



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

NÁVRH MODERNIZACE PODVOZKU VOJENSKÉ TECHNIKY

DESIGN OF MILITARY EQUIPMENT CHASSIS MODERNISATION

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Martin Rampach

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jan Foltýn

BRNO 2026

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav konstruování
Student: **Martin Rampach**
Studijní program: Základy strojního inženýrství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Jan Foltýn**
Akademický rok: 2025/26

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Návrh modernizace podvozku vojenské techniky

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Mobilita a stabilita vojenské techniky jsou zásadními faktory pro efektivní nasazení v náročném terénu. Vzhledem k dlouhodobému provozu mnoha starších vojenských platform je modernizace jejich podvozkových systémů stále aktuálním tématem. Tradiční řešení často vyžadují manuální zásahy, což omezuje rychlost reakce i komfort obsluhy. Cílem práce je navrhnout modernizační úpravy stávajícího podvozku tak, aby byla zlepšena celková ovladatelnost techniky v terénu.

Typ práce: vývojová – konstrukční

Cíle bakalářské práce:

Hlavním cílem bakalářské práce je návrh úprav konstrukce podvozku vybrané vojenské techniky s ohledem na modernizaci přispívající ke zlepšené ovladatelnosti.

Dílčí cíle bakalářské práce:

- analyzovat současný stav a provést bibliografickou rešerši technických řešení podvozku,
- vypracovat koncepční návrhy možných řešení,
- analyzovat silové namáhání podvozku při provozu,
- rozpracovat vybraný návrh do podoby výkresové dokumentace.

Požadované výstupy: průvodní zpráva, výkresy součástí, výkres sestavení, digitální data.

Rozsah práce: cca 27 000 znaků (15 – 20 stran textu bez obrázků).

Časový plán, struktura práce a šablona průvodní zprávy jsou závazné:

<https://www.ustavkonstruovani.cz/texty/bakalarske-studium-ukonceni/>

Seznam doporučené literatury:

KŘÍŽ, Rudolf; AUDYOVÁ, Jiřina a WEIGNER, Karel. Stavba a provoz strojů. II, Převody. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1978.

SHIGLEY, Joseph Edward; MISCHKE, Charles R. a BUDYNAS, Richard Gordon, HARTL, Martin a VLK, Miloš (ed.). Konstruování strojních součástí. Překlady vysokoškolských učebnic, sv. 3. V Brně: VUTIU, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.

VLK, František. Podvozky motorových vozidel: pneumatiky a kola, zavěšení kol, nápravy, odpružení, řídicí ústrojí, brzdové soustavy. Brno: F. Vlk, 2000. ISBN 80-238-5274-4.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2025/26

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Bakalárska práca sa venuje modernizácii podvozku vojenskej techniky určenej na transport protiletadlového systému ZPU-2. Hlavným cieľom práce bolo navrhnuť novú konštrukčnú platformu, ktorá by eliminovala nedostatky pôvodného riešenia v oblasti mobility a logistického zabezpečenia. Výsledkom práce je nový konštrukčný návrh, ktorý vďaka použitiu moderných riešení dosahuje výrazného zníženia celkovej hmotnosti podvozku o 52% a zabezpečuje lepšiu kompatibilitu so súčasnými štandardizovanými dielmi. Toto výrazné odľahčenie umožňuje nielen podstatne jednoduchšiu manipuláciu a prepravu širším spektrom vozidiel, ale zároveň vytvára dôležitú hmotnostnú a konštrukčnú rezervu. Vďaka nej je podvozková platforma pripravená na perspektívnu modernizáciu samotného zbraňového systému – napríklad na integráciu zameriavacích, ochranných a iných prvkov – bez toho, aby došlo k preťaženiu nápravy.

KLÚČOVÉ SLOVÁ

ZPU-2, vojenská technika, modernizácia

ABSTRAKT

This thesis focuses on the modernization of the chassis designed to transport the ZPU-2 anti-aircraft system. The main objective of the thesis was to design a new structural platform that would eliminate the shortcomings of the original design in terms of mobility and logistical support. The result of the thesis is a new structural design which, thanks to the use of modern solutions, achieves a radical reduction in the total weight of the chassis by 52 % and ensures better compatibility with current standardized components. This significant weight reduction not only allows for substantially easier handling and transport by a wider range of vehicles but also creates an important weight and structural reserve. Thanks to this, the chassis platform is ready for future modernization of the gun mount itself—for example, to integrate additional systems—without overloading the axle.

KLÚČOVÉ SLOVÁ

ZPU-2, military equipment, modernization

BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

RAMPACH, Martin. *Návrh modernizácie podvozku vojenskej techniky*. Brno, 2026, 66 s.
Vysoké učení technické v Brne, Fakulta Strojního inženýrství. Vedúci bakalárskej práce Ing.
Jan Foltýn.

VYHLÁSENIE AUTORA O ORIGINALITE PRÁCE

Vyhlasujem, že svoju bakalársku prácu som vypracoval samostatne, pod odborným vedením Zároveň vyhlasujem, že všetky zdroje obrazových a textových informácií, z ktorých som čerpal, sú riadne citované v zozname použitých zdrojov.

.....

