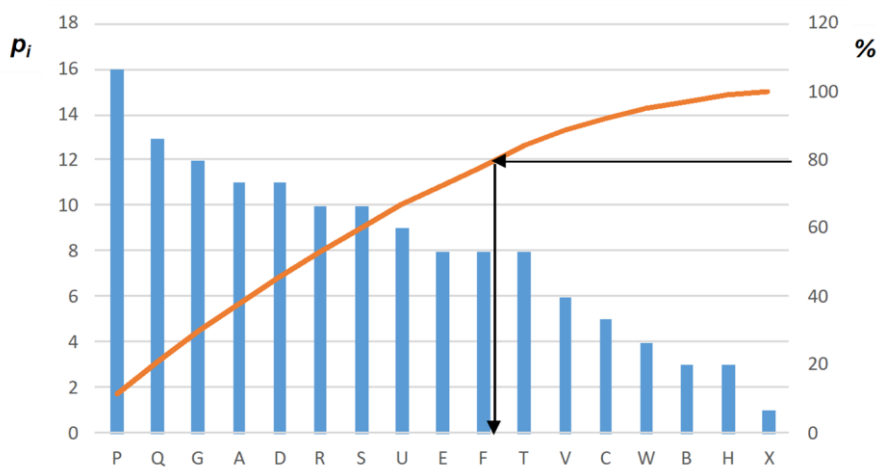
Na aute Tatra Phoenix vzniklo 15 rôznych porúch na rôznych jeho častiach a prvkoch, s celkovým počtom 83. Na Tatre T165 bolo identifikovaných 17 porúch s celkovým počtom 138. V tabuľke 1 sú uvedené vstupné dáta pre aplikovanie analýzy - zistené poruchy a ich počty.

## 2.1 Výsledky jednoduchej Paretovej analýzy

Na základe postupu uvedenom na obrázku 1 boli získané výsledky, ktoré sú zobrazené pomocou Paretového diagramu a Lorenzovej krivky pre auto Tatra Phoenix 8x8 na obrázku 4 a pre auto Tatra T163 na obrázku 5. Ako je vidno z obrázkov, pri aute Tatra Phoenix 8x8 80% všetkých porúch tvorilo až 8 typov porúch, resp. poškodení, čo predstavuje až 53%. pri aute Tatra T163 je to až 10 typov porúch, čo predstavuje 58%.



Obrázok 3: Pareto diagram pre auto Tatra Phoenix 8x8



Obrázok 4: Pareto diagram pre auto Tatra T163

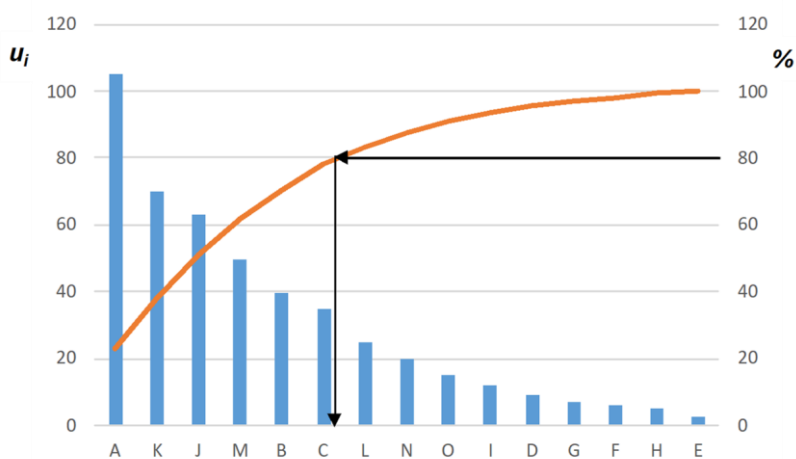
## 2.2 Výsledky váženej Paretovej analýzy

Na základe tabuľky 1 je možno konštatovať, že počas prevádzky došlo k poruchám niekoľkých častí áut, z ktorých niektoré možno považovať za vážne a niektoré za bežné. V druhej modifikácii Paretovej analýzy je ukázaná možnosť, ktorá berie do úvahy závažnosť jednotlivých porúch. Vyjadrenie dôležitosti porúch z tabuľky 1 je stanovené pomocou váh podľa stupnice uvedenej v kapitole 2.

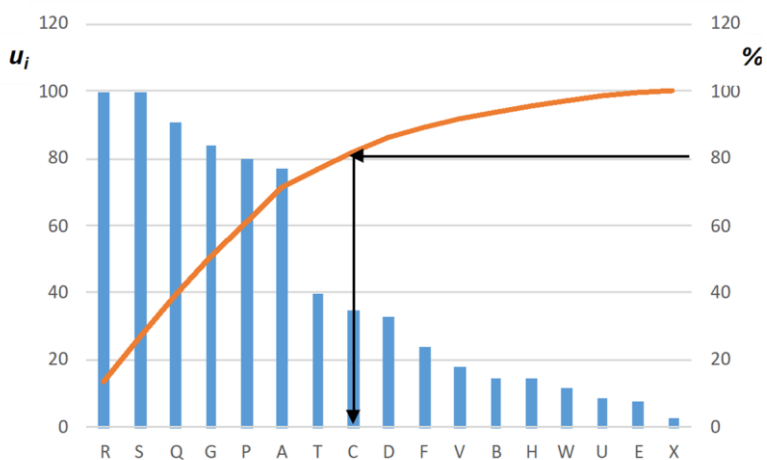
Váha 1 bola priradená poruchám E, I a U. Váha 3 – poruchám D, F, V, W a X. Váha 5 – poruchám B, H, L, N, O, P a T. Váha 7 - poruchám A, C, G, J, M a Q. Váha 10 - poruchám K, M, R a S.

Výsledky analýzy spracované podľa postupu na obrázku 1 sú zobrazené na obrázku 5 pre auto Tatra Phoenix 8x8 a na obrázku 6 pre auto Tatra T163.

Na základe tejto modifikácie analýzy pri aute Tatra Phoenix 8x8 80% všetkých porúch je tvorené 6 typmi porúch, čo predstavuje 40%. 80% všetkých porúch, ktoré vznikli na aute Tatra T163, bolo tvorené 8 typmi porúch, čo predstavuje 47%.



Obrázok 5: Paretov diagram pre auto Tatra Phoenix 8x8



Obrázok 6: Paretov diagram pre auto Tatra T163

### 3. ZÁVER

Paretova analýza je vhodným nástrojom na získanie dôležitých charakteristík a riadiacich parametrov údržby, ako aj na podporu rozhodovacích procesov. Paretova analýza bola použitá na posúdenie zlyhania, ku ktorému došlo na vybraných zariadeniach. Poruchy áut boli vyhodnotené na základe jednoduchej Paretovej analýzy a váženej Paretovej analýzy. Ako však vidno z obrázkov 3-6, Paretovo pravidlo 80/20 sa pri hodnotení porúch nepotvrdilo. Okrem týchto dvoch variantov Paretovej analýzy je možné použiť aj takzvanú viacnásobnú Paretovu analýzu [6]. Paretova analýza, v ktorej do hodnotenia vstupuje iný parameter, napr. počet porúch, sa vynásobí dĺžkou prestojov, ktoré vznikli v dôsledku poruchy, popr. finančným ukazovateľom. Na hodnotenie nákladných áut je vhodné použiť aj iné analytické metódy, ako je analýza spôsobu zlyhania a efektu a kritickosti (FMECA) a Weibullova analýza. Tieto metódy môžu zdôrazniť kritickosť niektorých porúch a činností potrebných na zlepšenie spoľahlivosti áut a lepšiu produktivitu systému v lome.

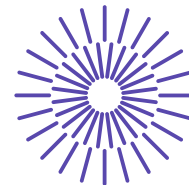
### REFERENCES

- [1] MARASOVÁ D., ŠADEROVÁ J. *Technológie vnútro podnikovej dopravy*. 1. vyd - Košice : TU - 2017. - 109 s.. - ISBN 978-80-553-3125-6.
- [2] MALINDZAKOVA, M., CAGÁŇOVÁ, D., ROSOVA, A., MALINDZAK, D. (2019). *Risk Analysis Causing Downtimes in Production Process of Hot Rolling Mill*. In: Smart Technology Trends in Industrial and Business Management. EAI/Springer Innovations in Communication and Computing. Springer, Cham. [https://doi.org/10.1007/978-3-319-76998-1\\_24](https://doi.org/10.1007/978-3-319-76998-1_24)
- [3] MATISKOVÁ, D. 2015. *Evaluation of the Effectiveness of Engineering Production Processes using Pareto Analysis*. TEM Journal. 2015, vol.4 (1), p. 96-101.
- [4] AMBRIŠKO, Ľ. *Analysis of public transport vehicles maintenance costs*. In: CLC 2018 Carpathian Logistics Congress : Logistics, distribution, transport and management. - Ostrava (Česko), Tanger, 2019, s. 368-373 [CD-ROM]. - ISBN 978-80-87294-88-8.
- [5] GERMANOVA-KRASTEVA, D., DIMCHEVA, I. *Analysis of defects and their impact on the production losses using Pareto diagrams*. In: E3S Web Conf., 207 (2020) 03007 DOI: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202020703007>
- [6] AMBRIŠKO, Ľ., TEPLICKÁ, K. *Proactive Maintenance as a Tool of Optimization for Vehicle Fleets, in Terms of Economic and Technical Benefits*. Acta Polytechnica Hungarica.2021, vol 18 (8), s. 235-249 [print, online]. - ISSN 1785-8860. <http://dx.doi.org/10.12700/aph.18.8.2021.8.13...>

### ACKNOWLEDGEMENT

Príspevok bol vypracovaný v rámci projektu APVV -18-0248.