Podpis autora

OBSAH

1	ÚVOD	12
2	PREHĽAD SÚČASNÉHO STAVU POZNANIA	13
2.1	Druhy odpruženia nápravy	13
2.1.1	Oceľové pružiny	13
2.1.2	Vinuté pružiny	16
2.1.3	Torzne tyče	17
2.1.4	Pneumatické (vzduchové) pružiny	18
2.1.5	Hydropneumatické pružiny	18
2.2	Technické spoje v konštrukcii strojov a zariadení	19
2.2.1	Rozoberateľné spoje	20
2.2.2	Nerozoberateľné spoje	23
3	ANALÝZA PROBLÉMU A CIEĽ PRÁCE	27
3.1	Súčasný stav konštrukcie	27
3.2	Analýza súčasného stavu konštrukcie	29
3.3	Analýza teoretických poznatkov	30
3.4	Ciele práce	31
4	KONCEPČNÉ RIEŠENIE	32
4.1	Koncept 1	32
4.2	Koncept 2	34
4.3	Koncept 3	35
5	KONŠTRUKČNÉ RIEŠENIE	38
5.1	Detailný popis konštrukčného riešenia	38
5.2	Analýza rámovej konštrukcie a nosných prvkov	40
5.2.1	Kontrola zvarového spoja medzi profilmi	44
5.2.2	Návrh a výpočet závesného háku	44
5.2.3	Kontrola zvarového spoja háku	47
5.2.4	Kontrola otvoru pre čap	49
5.3	Návrh a výpočet vlečných ramien a prvkov spojených s nápravou vozíka	50
5.3.1	Návrh a výpočet tlačnej pružiny	52
5.3.2	Návrh a výpočet osy kola	53
5.3.3	Pevnostná kontrola ložiska	54

5.4	Doplňujúce konštrukčné prvky a normalizované súčiastky	56
6	DISKUSIA	57
7	ZÁVER	58
8	ZOZNAM POUŽITÝCH ZDROJOV	59
9	ZOZNAM POUŽITÝCH SKRATIEK, SYMBOLOV A VELIČÍN	61
9.1	Príklady použitých fyzikálnych veličín	61
10	ZOZNAM OBRÁZKOV A GRAFOV	63
11	ZOZNAM TABULIEK	65
12	ZOZNAM PRÍLOH	66

1 ÚVOD

Vzhľadom na rýchly rozvoj moderných technológií, spôsob boja výrazne ovplyvnil a zmenil charakter vedenia súčasných ozbrojených konfliktov. Dnes každá dobre vyzbrojená armáda zahŕňa bezpilotné riadiace prostriedky, či už ide o bezpilotné lietadlá, drony alebo iné bezpilotné prostriedky, vďaka ktorým sa účinnosť prieskumných alebo útočných misií mnohonásobne zvýšila s minimálnymi stratami na ľudských životoch. Táto technologická inovácia prepísala štýl modernej vojny a priniesla nové výzvy na ochranu pred týmito prostriedkami bez použitia drahých protilietadlových systémov.

Jedným zo sľubných riešení na ochranu je opätovné použitie starších protilietadlových systémov. Protilietadlový 14,5 mm dvojhlavňový guľomet ZPU-2, ktorý vyvinul Sovietsky zväz v polovici 20. storočia, pôvodne slúžil na ničenie nízko letiacich cieľov. Postupom času tento systém stratil svoj význam, pretože ciele, proti ktorým bol pôvodne navrhnutý, dosahovali také vysoké letové hladiny, ktoré neumožňovali efektívne zostrelenie. V súčasnosti, ale mnohé vojenské bezpilotné prostriedky operujú v takých letových hladinách, že tento protilietadlový systém sa stáva vhodnou náhradou ochrany pred nimi. Aby sa však zbraňový systém ZPU-2 mohol nasadiť v moderných vojnových podmienkach, je potrebné ho podrobiť nevyhnutnej modernizácii tak, aby spĺňal dnešné štandardy a nezaostával za modernými protilietadlovými systémami. Jedným z prvkov takejto modernizácie je zvýšenie jeho mobility, ktorá je jednou z kľúčových faktorov súčasného vedenia moderného boja.

Cieľom tejto bakalárskej práce je vytvoriť úplne nový podvozok pre zbraňový systém ZPU-2, ktorý by umožnil zefektívniť jeho prepravu a urýchliť jeho nasadenie za prijateľných podmienok. Práca sa bude zaoberať návrhom konštrukcie, technickou analýzou jednotlivých problémov s ňou spojených, výberom vhodného materiálu a možnosťou budúcej integrácie moderných prvkov.

2 PREHLAD SÚČASNÉHO STAVU POZNANIA

2.1 Druhy odpruženia nápravy

Jedným z kľúčových prvkov podvozku vozidla je odpruženie, ktoré je umiestnené medzi pevnou a pohyblivou časťou. U dopravných prostriedkov sa jedná o prepojenie samotnej nápravy vozidla s karosériou, prípadne s rámom. Medzi hlavné úlohy patrí tlmiť vibrácie a rázy pri jazde po nerovnom teréne, ochrana konštrukcie proti nepriaznivým účinkami nárazov a zvýšiť komfort jazdy pre posádku vozidla.

Základne rozdelenie odpruženia sa dá charakterizovať podľa použitého materiálu nasledovne:

- pružiny oceľové (listové, vinuté, torzné tyče),
- pružiny pneumatické,
- pružiny hydropneumatické.

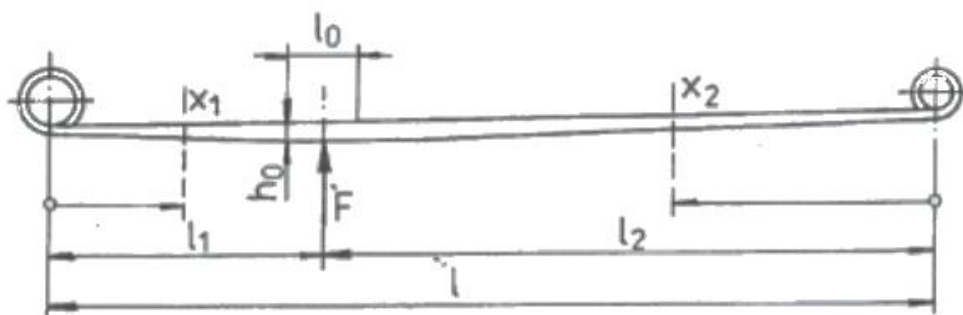
2.1.1 Oceľové pružiny

V súčasnej dobe sa používajú prevažne vinuté pružiny, menšie zastúpenie tvoria listové pružiny a torzné tyče.

Listové pružiny sú tvorené zostavou ohnutých oceľových plátov (listov) obdĺžnikového tvaru, ktoré sú vzájomne spojené strmeňmi a v strede býva väčšinou stredová skrutka. Keďže listové pružiny menia pri pružení svoju dĺžku, je jeden z koncov uchytený otočne a druhý tak, aby mohol vymedziť dĺžkové rozmery. Na oboch koncoch sú obvykle závesné oká, ktoré sú vytvorené navinutím jedného alebo dvoch najdlhších listov do kruh. V týchto závesných okách sú zalisované gumové valcové puzdra s otvorom pre čap pre uchytenie ku náprave. [1]

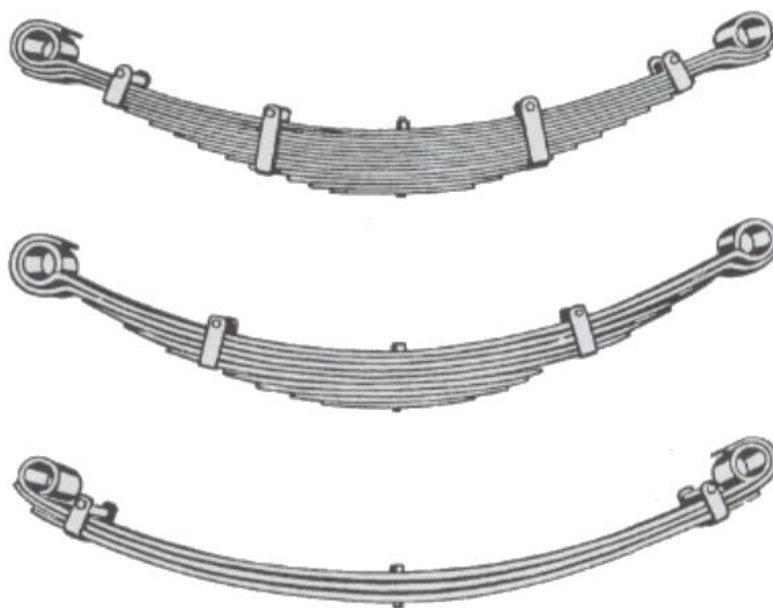
Výhodou listovej pružiny je jej samo tlmiaci účinok, spôsobený vplyvom suchého trenia medzi jednotlivými listami a schopnosťou viesť nápravu. Medzi nevýhody sa radí vysoká hmotnosť a veľký objem, ktorý pružina zaberá [1].

Z dôvodu nežiaduceho suchého trenia by mali mať pružiny čo najmenej listov, ideálne jeden. Aby si jednolistová pružina o konštantnej dĺžke zachovala vlastnosti nosníku stálej pevnosti, musí byť na oboch stranách vyvalcovaná do parabolického tvaru ako je znázornené na obr. 2.1.



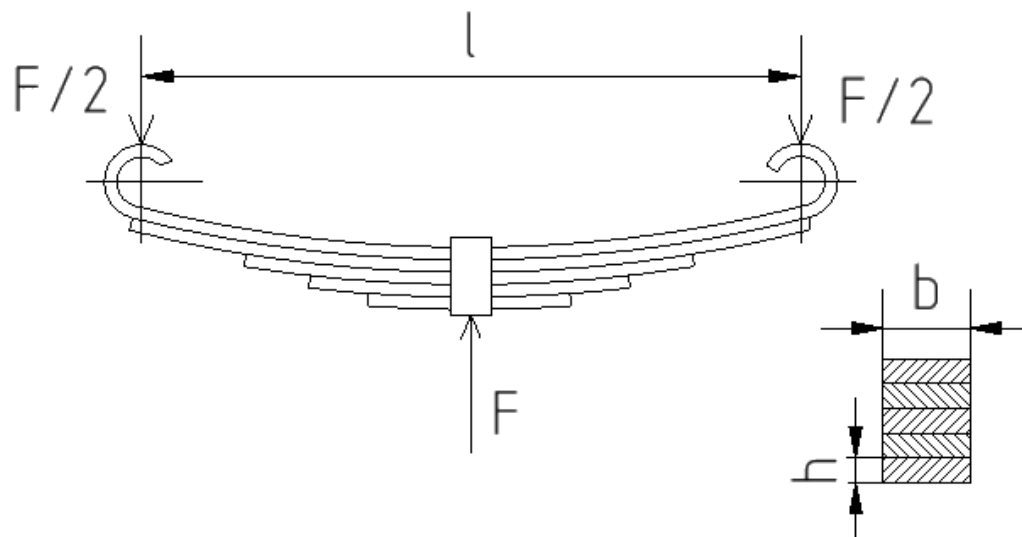
Obr. 2.1: Jednostranná parabolická pružina majúca vlastnosti nosníku stálej pevnosti
(upravené podľa [1])

Parabolická pružina odpovedá svojím tvarom skoro ideálnemu nosníku, čo sa prejavuje na nižšej hmotnosti (pri rovnakom zaťažení) v porovnaní s konvenčnou listovou pružinou. Na obr. 2.2 sú porovnané tri rôzne prevedenia listovej pružiny pre zadnú nápravu prenášajúce rovnaké maximálne zaťaženie.