## 48. mezinárodní konference kateder dopravních, manipulačních, stavebních a zemědělských strojů

září 14.- 16., 2022 – osada Jizerka, Česká republika

Technická univerzita v Liberci

Fakulta strojní, Katedra vozidel a motorů

---

# VYUŽITÍ CHYTRÝCH PARKOVACÍCH SYSTÉMŮ KE ZVÝŠENÍ BEZPEČNOSTI NÁKLADNÍ DOPRAVY

Michal Urbánek <sup>1</sup>, Jaroslav Kašpárek <sup>2</sup>, Lukáš Zeizinger <sup>3</sup>, Miroslav Škopán <sup>4</sup>

### **Abstract**

*Chytré parkovací systémy jsou jedním z konceptů moderní udržitelné dopravy v chytrých městech, které zvyšují efektivitu parkovacích ploch za účelem zlepšení kvality života, ekologického dopadu a bezpečnosti. Systémy využívají pokročilé informační technologie jako je například internet věcí, velká data, umělou inteligenci, strojové učení a další. Tento článek pojednává o využití různých typů chytrých parkovacích systémů na dálničních odpočívkách, kde vytvářejí bezpečnější systémy parkování nákladní vozidel.*

## 1. ÚVOD

Řidiči v oblasti vnitrostátní a mezinárodní silniční dopravy, jejichž vozidla překračují maximální přípustnou hmotnost 3,5 tuny nebo přepravují více než devět osob (včetně řidiče) jsou povinni dodržovat tzv. režim řidičů, který je ustanoven nařízením Evropského parlamentu a Rady (ES) č. 561/2006 a Evropskou dohodou o práci osádek vozidel v mezinárodní silniční dopravě (AETR).

---

<sup>1</sup> Ing. Michal Urbánek, VUT v Brně, FSI, Technická 2, Brno, michal.urbaneck2@vutbr.cz

<sup>2</sup> Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D., VUT v Brně, FSI, Technická 2, Brno, kasperek@fme.vutbr.cz

<sup>3</sup> Ing. Lukáš Zeizinger, Ph.D., VUT v Brně, FSI, Technická 2, Brno, lukas.zeizinger@vutbr.cz

<sup>4</sup> doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc., VUT v Brně, FSI, Technická 2, Brno, skopan@fme.vutbr.cz

Tento režim se skládá z bezpečnostních přestávek trvajících minimálně 45 minut po 4,5 hodinách řízení. Dále udává denní dobu odpočinku, při které musí mít řidič minimálně 11 hodin odpočinek v průběhu každých 24 hodin. Řidičů se také týká týdenní doba odpočinku, které řidič musí mít dvě (2x45 hodin) ve dvou po sobě následujících týdnech [1].

Lze usuzovat, že to způsobuje časté úplné obsazení parkovacích ploch na dálnicích a silnicích vyšší třídy těžkými nákladními vozidly. Mimo to řidiči v situacích, kdy jsou parkoviště obsazená a zároveň již překračují čas do odpočinku, parkují na zákazech stání, u krajnic nebo v odstavných pruzích. V těchto případech dochází k vytváření rizikových situací a zvyšuje se pravděpodobnost dopravní nehody. Těmto rizikům by se dalo předejít využitím moderních technologií jako jsou například bezdrátové senzorové sítě (WSN: Wireless Sensor Network), internet věcí (IoT: Internet of Things), obrazové rozpoznání apod. Mimo pozitivní vlivy, které by tyto technologie mohly mít, je potřebné uvažovat i negativní vlivy zejména v oblasti bezpečnosti a ochrany dat [2].

## 2. PARKOVACÍ SYSTÉMY

Koncept chytrých parkovacích systémů je založen na zvýšení využitelnosti stávajících parkovacích ploch pomocí inteligentních dopravních systémů (ITS). ITS pak poskytují informace jak řidičům, tak i správci parkoviště. Pro řidiče to jsou především informace o volných parkovacích místech, placení a otevírací době parkoviště, pro správce to mohou být statistiky o parkovacích plochách, vozidlech, placení apod. [3].

### 2.1 Bránové/závorové systémy

Tyto systémy jsou oproti ostatním jednoduché. Sestávají se z vjezdní a výjezdní brány nebo závor a platebního terminálu (pokud se jedná o placené parkoviště). V současné době je možné systémy rozšířit o kamerový systém k rozpoznání SPZ vozidla, který umožňuje vjezd a výjezd vozidel jen podle SPZ [4]. Jelikož se jedná o jednoduchý systém, informace o parkovišti nejsou úplné. Je možné zjistit pouze počet volných/obsazených parkovacích míst a platba je zajištěna pomocí platebního terminálu [5].

### 2.2 Infračervené systémy

Infračervené systémy využívají infračervených senzorů dvojího druhu: aktivní nebo pasivní. Aktivní infračervené senzory detekují vozidlo pomocí infračervených paprsků, které se odráží od zaparkovaného vozidla. Tyto senzory se především používají jako detekce obsazenosti parkovacího místa. Využitím více senzorů je možné sledovat i přesnou pozici vozidla, velikost (typ) vozidla a jeho rychlost. Senzory se umísťují nad parkovací místo nebo jsou zabudované do komunikace pod vozidlo. Nevýhodou těchto senzorů je citlivost na podmínky v okolním prostředí jako je mlha, déšť, sníh a podobné, které způsobují částečnou nebo úplnou ztrátu funkce těchto prvků [6].

Pasivní infračervené senzory identifikují vozidlo díky detekci změny vysílané energie vozidla a vozovky. Stejně jako u aktivních senzorů je funkce značně omezena při nepříznivých okolních podmínkách [7].

### **2.3 Magnetické systémy**

Tyto systémy využívají různé druhy magnetometrů, tedy zařízení měřící velikost a směr magnetické indukce nebo magnetického momentu. Dle základní funkce lze magnetometry používané jako senzory obsazenosti parkovacích míst rozdělit na Flux-gate magnetometry, magnetoindukční senzory a magnetorezistivní senzory [8].

Flux-gate magnetometry pracují na principu detekce magnetické anomálie v horizontálním a vertikálním magnetickém poli země. Výhodou tohoto systému je, že není ovlivněn okolními podmínkami. Na druhou stranu mají velice malou detekční zónu a nutně je zajištění malé vzdálenosti mezi senzorem a vozidlem. To se řeší přidáním více senzorů na jedno parkovací místo.

Magnetoindukční senzory využívají Faradayovy principy indukce a používají se především k určení rychlosti vozidla (senzory sledující pohyb). Stejně jako v předchozím případě senzory nejsou citlivé na okolní podmínky, ovšem pro určení obsazenosti parkovacího místa je nezbytné speciální rozložení více senzorů po parkovišti [9].

Magnetorezistivní senzory jsou nejvíce používané senzory pro detekci vozidel jak na parkovacích plochách, tak na komunikacích. Detekují přítomnost ferromagnetického materiálu pasivní metodou bez použití vysílače energie a tím snižují spotřebu elektrické energie a také odstraňují možnost elektromagnetické interference s jinými přístroji. Díky svým vlastnostem, především rozměrům, hmotnosti, použitelnosti v nepříznivém počasí a ceně jsou tyto magnetorezistivní senzory vhodnější než ostatní dva zmíněné [10].

Podobně jako infračervené systémy jsou i magnetické systémy využívány především k určení obsazenosti jednotlivých parkovacích míst nebo k detekci pohybu na parkovišti.

### **2.4 Systémy hmotnosti v pohybu**

Systémy hmotnosti v pohybu byly původně navrženy pro určování celkové hmotnosti a rozložení hmotnosti na nápravu nákladních vozidel. Původně jako statické, tedy vozidlo muselo na váze zastavit, v současné době již dynamické monitorování hmotnosti sloužilo k návrhům nových povrchů vozovky nebo ke kontrole přetěžování vozidel na dálnicích [11].

Technologie pro dynamické měření hmotnosti vozidla jsou založené optických, piezoelektrických nebo elektromagnetických snímačů. Tyto systémy se na parkovištích využívají v průjezdných místech, tedy vjezdu a výjezdu, k určení počtu projetých vozidel a k jejich klasifikaci. Tím se určí počet obsazených/volných parkovacích míst [6].

### **2.5 Ultrasonické systémy**

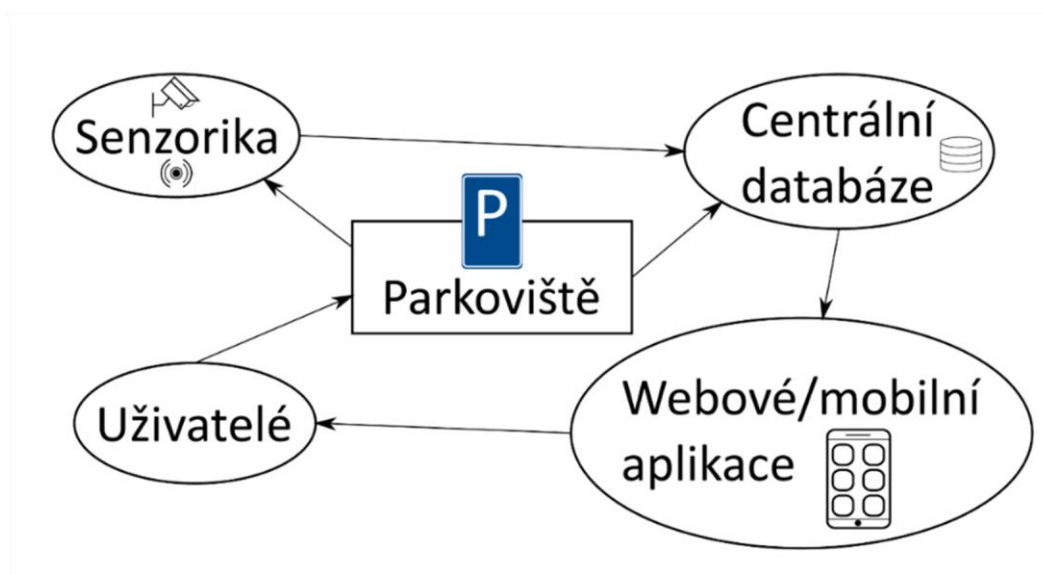
Systémy využívající ultrasonické (ultrazvukové) senzory přenášejí zvukové vlny v rozsahu 25 – 50 kHz. Obdobně jako infračervené senzory zachytávají odraz zvukové vlny a vyhodnocují rozdíl energií. Z důvodu vyšší citlivosti se umísťují nad parkovací místo nebo průjezd k rozpoznání obsazenosti parkoviště. Hlavní výhodou je jejich cena a jednoduchá instalace (zejména v parkovacích domech). Nevýhodou je citlivost na nepříznivé podmínky v okolním prostředí. Podobné ultrasonické senzory se v současné době využívají v systémech parkovacích asistentů u automobilů [12].