Obr. 2.2: Prevedenie troch rôznych listových pružín pri zaťažení 52kN; horná pružina má hmotnosť 124kg, pružina uprostred má 87kg a spodná má 58kg
(upravené podľa [1])

Výpočet zväzku pružín, ktorý je uložený na jednej strane pevne a na druhej voľne prebieha nasledovným spôsobom:

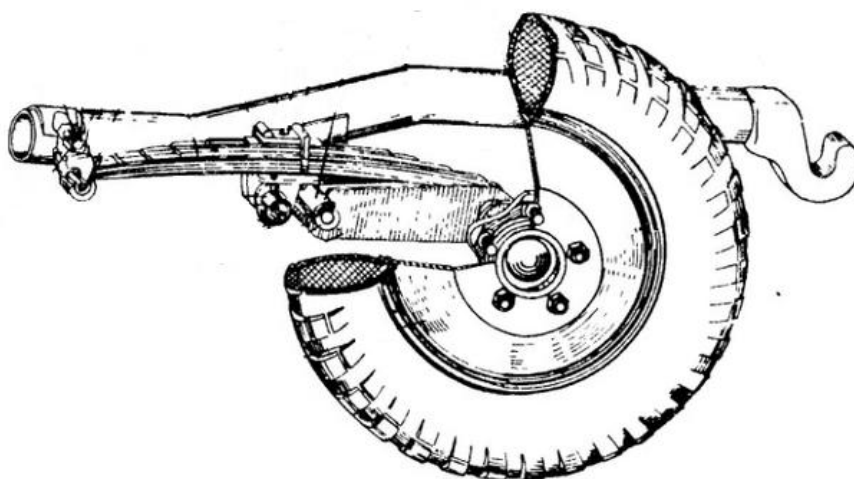


Obr. 2.3: Priečný prierez zväzku listov

Podmienka pre dovolené ohybové napätie v ohybe σ_{Dov} [MPa] je, že ohybové napätie σ_o [MPa] musí byť menšie. Sila F je nahradená silou $F_1 = F/n$, kde n je počet listov vo zväzku.

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{\frac{F_1}{2} \cdot \frac{l}{2}}{\frac{b \cdot h^3}{6}} = \frac{3 \cdot F_1 \cdot l}{2 \cdot b \cdot h^2} \leq \sigma_{Dov} \quad (1)$$

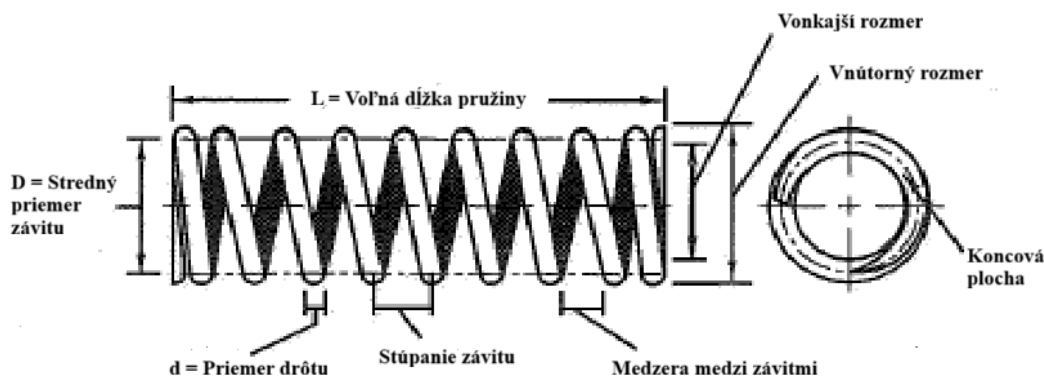
Takýto druh odpruženia je použitý u ZPU-2, kde v tomto prípade je listová pružina otočená a zaťažená na konci, hriadeľ pre koleso je uložený v oku listovej pružiny, spolu s podporným ramenom, ktoré je napojené na tlmiaci mechanizmus [2].



Obr. 2.4: Použitie listovej pružiny u podvozku ZPU-2 (upravené podľa [2])

2.1.2 Vinuté pružiny

Jedná sa o najčastejšie používaný druh odpruženia u osobných automobilov, v ojedinelých prípadoch aj u ľahkých nákladných vozidiel. Medzi hlavné výhody sa radí nízka hmotnosť, minimálna údržba, jednoduché uloženie a žiadne suché trenie. Nevýhodou je absencia schopnosti viesť nápravu, pružina nedisponuje žiadnym tlmením a je schopná prenášať sily len jej ose [1].