## 2.6 Kamerové systémy

Kamerové systémy se skládají ze dvou základních složek: jedné nebo více kamer spojených s počítačem s programem na rozpoznání objektů z obrazu. Správným rozestavením kamer je možné rozpoznat na základě rozdílů obrazů, zda je parkovací místo obsazené či nikoliv. Mimo samotnou detekci obsazenosti parkoviště systémy umožňují hlídat pravidla parkování a identifikovat typ vozidla včetně SPZ. Další výhodou těchto systémů je cena a jednoduchá instalace. Velice malý počet kamer postačuje pro pokrytí průměrně velkého venkovního parkoviště, navíc pokud již je na parkovištích nainstalován bezpečnostní kamerový systém, je možné jej napojit k programu obrazové detekce. Mezi nevýhody patří citlivost na povětrnostní podmínky, potřeba stálého světla a výška potřebná pro instalaci kamer. Instalací více kamer s využitím překryvu vzájemných zorných polí lze dosáhnout vyšší přesnosti a také omezení vlivu povětrnostních podmínek, tedy pokud bude jedna kamera zastíněna například pavučinami, stále bude na parkovací místa dohlížet další kamera [3, 13].

## 3. SYSTÉMY INTELIGENTNÍCH ODPOČÍVEK ITP

Uvedené parkovací systémy lze využít pro budování nových systémů inteligentních odpočívák na dálnicích a dalších páteřních komunikacích. Na základě rešerše parkovacích systémů je možné uvést zjednodušený systém inteligentních odpočívák pro jízdní soupravy viz Obrázek 1. Hlavním prvkem tohoto systému je parkoviště, které tvoří vlastní parkovací plocha, čerpací stanice pohonných hmot, hygienické zázemí, stravovací služby, klidové zóny a ubytovací služby. Dalším prvkem tohoto systému je sensorika, tedy systémy zjišťování obsazenosti parkovacích ploch. Tyto statické a dynamické informace jsou ukládány v centrální databázi, z které jsou zpracované informace poskytovány uživatelům (řidičům/dispečerům) pomocí webových nebo mobilních aplikací.



*Obrázek 1: Schéma systému inteligentních odpočívák [autor]*

### 3.1 Databázové systémy

V současné době existují databáze odpočívadel jako je například Truck parking Europe nebo Transpark. Obě tyto databáze jsou dostupné ve webovém rozhraní i v aplikacích pro chytré telefony a jsou založené na informacích pocházejících spíše od samotných řidičů. Nelze však exaktně určit, zda jsou parkoviště obsazená a zda jsou údaje pravdivé. Databáze Transpark poskytuje informace o zázemí a poskytovaných službách (hlídané parkoviště, čerpací stanice, možnosti ubytování) především pro řidiče. [14] Aplikace Truck parking Europe slouží nejen pro řidiče, ale i pro dopravce (plánovače tras/dispečery) a provozovatele parkovišť. Dopravci tuto aplikaci mohou využít zejména k plánování ideální trasy včetně možných přestávek na vyhovujících parkovištích. Provozovatelé parkovišť si mohou zaregistrovat své parkoviště a nabízet volná místa případně poskytované služby. Na českém území však tyto aplikace nejsou tak rozšířené a obsahují zejména informace od řidičů [15].

### 3.2 Automatizovaná kompaktní parkoviště

Mimo databázové systémy se například v Německu vyvinula inteligentní řízená kompaktní parkoviště, která díky speciálnímu řazení nákladních vozidel do řad zvyšují kapacitu, průjezdnost a tím i bezpečnost stávajících parkovišť. S pomocí informačních tabulí umístěných nad každou řadu, řidič získá potřebné informace k zaparkování do správné řady, kde ostatní vozidla mají stejný nebo dřívější čas odjezdu. Tento systém dovoluje také získat informace o obsazenosti v reálném čase pomocí webových stránek [16, 17].

### 3.3 Intelligent Truck Parking

V České republice existuje projekt URSA CZ zaměřený na implementaci systému Inteligentního parkování jízdních souprav (ITP: Intelligent Truck Parking) a poskytování dopravních informací řidičům nákladních vozidel v reálném čase (TTI: Traffic and Traveller Information for Trucks). Jedná se o pilotní projekt, jehož cílem je na koridoru dálnice D1 osadit čtyři vybrané odpočívky detekční technologií a testovat sběr, zpracování, dohled a administraci těchto technologií. Po této části projektu budou statické i dynamické informace o obsazenosti odpočívky sdílené pomocí webových a mobilních aplikací. Pro vlastní detekci obsazenosti parkovacího místa jsou vybrané bezdrátové ultrazvukové senzory. Aplikace bude umožňovat naplánovat trasu včetně dodržení dob odpočinku a navádění na konkrétní parkovací místo [18 - 20].

## 4. ZÁVĚR

Problematika chytrých parkovacích systémů je velice aktuální téma. Ve většině případů se řeší zejména její pozitivní vliv na udržitelnost dopravy, a tím zkvalitnění služeb pro uživatele. K tomu, aby nasazení systémů do skutečného provozu bylo co nejefektivnější, je nutné zaměřit se na limitní faktory, zejména z pohledu vhodnosti použití na venkovní a vnitřní parkoviště. Jelikož se jedná o stále novou technologii, bylo by vhodné vytvořit komplexní spolehlivostní analýzu pilotních studií, která by mohla vést ke zefektivnění implementace těchto systémů do dálničních odpočívky.

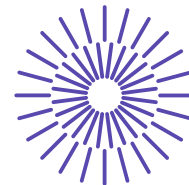
## LITERATURA

- [1] Ministerstvo dopravy ČR: *Režim řidičů* [online], 2022. [cit. 2022-06-19]. Dostupné z: <https://www.mdcr.cz/Dokumenty/Silnicni-doprava/Nakladni-doprava/Rezim-ridicu/Rezim-ridicu>
- [2] CHO, Seokheon. *Traffic Throughput and Safety Enhancement for Vehicular Traffic Networks* [online]. University of California: eScholarship, 2014 [cit. 2022-06-19]. Dostupné z: <http://www.escholarship.org/uc/item/5fz3p58h>
- [3] *Parkign detection: technology for smart cities* [online]. Brno: RCE Systems [cit. 2022-06-18]. Dostupné z: <https://www.parkingdetection.com/>
- [4] *Green center: Parkovací systémy* [online]. [cit. 2022-06-18]. Dostupné z: <https://www.green.cz>
- [5] *Parking systems. In: Cross Zlín: Technologie pro silniční dopravu* [online]. Zlín [cit. 2022-06-19]. Dostupné z: <http://www.cross.cz/en/solutions-parking-systems>
- [6] IDRIS, M.Y.I., et al. Car park system: *A review of smart parking system and its technology*. Information Technology Journal [online]. 2009, 8(2), 101-113 [cit. 2022-06-19]. DOI: 10.3923/itj.2009.101.113. ISSN 18125638
- [7] AGRAWAL, Krishna Gopal, et al. *Parking navigation and payment system using IR Sensors and RFID technology*. International Journal of Computer Applications, 2015, 111.15.
- [8] GREŠEK, Roman. *Mikrosenzory a mikromechanické systémy: Měření magnetického pole*. Ústav mikroelektroniky: FEKT [online]. [cit. 2022-06-19]. Dostupné z: [http://www.umel.feec.vutbr.cz/bmms/.%5Cprojekty\\_2004%5CGresek%5Cindex.htm#\\_Toc88390998](http://www.umel.feec.vutbr.cz/bmms/.%5Cprojekty_2004%5CGresek%5Cindex.htm#_Toc88390998)
- [9] *Magneto-indukční snímače polohy. Micro-Epsilon: Senzory, snímače* [online]. [cit. 2022-06-19]. Dostupné z: <https://www.micro-epsilon.cz/displacement-position-sensors/magneto-inductive-sensor/>
- [10] WOLFF, J., T. HEUER, H. GAO, M. WEINMANN, S. VOIT a U. HARTMANN. In: IEEE Conference on Intelligent Transportation Systems, Proceedings, ITSC [online]. 2006, s. 1275-1279 [cit. 2022-06-19]. ISBN 1424400945.
- [11] *Weigh-in-Motion. Pavement Interactive* [online]. [cit. 2022-06-02]. Dostupné z: <https://pavementinteractive.org/reference-desk/design/design-parameters/weigh-in-motion>
- [12] KIANPISHEH, Amin, et al. *Smart parking system (SPS) architecture using ultrasonic detector*. International Journal of Software Engineering and Its Applications, 2012, 6.3: 55-58.
- [13] MOUSKOS, Kyriacos C., et al. *Technical solutions to overcrowded park and ride facilities*. New Jersey. Dept. of Transportation, 2007.
- [14] *IRU – TRANSpark* [online], 2019. [cit. 2022-06-19]. Dostupné z: <https://www.iru.org/apps/transpark-app>
- [15] *Truck Parking Europe* [online], 2019. [cit. 2022-06-20]. Dostupné z: <https://www.truckparkingeurope.com/>
- [16] DIERKE, Jens;kleine. *Intelligent Controlled Compact Parking for Modern Parking Management on German Motorways*. Transportation Research Procedia [online]. Elsevier B.V, 2016, 15, 620-627 [cit. 2022-06-20]. DOI: 10.1016/j.trpro.2016.06.052. ISSN 2352-1465.
- [17] *Kompaktparken* [online], 2019. [cit. 2022-06-20]. Dostupné z: <http://www.kompaktparken.de/en/>

- [18] UMneo & URSA CZ joint ITP workshop in Prague. *The European ITS Platform* [online]. 2020, 13. 7. 2018 [cit. 2022-06-20]. Dostupné z: <https://www.its-platform.eu/highlights/umneo-ursa-cz-joint-itp-workshop-prague>
- [19] TÝC, Filip. *Chytré parkování kamionů – URSA Czech Republic*. In: Fórum Ústecký kraj: PŘEHLED KONFERENCÍ A FÓR ÚSTECKÉHO KRAJE [online]. 2019 [cit. 2022-06-20]. Dostupné z: [http://forumusteckykraj.cz/gis-outdoor/wp-content/uploads/3a\\_Tyc.pdf](http://forumusteckykraj.cz/gis-outdoor/wp-content/uploads/3a_Tyc.pdf)
- [20] *Silniční databanka a NDIC. Ředitelství silnic a dálnic ČR* [online]. 2020 [cit. 2022-06-20]. Dostupné z: <https://www.rsd.cz/wps/portal/web/rsd/Silnicni-databanka>

## PODĚKOVÁNÍ

Článek vznikl za podpory projektu specifického výzkumu VUT FSI-S-20-6267 “Nové technologie pro nízkoemisní mobilitu“.