Obr. 2.5: Vybrané parametre vinutej pružiny (upravené podľa [3, Fig.1])

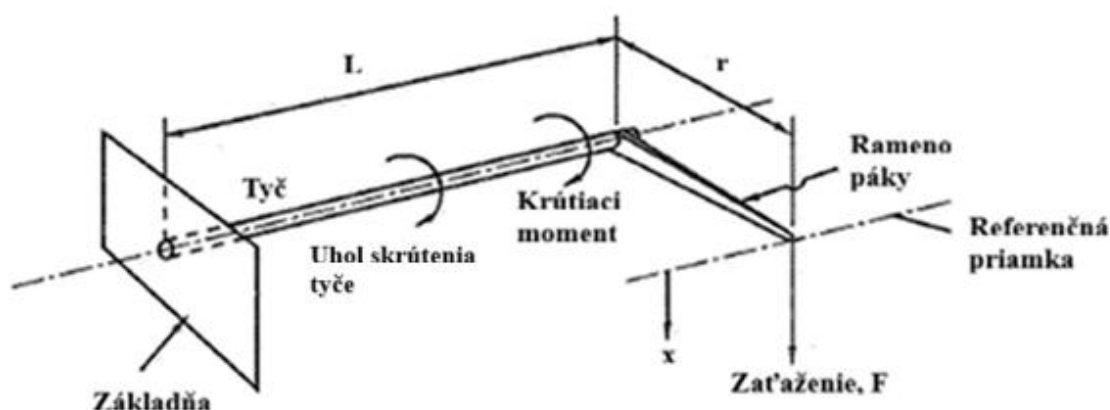
Stúpanie vinutej pružiny je také, aby bola pri maximálnom stlačení pružiny zaistená bezpečná vzdialenosť medzi jednotlivými závitmi, inak by pružina spôsobovala hluk a prenášala rázy z nerovností z vozovky na vozidlo [1]. Na oboch koncoch závit je koncová plocha, ktorá zabezpečuje styk pružiny s opernými plochami a prenos síl.

Pre stanovenie tuhosti vinutej pružiny sa používa vzťah (2), ktorý definuje akú silu pružina vyvinie, aby prekonalala určitú vzdialenosť.

$$k = \frac{F}{\Delta x} \quad (2)$$

2.1.3 Torzné tyče

Torzná tyč je špeciálny typ odpruženia, ktorý nachádza široké uplatnenie najmä v automobilovom priemysle. Ide o mechanický prvok navrhnutý na absorpciu a tlmenie síl pôsobiacich na vozidlo alebo inú konštrukciu. Ide v podstate o kovovú tyč, ktorá je na jednom konci pevne uchytená a na druhom voľne uložená, zaťažená silou, ktorá spôsobuje jej otáčanie – torziu. Pri tomto pohybe dochádza k ukladaniu potenciálnej energie do materiálu tyče, ktorý sa po odľahčení vráti do pôvodného tvaru. Základným princípom torznej tyče je jej schopnosť pružne reagovať na krútiace (torzné) zaťaženie. Na rozdiel od bežnej vinutej pružiny, ktorá pracuje na princípe ohybu alebo stlačenia, torzná tyč sa deformuje krútením okolo svojej dĺžkovej osi [1].



Obr. 2.6: Schéma uloženia torznej tyče (upravené podľa [3, Fig. 3])

Torzné tyče sú väčšinou kruhového prierezu a sú namáhané krutom. Pevnostná podmienka má podobné znenie ako pri listovej pružine a to je, že dovolené napätie v krute $\tau_{K,Dov}$ [MPa] musí byť menšie než krutové napätie τ_K [MPa]:

$$\tau_K = \frac{M_K}{W_K} = \frac{F \cdot r}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} \leq \tau_{K,Dov} \quad (3)$$

Je dôležité určiť aj celkovú dĺžku tyče, kde vychádzame z maximálneho dovoleného uhlu skrútenia φ [rad], modulu pružnosti vo šmyku G [MPa] a polárneho kvadratického momentu J_p [mm⁴]:

$$\varphi = \frac{M_K \cdot l}{G \cdot J_p} \quad (4)$$

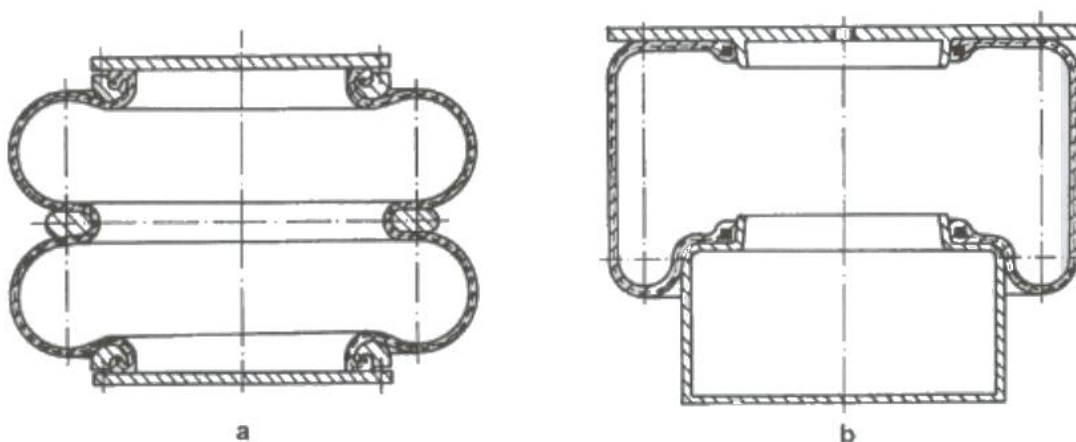
Dĺžka torznej tyče sa zistí pomocou vzťahu z rovnice (4):

$$l = \frac{\varphi \cdot G \cdot \frac{\pi \cdot d^4}{32}}{F \cdot r} \quad (5)$$

2.1.4 Pneumatické (vzduchové) pružiny

Vzduchové pružiny využívajú elastického správania uzavretého plynu, ktorým býva obvykle vzduch alebo dusík. Najčastejšie sa používajú pružné mechy a to buď membrány alebo vaky, obr. 2.7. Membránová pružina môže disponovať dvomi až štyrmi membránami. Gumová membrána sa spevňuje oceľovými vložkami a je pevná a odolná proti prerazeniu; disponuje značne vysokou životnosťou (500 000 km). Vakové pružiny majú piest po ktorom sa pri pružení odvažuje vak tak, že dochádza ku deformáciám a pre dosiahnutie vysokej životnosti musí byť materiál vaku nadmieru odolný a piest vhodne tvarovaný. [1] [4]

Hlavnou výhodou vzduchových pružín je jazdný komfort, čo úzko súvisí s tlmením nerovností vyskytujúc sa v teréne. Ďalšiu výhodou je nastavenie svetlej výšky podvozku. Nevýhodou je však zvýšená hmotnosť a vysoká nákladnosť celého systému, ktorá narastá so zvýšeným počtom komponentov. [5]



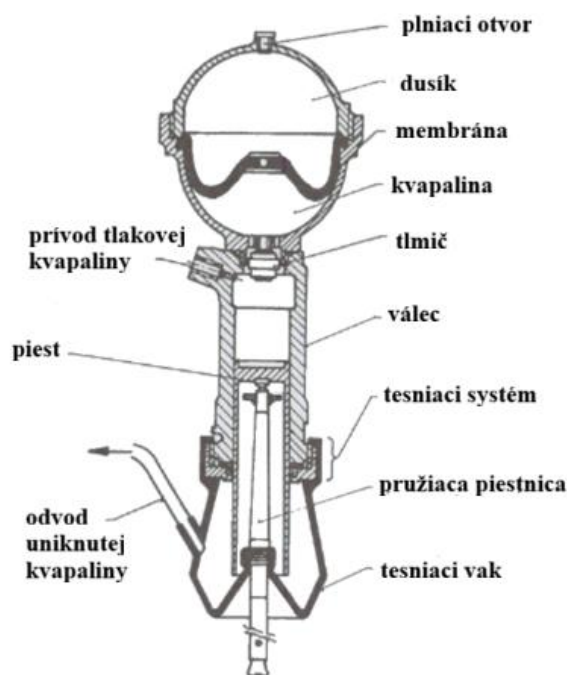
Obr. 2.7: Základné typy vzduchových pružín; a) membránová pružina, b) vaková pružina (upravené podľa[1])

Na rozdiel od jednoduchšej piestovej pružiny sa vzduchové pružiny líšia hlavne tým, že pracovná plocha nie je konštantná, ale mení sa v závislosti na vnútornom pretlaku. Nosná sila vzduchovej pružiny F_p [N] závisí na pracovnej ploche pružiny S_d [mm²] a vnútornom pretlaku p [MPa] [1]:

$$F_p = p \cdot S_d \quad (6)$$

2.1.5 Hydropneumatické pružiny

„Hydropneumatická pružina sa vyznačuje tým, že pracuje s konštantnou hmotnosťou pružiaceho plynu (obvykle dusík)“ [1]. Jedná sa o plynovú pružinu v kombinácii s pracovným valcom. Hydropneumatická pružina nevyžaduje tlmič, pretože umožňuje účinné tlmenie priamo v tlmiacej jednotke a pracuje tak ako pružina aj tlmič zároveň. Plyn a olej rovnakého tlaku je rozdelený membránou, tento tlak je vytváraný vysokotlakovým čerpadlom. Ručne ovládaný ventil potom slúži pre reguláciu svetlej výšky podvozku. [4]



Obr. 2.8: Hydropneumatická pružiaca jednotka Citroën (upravené podľa [1])

2.2 Technické spoje v konštrukcii strojov a zariadení

Strojové zariadenia a konštrukčné celky nie je vždy možné z technologických, montážnych a prepravných dôvodov vyrábať ako jeden celistvý kus materiálu. Sú preto skladané z jednotlivých súčiastok, ktoré sú spájané do funkčných podskupín a montážnych celkov.

Technický spoj sa definuje ako konštrukčný prvok, ktorý zabezpečuje vzájomné spojenie dvoch a viacerých častí, pričom jeho primárnou úlohou je prenos prevádzkového zaťaženia (síl a momentov) a zabezpečenie presnej vzájomnej polohy spájaných elementov [6].

Z hľadiska mechaniky prenosu síl rozlišujeme tri základné princípy styku v spojoch [6]:

- **tvarový styk;** prenos síl sa realizuje opretím funkčných plôch (napr. perá, kolíky, lícované skrutky),
- **silový styk;** prenos síl je zabezpečený trecou silou, ktorá vzniká v dôsledku predpätia spoja (napr. bežné skrutkové spoje),
- **materiálový styk;** zhotovenie nerozoberateľného celku pridávaním materiálu (napr. zváranie, lepenie).

Základné rozdelenie technických spojov vychádza z možnosti ich demontáže bez porušenia funkčných plôch [6].