## 48. mezinárodní konference kateder dopravních, manipulačních, stavebních a zemědělských strojů

září 14.- 16., 2022 – osada Jizerka, Česká republika

Technická univerzita v Liberci

Fakulta strojní, Katedra vozidel a motorů

---

# VÝPOČTOVÁ NÁHRADA LÍCOVANÉHO ŠROUBOVÉHO SPOJE

Lukáš Zeizinger<sup>1</sup>, Přemysl Pokorný<sup>2</sup>

### **Abstract**

*Příspěvek se zabývá výpočtovou náhradou lícovaného šroubového spoje. Běžně se ve výpočtech nahrazují šroubové spoje náhradním modelovým spojem, který supluje originální šroubový spoj, ale správný návrh náhrady značně ovlivňuje výsledky, které simulace poskytuje. Příspěvek se zabývá porovnáním výpočtových náhrad a validací výsledků v rámci simulace, která je porovnávána s kontaktním modelem šroubového spoje.*

## 1. ÚVOD

Běžně jsou lícované šroubové spoje používány pro spojení více vrstev materiálu k sobě. Rozdíl lícovaného šroubu je jeho vysoká přesnost výroby a téměř plné vyplnění díry dřikem šroubu. Lícované šrouby se používají tehdy, když musí šroubový spoj zachycovat příčné síly nebo jestliže má být zajištěna vzájemná poloha součástí. Spoje lícovanými šrouby jsou drahé, protože dřík šroubu musí být broušený a díra vystružená [1. 4].

Pro MKP simulace je velmi neefektivní používat plný model lícovaného šroubového spoje, jak je možné vidět na Obr. 1 [1]. Jednak to znamená, že by celá výpočtová úloha musela být počítána iterativním způsobem a zároveň je nutné zvolit výpočet jako

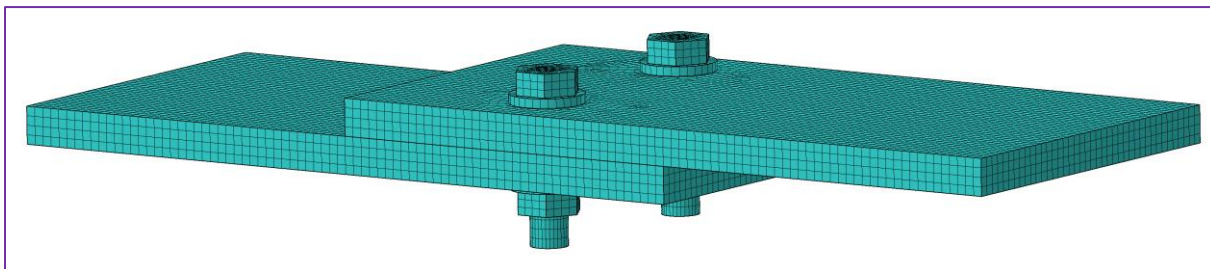
---

<sup>1</sup> Ing. Lukáš Zeizinger, Ph.D., VUT v Brně, FSI, Technická 2, Brno, lukas.zeizinger@vutbr.cz

<sup>2</sup> Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D., VUT v Brně, FSI, Technická 2, Brno, pokorny.p@fme.vutbr.cz



kontaktní úlohu [3]. To je pro modely s větším množstvím prvků naprosto nepřijatelné z důvodu značného navýšení výpočtového času pro jednotlivé výpočtové iterace. Z tohoto důvodu se přistupuje k tzv. náhradám šroubového spoje, jedná se o zjednodušený výpočtový náhradní model šroubového spoje.



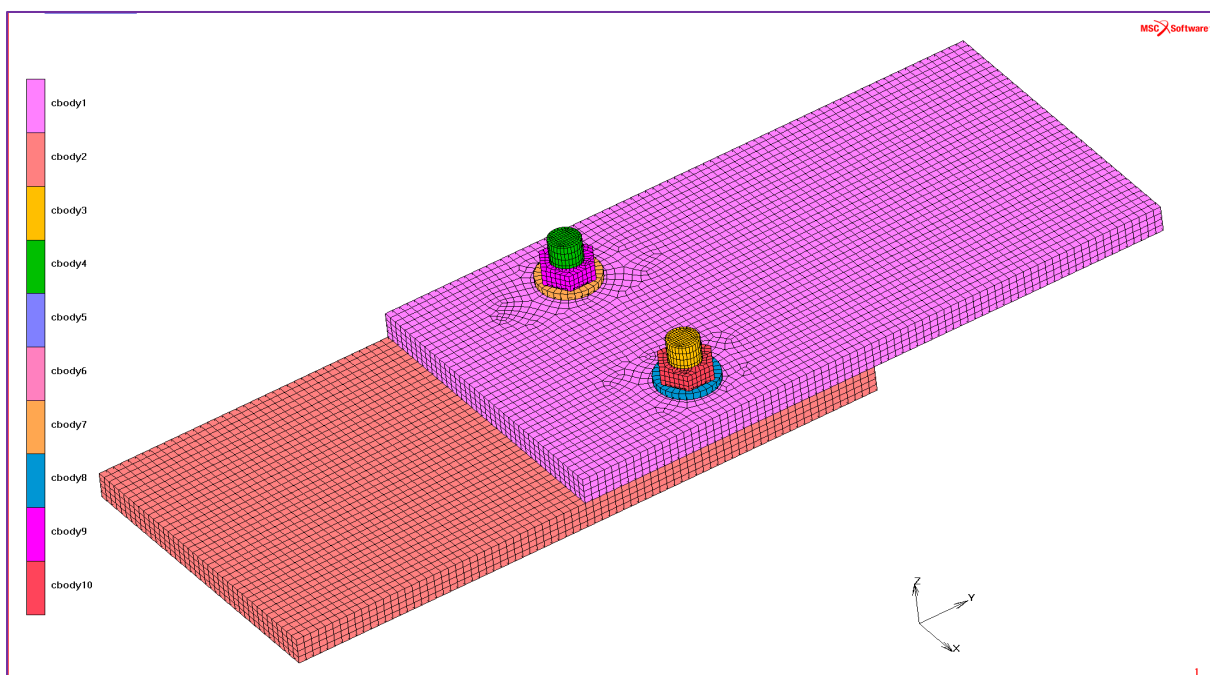
Obr. 1: Lícované šroubové spojení dvou ocelových desek.

## 2. VÝPOČTOVÉ NÁHRADY

### Kontaktní model

V rámci virtuálního experimentu byly porovnávány dvě výpočtové náhrady s kontaktním model [2]. Kontaktní model je vytvořený, tak aby v maximální míře simuloval reálné chování lícovaného šroubového spoje. Model spoje je tvořen dvěma ocelovými deskami z běžného konstrukčního materiálu S355JR o tloušťce 20 mm [4]. Deska je dlouhá 400 mm a její šířka je 200 mm. V každé z desek je dvojice děr pro lícované šroubové spoje M20 s osovou roztečí 120 mm. Deska č.1 je vetknutá v boční stěně a na desku č.2 je aplikovaná síla směřující v kolmé rovině desky pod úhlem 45° a velikost síly je 1 000 N.

Lícovaný šroubový spoj je provedený běžným způsobem s podložkou pod hlavou šroubu i matice. Kontaktní model je možné vidět na Obr. 2 a kontaktní tabulka je uvedena v Obr. 3.



Obr. 2: Kontaktní model s označenými jednotlivými součásti.

CONTACT TABLE PROPERTIES			SECOND									
FIRST	BODY NAME	BODY TYPE	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	cbody1	deformable		T	T	T				T	T	
2	cbody2	deformable	T		T	T	T					
3	cbody3	deformable	T	T				T		T		G
4	cbody4	deformable	T	T			T		T		G	
5	cbody5	deformable		T		T						
6	cbody6	deformable		T	T							
7	cbody7	deformable	T			T					T	
8	cbody8	deformable	T		T							T
9	cbody9	deformable				G			T			
10	cbody10	deformable			G					T		

ALL ENTRIES	CONTACT TYPE	NO CONTACT	TOUCHING	GLUE		
	DETECTION METHOD	DEFAULT	AUTOMATIC	FIRST->SECOND	SECOND->FIRST	DOUBLE-SIDED

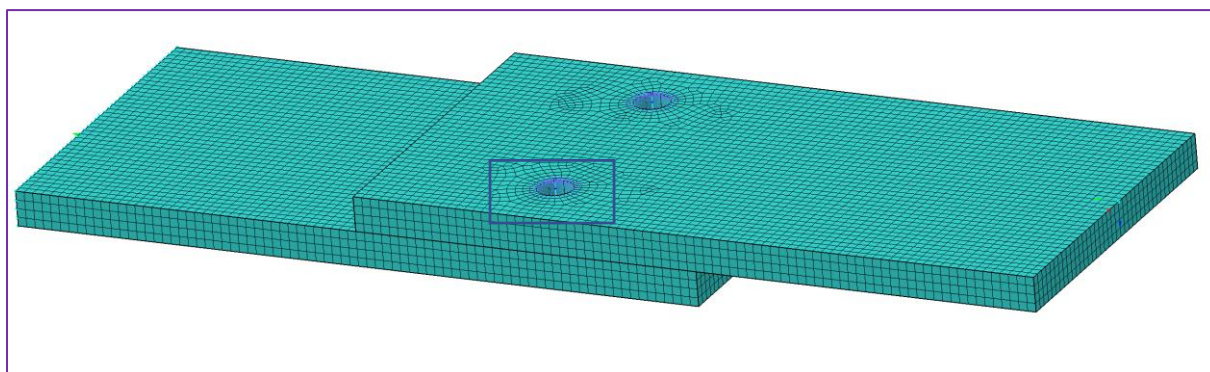
OK

Obr. 3: Kontaktní tabulka ověřovacího výpočtu.

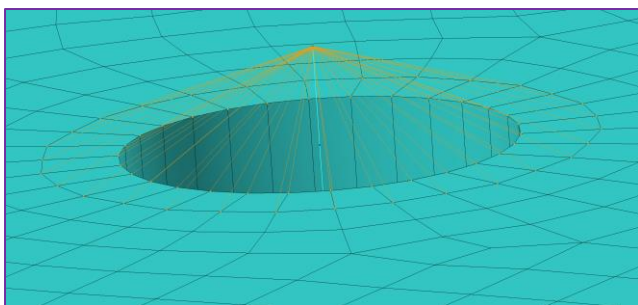
Nativní velikost mřížky byla zvolena 5 mm a síťový model byl vytvořený pomocí 2,5 D prvků – hex. Šrouby, podložky a matice byly vytvořeny pomocí stejných hex prvků o stejné velikosti. Tento výpočet je branný jako porovnávací, vůči kterému budou vztaženy ostatní výpočty.

### Výpočtová náhrada č. 1

Modely desek pro virtuální experiment výpočtových náhrad byly vytvořeny identické, aby bylo možné výsledky vzájemně porovnat. První výpočtová náhrada lícovaného šroubového spoje byla vytvořena pomocí prutové náhrady šroubu o stejném matematickém průřezu jako v případě kontaktní úlohy. Délka šroubové náhrady byla stanovena na efektivní délku šroubového spoje od hlavy šroubu ke třetímu závitu matice. Na každém z konců prutové náhrady byly vytvořeny propojovací elementy, viz Obr. 4 Obr. 5.



Obr. 4: Náhrady lícovaného šroubového spojení



Obr. 5: Detail obr. 2.

Propojení bylo vytvořeno na hraně kruhové díry a na povrchu desky do vzdálenosti jednoho elementu od hrany. Pro výpočtovou náhradu č.1 byly zvoleny propojovací elementy typu „rigid“, které mají uzamčené všech šest stupňů volnosti a napřímo propojují síť desek s koncovým bodem náhrady šroubu, viz Obr. 6.

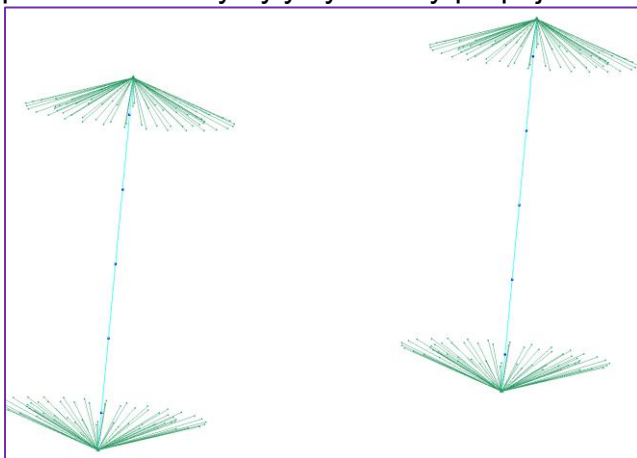
Discrete Tie Name	Property	Type	Degrees of Freedom	Thermal Expan.Coeff	Count	
▼ Discrete Tie 1	Use default	Rigid	X, Y, Z, RX, RY, RZ		4	✓
Node Tie Name	Reference ID	Attachment ID	Property	Type	Degrees of Freedom	Thermal Expan.Coeff
Node Tie 91521	119376	60 nodes	Use default	Rigid	X, Y, Z, RX, RY, RZ	
Node Tie 91522	119377	60 nodes	Use default	Rigid	X, Y, Z, RX, RY, RZ	
Node Tie 91523	119378	60 nodes	Use default	Rigid	X, Y, Z, RX, RY, RZ	
Node Tie 91524	119384	60 nodes	Use default	Rigid	X, Y, Z, RX, RY, RZ	

Obr. 6: Detailní tabulkový popis použitých elementů pro náhradu - rigid.

Distribuce matematickofyzikálních veličin probíhá bez úpravy – napřímo, jedná se o tvrdé napojení sítě na druhou, bez koeficientuálního přepočtu.

## Výpočtová náhrada č. 2

Druhá výpočtová náhrada lícovaného šroubového spoje byla vytvořena pomocí prutové náhrady šroubu o stejném matematickém průřezu jako v případě kontaktní úlohy a první náhrady. Délka šroubové náhrady byla stanovena na efektivní délku šroubového spoje od hlavy šroubu ke třetímu závitu matice. Na každém z konců prutové náhrady byly vytvořeny propojovací elementy, viz Obr. 7.



Obr. 7: Detail šroubové náhrady pomocí prvku beam.

Propojení bylo vytvořeno na hraně kruhové díry a na povrchu desky do vzdálenosti jednoho elementu od hrany. Pro výpočtovou náhradu č.2 byly zvoleny propojovací

elementy typu „compliant“ ve starších zdrojích označované jako RBE3, které mají uzamčené všech šest stupňů volnosti a napřímo propojují síť desek s koncovým bodem náhrady šroubu, viz Obr. 8.

Discrete Tie Name	Property	Type	Degrees of Freedom	Thermal Expan.Coeff	Count	
Discrete Tie 1	Use default	Compliant	X, Y, Z, RX, RY, RZ		4	✓
Node Tie Name	Reference ID	Attachment ID	Property	Type	Degrees of Freedom	Thermal Expan.Coeff
Node Tie 91521	119376	60 nodes	Use default	Compliant	X, Y, Z, RX, RY, RZ	
Node Tie 91522	119377	60 nodes	Use default	Compliant	X, Y, Z, RX, RY, RZ	
Node Tie 91523	119378	60 nodes	Use default	Compliant	X, Y, Z, RX, RY, RZ	
Node Tie 91524	119384	60 nodes	Use default	Compliant	X, Y, Z, RX, RY, RZ	

Obr. 8: Detailní tabulkový popis použitých elementů pro náhradu - compliant.

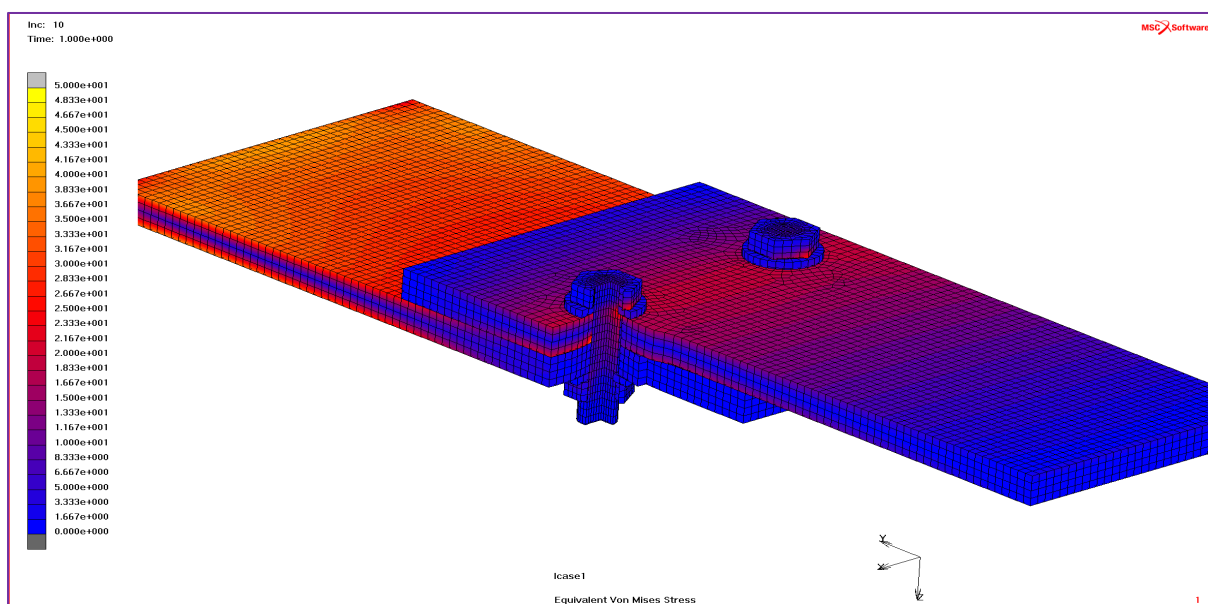
Distribuce matematickofyzikálních veličin probíhá podle distribučního rozdělení, které je dopočítáváno z orientace sítě v předchozím výpočtovém kroku a nárůstu veličin v daném místě sítě. Jedná se o distribuované rozdělení.