2.2.1 Rozoberateľné spoje

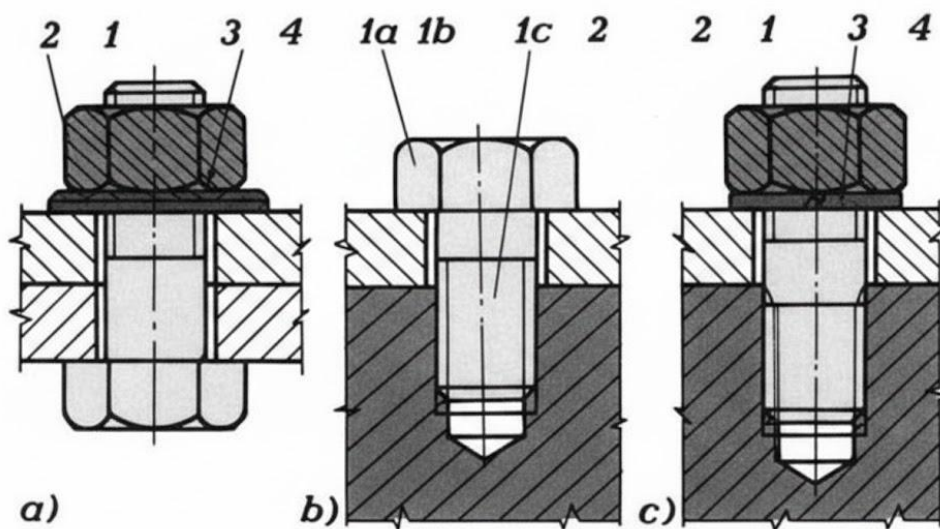
Rozoberateľné spoje umožňujú opakovanú montáž a demontáž bez toho, aby došlo k poškodeniu spojovacej súčiastky alebo spájaných dielov. Sú nevyhnutné v uzloch, ktoré vyžadujú pravidelnú údržbu, nastavovanie alebo výmenu opotrebovaných častí.

Skrutkové spoje

Skrutkové spoje predstavujú v súčasnom strojárstve najrozšírenejší typ rozoberateľného spojenia. Ich princíp je založený na využití závitú – naklonenej roviny navinutej na valcovú plochu, čo umožňuje transformáciu malého krútiaceho momentu na veľkú osovú (zvieraciú) silu [6].

Podľa konštrukčného usporiadania rozlišujeme:

- Spoje so skrutkou a maticou: Vyžadujú prístup z oboch strán spájaných materiálov (Obr. 2.9 a).
- Spoje so zaskrutkovanou skrutkou: Skrutka sa montuje priamo do závitú v telese súčiastky (Obr. 2.9 b).
- Spoje so závrtnou skrutkou: Využívajú sa pri častej demontáži, aby sa nepoškodil závit v telese (Obr. 2.9 c).



Obr. 2.9: Druhy skrutkových spojov: a) skrutka s maticou, b) zaskrutkovanie do telesa, c) spoj so závrtnou skrutkou (upravené podľa [6])

Druhy závitov

Najčastejšie používaným druhu závitú je metrický závit ISO, ktorý sa vyznačuje vrcholovým uhlom 60° a je samo svorný, to znamená, že pri statickom zaťažení nedochádza k jeho samovoľnému uvoľneniu. Ako ďalšie druhy závitov sú: Whithwortov závit s vrcholovým uhlom 55° , oblý závit a Edisonov závit. Pre pohybové skrutky (napr. vo zverákoch alebo posuvoch) sa využívajú štvorcové nenormalizované závitú a lichobežníkové závitú (rovnoramenné alebo nerovnoramenné), ktoré majú nižšie trenie a vyššiu účinnosť prenosu pohybu [6].

Spoje kolíkmi a čapmi

- Kolíkové spoje: jedná sa o najjednoduchší a zároveň najstarší spôsob spojenia, ide o spojenie s tvarovým stykom. Kolík je v jednej alebo viacerých spojovacích súčiastiach vložený s predpätím spôsobený buď presahom narážaného kolíka voči diere, alebo kužeľovým tvarom narážaného kolíka. Tieto spoje je možné považovať za rozoberateľné, aj keď častá montáž a demontáž znižuje ich spoľahlivosť [6].

Účel a použité kolíkových spojov je presné nastavenie vzájomnej polohy dvoch spájaných častí, alebo ako zarážok, popr. aj miesto malých čapov ako rukovätí [6].

- Čapové spoje: na rozdiel od kolíkov, čapy slúžia na vytvorenie klbového (otočného) spojenia. Umožňujú vzájomný otáčavý pohyb súčiastok okolo osi čapu (napr. spojenie tiahla s vidlicou, piestne čapy). Čapy sú namáhané na ohyb a na otláčenie v stykových plochách, preto sa často tepelne spracovávajú (cementovanie, kalenie) pre zvýšenie tvrdosti povrchu [6].

Porovnanie vlastností rozoberateľných spojov

Tab. 2-1: Porovnanie vlastností rozoberateľných spojov [6]

Typ spoja	Hlavné výhody	Hlavné nevýhody
Skrutkový spoj	- jednoduchá montáž a demontáž spoja - vysoká dostupnosť - pomerne nízka cena	- vrubový účinok v závite (zníženie únavovej pevnosti) - zvýšenie hmotnosti spájanej konštrukcie
Kolíkové spoje	- jednoduchá konštrukcia - kolíkom je možné nahradiť iné rozoberateľné spoje	- zoslabenie prierezu spájaných častí dierou - nevhodné pre častú montáž a demontáž
Čapové spoje	- umožňuje vytvoriť kĺbový spoj - možnosť náhrady krátkych nosných hriadeľov (pri kvalitnom mazaní)	- musia sa zaistiť proti axiálnemu posunutiu - vôle v uložení
Klinové spoje	- jednoduchý prenos krútiaceho momentu	- vznik excentricity - nevhodné pre vysoké otáčky
Perové spoje	- vhodné pre presné uloženia - jednoduchá montáž	- zoslabenie hriadeľa drážkou pre pero - nutnosť dodatočného axiálneho zaistenia
Drážkové spoje	- prenos veľkých rázov a krútiaceho momentu	- vysoká cena výroby - zložitejšia technológia výroby