## Výsledky

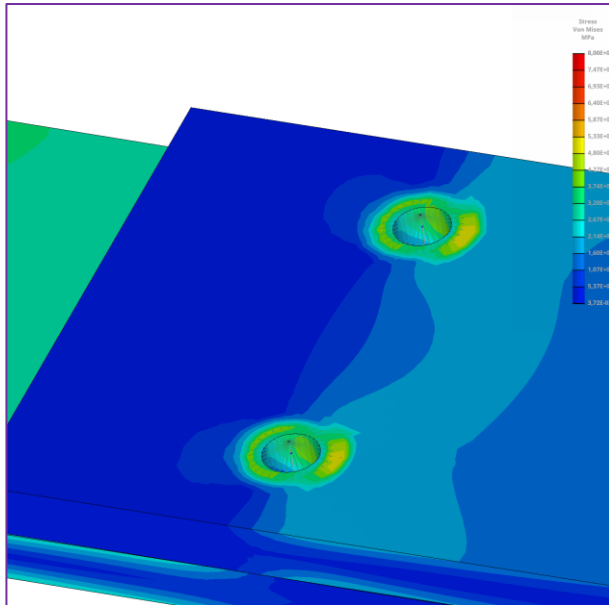
Výsledky získané v porovnávacích úlohách byly porovnány v Tabulka 1 a bylo zjištěno, že pro lícované šroubové spojení počítané pomocí kontaktní úlohy bylo maximální napětí 48,3 MPa, jak lze vidět na Obr. 9. V případě použití náhrady rigid, bylo dosaženo napětí v okolí díry 53,2 MPa (jak je možné vidět na Obr. 10 a Obr. 11) a pro případ použití náhrady compliant bylo napětí 78,3 MPa (jak je možné vidět na Obr. 12 a Obr. 13).

Tabulka 1: Tabulkové porovnání maximálních napětí v okolí díry.

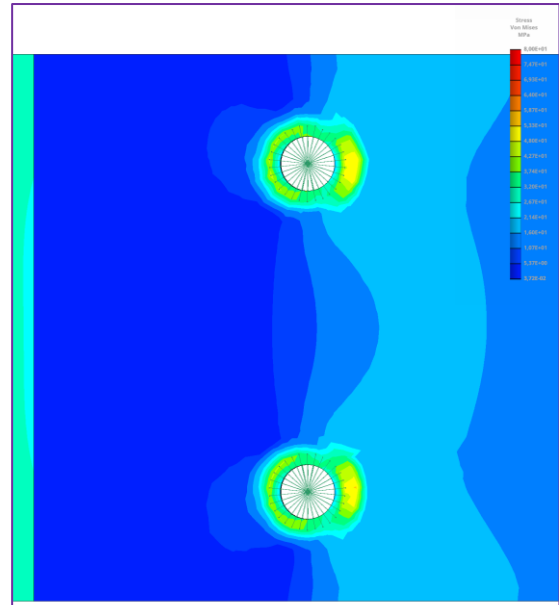
	Kontakní úloha	Náhrada - rigid	Náhrada - compliant
Maximální napětí	48,3 MPa	53,2 MPa	78,3 MPa



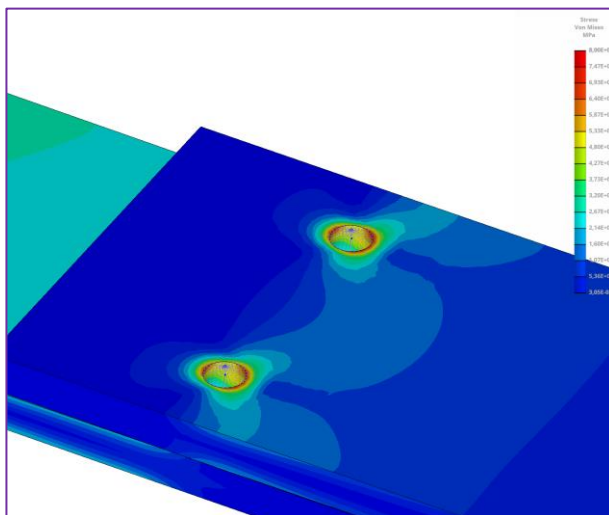
Obr. 9: Napětí v okolí díry v kontaktní úloze.



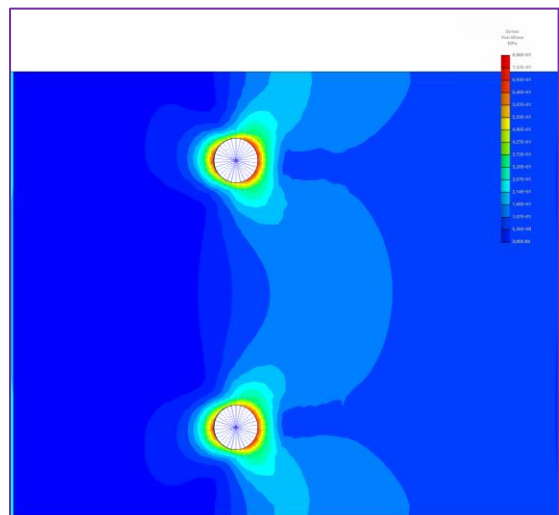
Obr. 10: Napětí v okolí díry pro náhradu rigid.



Obr. 11: Napětí v okolí pro náhradu rigid.



Obr. 12: Napětí v okolí pro náhradu – complaint.



Obr. 13: Napětí v okolí díry pro náhradu – complaint.

### 3. ZÁVĚR

V případě kontaktní úlohy vyšlo v okolí kruhových děr pro lícované šrouby maximální napětí 48,3 MPa. Distribuce napětí je možné vidět na Obr. 9. V kontrastu s tímto výsledkem je možné porovnat získaná data ze simulací v případě použití náhrad lícovaného šroubového spoje. V případě použití první varianty náhrady – rigid, došlo v lokálnímu vyztužení v okolí díry a maximální napětí je 53,2 MPa.

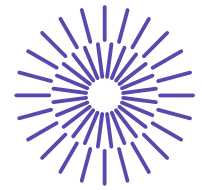
V případě použití druhé varianty náhrady – compliant, došlo k rozložení napětí do menšího prostoru a k získání vyšších hodnot napětí. Maximální napětí je v tomto případě 78,3 MPa, což je o 47% větší napětí než v případě první náhrady.

## ODKAZY

- [1] BHATTACHARJEE, Sudip Sankar, M. A. CRISFIELD a Richard D. WOOD. *Finite element analysis of solids and structures: dynamics*. 2nd ed. Boca Raton, FL: CRC Press, 2021. ISBN 978-103-2041-582.
- [2] FROCHTE, Jörg. *Finite-Elemente-Methode*. 2. Mnichov, Německo: Carl Hanser Verlag GmbH & Co. KG; 2., aktualisierte und erweiterte edition, 2021. ISBN 344646915X.
- [3] CHAPELLE, D. a Klaus-Jürgen BATHE. *The finite element analysis of shells: fundamentals*. 2nd ed. New York: Springer, c2011. Computational fluid and solid mechanics. ISBN 978-364-2164-071.
- [4] JURÁŠEK, Oldřich. *Teorie nosných konstrukcí*. Praha: VN MON, 1989.

## PODĚKOVÁNÍ

Práce autorů vznikla za podpory projektu specifického výzkumu VUT FSI-S-20-6267.



## 48. mezinárodní konference kateder dopravních, manipulačních, stavebních a zemědělských strojů

září 14.- 16., 2022 – osada Jizerka, Česká republika

Technická univerzita v Liberci

Fakulta strojní, Katedra vozidel a motorů

---

# EVALUATION OF OPERATING PARAMETERS OF DUAL-FUEL ENGINES WHEN USING DIESEL, CNG/DIESEL, AND LPG/DIESEL

Dong Nguyen Phu<sup>1</sup>, Aleš Dittrich<sup>2</sup>, Radek Procházka<sup>3</sup>, Josef Laurin<sup>4</sup>, Pavel Brabec<sup>5</sup>

### **Abstract**

*This paper focuses on experimental research comparing the operating parameters of engines using fuels such as diesel, CNG/diesel, and LPG/diesel dual-fuel. A Cummins diesel engine model 135 kW with a compression ratio of 17.3 has been converted to dual-fuel operation. This engine is installed on a test station. The engine is tested at each speed of 1500, 1900, and 2300 rpm with the variable load so that the dual-fuel and diesel engines have equivalent power under the same operating conditions. The results show that the engine operates stably with CNG/diesel and LPG/diesel dual-fuel. CNG and LPG can replace about 55% of the total energy diesel, depending on the operating mode of the engine. In addition, the dual-fuel engine also significantly improves the temperature of exhaust gases compared to diesel.*

---

<sup>1</sup> Dong Nguyen Phu, Technical University of Liberec, Liberec, dong.nguyen.phu@tul.cz

<sup>2</sup> Aleš Dittrich, Technical University of Liberec, Liberec, ales.dittrich@tul.cz

<sup>3</sup> Radek Procházka, Technical University of Liberec, Liberec, radek.prochazka@tul.cz

<sup>4</sup> Josef Laurin, Technical University of Liberec, Liberec, josef.laurin@tul.cz

<sup>5</sup> Pavel Brabec, Technical University of Liberec, Liberec, pavel.brabec@tul.cz

## 1. INTRODUCTION

Today, with the strong development of the industry and the rapid increase in the number of vehicles and propulsion equipment equipped with internal combustion engines. The demand for fuel is increasing day by day, especially traditional fossil fuels (gasoline and diesel). On average every day, the world consumes about 87 million barrels of oil. In which, most of the fuel is used in transportation vehicles. The large demand for fuel is causing the risk of rapid depletion of traditional fuel sources and causing oil prices to rise, directly affecting the global economy.

In addition, the large consumption of traditional fossil fuels is releasing a large amount of toxic substances into the environment that adversely affects human health and causes the greenhouse effect. In which, the emission content of vehicles using diesel fuel accounts for a significant proportion. This leads to harmful impacts on the ecological environment, climate change, and global warming. Therefore, the problem is to research and use alternative fuels with lower levels of toxic emissions to reduce environmental pollution on one hand and can make up for the shortage of traditional fuels. The preferred alternative fuels are clean fuels with low toxic emissions, large reserves, low cost, and can be used easily on engines without much change in the structure of the engines.

Among those fuels, natural gas (NG) or propane-butane (LPG) is a fuel with great potential, meeting the above requirements. NG or LPG are common and environmentally friendly fuels. It has been used in industrial and household heating for over a few decades, but today it is also used as an alternative fuel in internal combustion engines. Because these gaseous fuels have environmentally friendly combustion products and high heat release. The use of NG and LPG fuel to replace diesel fuel on diesel engines will take advantage of the high efficiency of this engine and help reduce smoke and dust emissions. NG and LPG have higher octane values than gasoline and higher self-ignition temperature than gasoline and diesel. They have similar fuel mixture and combustion characteristics to gasoline, so they are suitable for use in forced combustion engines. However, due to the low self-ignition of NG and LPG, they can only be used to replace a part of diesel fuel in the engine [1-3]. Thus, the engine's performance depends very much on the characteristics of the supply fuel and mixture ratio of the dual-fuel control systems (NG/diesel, LPG/diesel) and the adjustment parameters of the engine. Therefore, comparing CNG/diesel and LPG/diesel dual-fuel engines in the same operating mode helps us to have a better overview of their applications and meet the requirements set for saving diesel fuel; reducing emissions is very necessary.

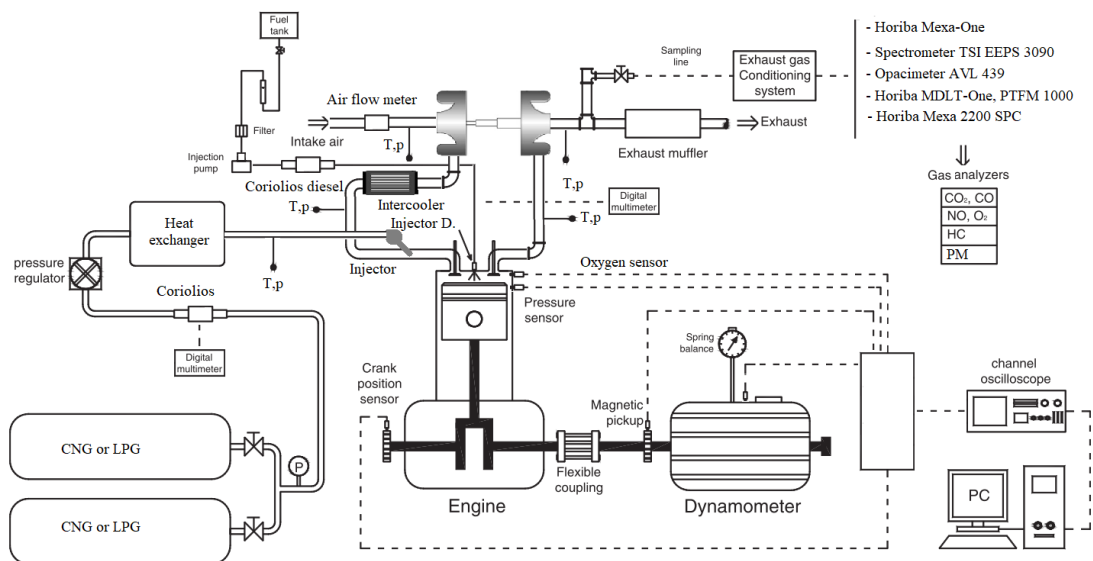
## 2. THE BASE DIESEL ENGINE

A sample of diesel engines was used CNG/diesel or LPG/diesel dual-fuel in the TU of Liberec laboratory. It is a CUMMINS ISBe4 diesel engine 4,5l with a turbocharger, in-line four-cylinder, and compression ratio of 17.3:1. When operating on diesel, the engine's rated power is 152 kW at 2500 rpm, with a maximum torque of 760 Nm. The common rail fuel system was initially controlled by an ECM 850 controller capable of injecting three-phase diesel into the cylinders, depending on the operating mode. The CNG/diesel dual-fuel operation is controlled by the STAG-Diesel and LPG/diesel systems SOLARIS [5-7]. The diesel engine is mounted on a test station, connected to an electric dynamometer and emission measurement equipment.



Description	Value
Manufacturer	Cummins
Model	ISBE 4.5L
Emissions specification	EURO 4
Applications in the type of vehicles	Transit Bus/Medium-Duty Truck/Tipper
Type of engine	Compressed-ignition engine
Engine displacement	4500 cm <sup>3</sup>
Fuel	Diesel
Turbocharging	Yes
Valvetrain	DOHC
Strokes/Cycle	4
Number of cylinders	4
Number of valves per cylinder	4
Compression ratio	17.3
Stroke/Bore	123.7/107.61 mm
Connecting Rod Length	192 mm
Rated power	152 kW
Rated torque	760 Nm
Injection Timing Advance	8° BTDC
Injection system	Common Rail
Idle speed	700-800 rpm
Electronic control unit	ECM 850

**Table 1: Base diesel engine specification**



**Figure 1: Diagram of the dual-fuel system (CNG/diesel, LPG/diesel) and engine test station installation diagram**

The dual-fuel engine was converted from a diesel engine, and almost no significant repairs. Diesel engines need an additional gas fuel supply system. The system consists of a gas pressure regulator, air release valve, air mixer, control unit, and sensors (such as knock sensor, temperature sensors, pressure sensors, and a lambda probe to sense the oxygen content in the exhaust...).



*Figure 2: Functional sample of a dual-fuel engine in the laboratory*

### 3. TEST MEASURING CONDITIONS

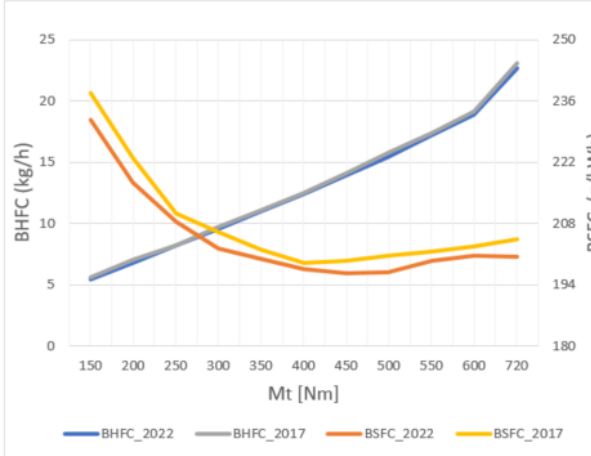
Measurements are made in three modes at 1500, 1900, and 2300 rpm with increasing load torque. Initially, the test engine operated 100% diesel fuel, and then implemented dual-fuel types (CNG/diesel and LPG/diesel). The engine control system adjusts the position of the accelerator pedal to maintain the pre-set torque. Before starting the measurement, the measuring instruments were calibrated and warmed to the required temperature to switch to dual fuel mode.

The initial load torque is 150 Nm in increments of 50 Nm up to the maximum value in the given mode. The Dynamo's torque limit is set at 800 Nm. The frequency of data collection from the measuring instrument and the experimental equipment was chosen to be 10Hz.

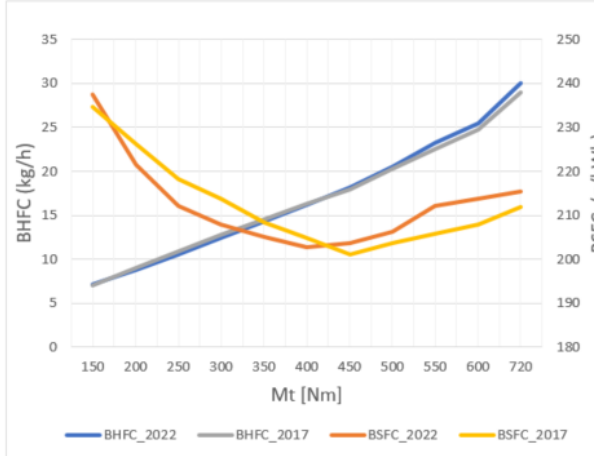
### 4. RESULTS AND DISCUSSION

Measured data are processed by MS Excel software. The results are presented graphically in the figures below, showing the results obtained within the research area. The operating parameters of the engine are compared when the engine uses diesel, CNG/diesel, and LPG/diesel fuels (LPG/diesel dual-fuel research data was done in 2017 on the same engine, injecting liquid LPG on the intake manifold [5]). Due to the large range of measurements, only a few performance parameters were evaluated (such as fuel consumption, heat input, fuel replacement ratio, and exhaust temperature at 1500, 1900, and 2300 rpm).

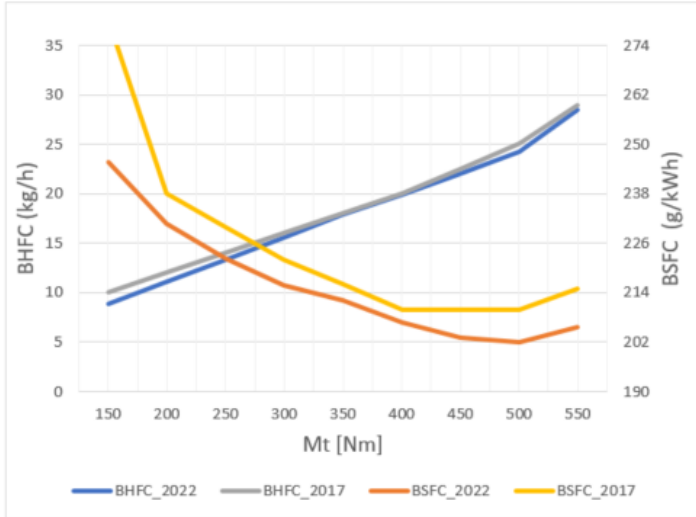
From the load characteristic chart, the diesel fuel consumption level is shown in Figures 3-5. From those values, it is possible to judge the quality of the diesel engine. From medium to full load, the Cummins engine has a very low specific fuel consumption, which means that the diesel engine achieves high efficiency. Compared to the previous test (2017) at all engine speed ranges, the values of brake hourly fuel consumption (BHFC) and brake specific fuel consumption (BSFC) of Cummins diesel engine are almost similar, some slight deviations may be caused by the measurement process. Thus, the operating parameters of the current diesel engine are almost unchanged compared to 2017.



**Figure 3:** Hourly fuel consumption and specific fuel consumption diesel engine at 1500 rpm

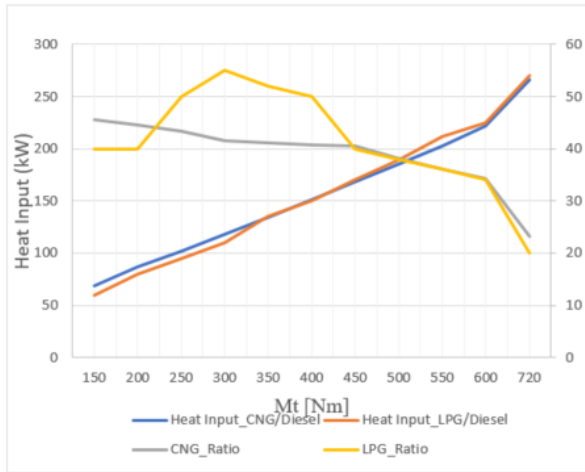


**Figure 4:** Hourly fuel consumption and specific fuel consumption diesel engine at 1900 rpm

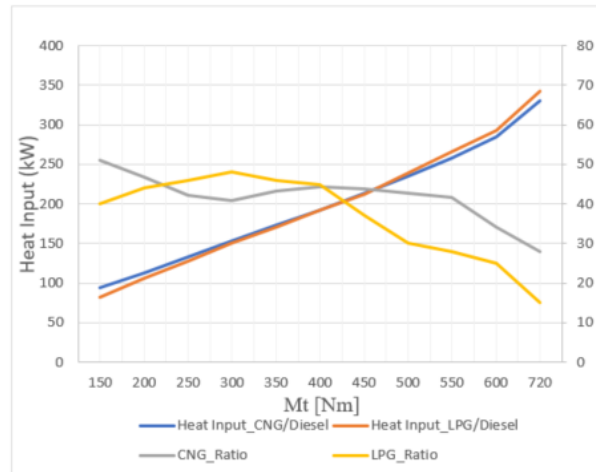


**Figure 5:** Hourly fuel consumption and specific fuel consumption diesel engine at 2300 rpm

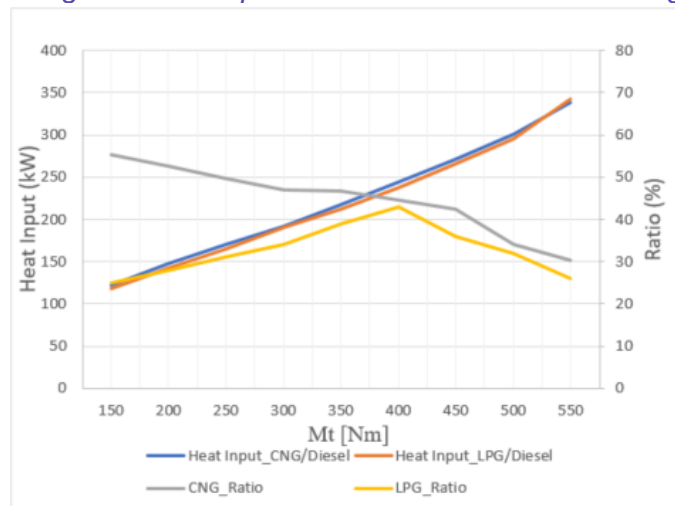
Figure 6-8 show the heat input and gas fuel ratio that can replace diesel. The study assumes that in dual operation (CNG/diesel and LPG/diesel) the dual-fuel engine has the same overall efficiency compared to the diesel engine, so the heat energy input of the fuels is almost the same. The results show that the diesel engine operates stably when using dual-fuels (CNG/diesel or LPG/diesel). In which, CNG or LPG can replace diesel about 40 - 55% at low and part load. At high loads, this replacement ratio drops sharply in all engine modes.



**Figure 6:** Heat input and fuel replacement ratio of dual-fuel engine at 1500 rpm



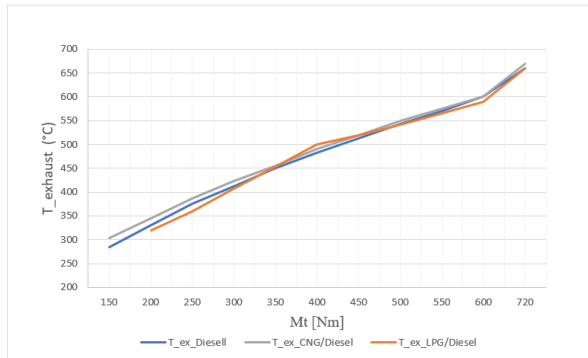
**Figure 7:** Heat input and fuel replacement ratio of dual-fuel engine at 1900 rpm



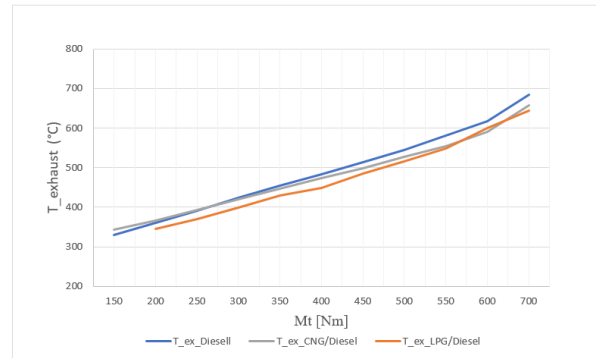
**Figure 8:** Heat input and fuel replacement ratio of dual-fuel engine at 2300 rpm

Compared with the previous experiment, the ratio of CNG and LPG gas fuels replaced by diesel was almost similar at low speed. However, CNG fuel can be substituted higher than LPG at medium and high speed, partly because LPG is affected by freezing at the end of injection at high speed.

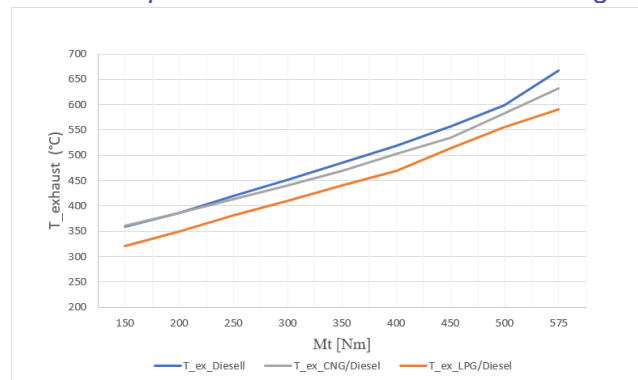
Figure 9-11 describes the exhaust temperature of engines operating with diesel and dual-fuels (CNG/diesel and LPG/diesel) at all engine speed ranges. Exhaust gas temperatures are lower when operating both dual fuels compared to diesel. They show greater efficiency in converting thermal energy into mechanical energy. In addition, an increase in the replacement percentage of CNG or LPG leads to a decrease in thermal efficiency compared to diesel engine operation due to a lower peak combustion temperature. At 2300 rpm, the exhaust gas temperature of LPG/diesel dual fuel is reduced by 10% compared to diesel and 7% compared to CNG/diesel.



**Figure 9:** Exhaust gas temperature of dual-fuel engines at 1500 rpm



**Figure 10:** Exhaust gas temperature of dual-fuel engines at 1900 rpm



**Figure 11:** Exhaust gas temperature of dual-fuel engines at 2300 rpm

## 5. CONCLUSION

Obviously, CNG/diesel and LPG/diesel dual-fuel are clean fuels with very potential applications on diesel engines in the future. In this study, the alternative fuel ratio of CNG and LPG can be achieved above 50%. In which the replacement ratio of CNG is higher than that of LPG at all modes of loads and speeds. That leads to reduced fuel consumption of the engine and, at the same time, a significant reduction in harmful emissions that affect the environment. The exhaust temperature of the two dual-fuels is significantly reduced compared to diesel and is reduced more strongly at high speeds. The exhaust temperature of dual-fuel CNG/diesel is higher than that of LPG/diesel at all modes of loads and speeds.

## REFERENCES

- [1] B.B. Sahoo, N. Sahoo, U.K. Saha, *Effect of engine parameters and type of gaseous fuel on the performance of dual-fuel gas diesel engines-A critical review*, *Renew. Sustain. Energy Rev.* 13 (2009) 1151-1184.
- [2] R.G. Papagiannakis, D.T. Hountalas, C.D. Rakopoulos, *Theoretical study of the effects of pilot fuel quantity and its injection timing on the performance and emissions of a dual fuel diesel engine*, *Energy Convers. Manag.* 48 (2007) 2951-2961.

- [3] N.P. Dong, N.T. Tuan, *Research, development and operation of gas engines in Viet Nam*, KOKA 2019, Mendelově univerzitě v Brně, 2019, pp. 215-223. ISBN 978-80-7509-668-5.
- [4] N.P. Dong, N.T. Tuan, P. Radek, *Performance Parameters Reevaluate and predict the fuel consumption of Cummins engine running on CNG-Diesel dual-fuel by GT-Power software*, International Conference on system Science and Engineering, 2021, ISBN 978-166544848-2.
- [5] S. Beroun, P. Brabec, A. Dittrich, J. Popelka, and T. Zvolský, *The gas dual vehicle engine with the injection of liquid LPG to the inlet manifold*, Technology Agency of the Czech Republic, 2017.
- [6] A. Dittrich, S. Beroun, and T. Zvolský, *Diesel gas dual engine with liquid LPG injection into intake manifold*, 2018-05-23.
- [7] D. Bechyně, *Dvoupalivové plynové vznětové motory*, Diplomová práce, TU v Liberci, 2022.

## ACKNOWLEDGEMENT

This work was supported by the Student Grant Competition of the Technical University of Liberec under project No. SGS-2022-5035.

Název	48. mezinárodní konference kateder dopravních, manipulačních, stavebních a zemědělských strojů
Vydavatel	Technická univerzita v Liberci Studentská 1402/2, Liberec
Schváleno	Rektorátem TUL dne 10. 8. 2022, čj. RE 24/22
Vyšlo	v srpnu 2022
Vydání	1.
ISBN	978-80-7494-606-6
Č. publikace	55-024-22

---

Tato publikace neprošla redakční ani jazykovou úpravou