2.2.2 Nerozoberateľné spoje

Zvárané spoje

Zo spojov s materiálovým stykom má zváranie v strojárskom priemysle najväčší význam, jedná sa o prevažne spájanie kovových (najčastejšie ocelových) súčastí, ale aj súčastí z plastu, v nerozoberateľný celok pôsobením tepla alebo aj tlaku a väčšinou s použitím prídavného materiálu rovnakého alebo podobného zloženia a mechanických vlastností ako má spojovaný materiál [6].

Základné rozdelenie zvaracích metód podľa [8]:

- **za pôsobenia tepla (tavné);** alumino-termické, plameňové, elektrickým oblúkom, elektrickým lúčom a laserom,
- **za pôsobenia tepla a tlaku;** elektrickým odporom, indukčné zváranie, zváranie trením a laserové,
- **za pôsobenia tlaku;** ultrazvukom a za zváranie za studena.

Materiál a konštrukcia zvarových spojov

Kvalita zváraného spoja je významne ovplyvnená zváraným materiálom, preto sa u ocele určenej ku zváraniu vyžaduje dobrá zvariteľnosť. Dobrú zvariteľnosť vykazuje oceľ s nižším obsahom uhlíka (do 0,3%) a niektorá zliatinová konštrukčná oceľ. Spravidla sa volia materiály, kde je zaistená schopnosť zvariteľnosti [7] .

Tab. 2-2: Materiály používané pri zváraní [6]

ČSN-STN	EN norma	Min. medza klzu [MPa]	Zvariteľnosť
11 373	S235JR	235	Výborná
11 423	S275JR	275	Dobrá
11 523	S355J2	355	Dobrá
12 020	C15E	250	Dobrá
15 020	16Mo3	275	Podmienečne dobrá (vyžaduje ohrev)
15 121	13CrMo4-5	290	Obťažná

Označenie a vlastnosti elektród

Pri ručnom oblúkovom zvaraní sa ako prídavný materiál používajú obalené elektródy. Skladajú sa z kovového jadra (drôtu), ktoré vedie elektrický prúd a tvorí výplň zvaru, a z obalu. Obal má pri zvaraní kľúčovú úlohu: stabilizuje horenie elektrického oblúka, vytvára ochrannú atmosféru a trosku (ktorá chráni chladnúci zvar) a môže do zvarového kovu dodávať potrebné legujúce prvky [8].

označení ^a	minimální mez kluzu ^b R_{eL} ($R_{p0,2}$) (MPa)	mez pevnosti R_m (MPa)	minimální tažnost ^c A_{min} (%)
35	355	440–570	22
38	380	470–600	20
42	420	500–640	20
46	460	530–680	20
50	500	560–720	18

^a Příklad označení: E 46 3 B 51 H5, kde dvojčíslí 46 znamená pevnostní vlastnosti svarového kovu, 3 znamená, že nárazové práce svarového kovu minimálně 47 J je dosaženo při -30°C , B znamená bazický obal elektrody, 5 znamená, že výtěžnost elektrody je mezi 125 až 160 %, druh proudu střídavý a stejnosměrný, 1 znamená všechny polohy při svařování a H5 znamená, že obsah vodíku ve 100 g čistého svarového kovu je max. 5 ml.

^b Platí dolní mez kluzu R_{eL} . Při nevýrazné mezi kluzu se musí použít smluvní mez kluzu $R_{p0,2}$.

^c Měřená délka je pětinásobkem průměru zkušební tyče.

Obr. 2.10: Označenie a vlastnosti elektród [8]

Vplyv zvarania na materiál

Zváranie nie je len mechanické spojenie, ale výrazný metalurgický zásah do materiálu. V bezprostrednom okolí zvaru vzniká tzv. tepelne ovplyvnená oblasť (TOO). Ide o zónu základného materiálu, ktorá sa neroztavila, ale vplyvom vysokého vneseného tepla a následného chladnutia v nej došlo k zmene štruktúry a mechanických vlastností. V dôsledku nerovnomerného ohrevu a chladnutia vznikajú v konštrukcii tiež nežiaduce vnútorné (zvyškové) napätia a tepelné deformácie [8].

Nitované spoje

Spoj zhotovený nitovaním vzniká deformáciou konca jednej zo spojovaných súčastí vlozenej do diery v druhej súčasti – priame nitovanie, alebo deformáciou koncov nitov vložených do dier v spojovaných súčastiach - nepriame nitovanie [6].

Príklady priameho nitovania:

- spoj plechu s plechom,
- spoj čapu s plechom,
- spoj trubky s plechom,
- zaistenie čapu kruhového prierezu proti pootočeniu.

Príklady nepriameho nitovania:

- podľa nebezpečných prierezov: jedno strižné, dvoj strižné a viac strižné,
- podľa nitových radov: s jednou radou, s dvoma radami (rovnobežné, striedavé),
- podľa vzájomnej polohy plechov: jedna styková plocha, dve stykové plochy,
- podľa účelu nitovania: kotlové, nepriepustné (konštrukcia nádob) a pevné (konštrukčné).

Lepený spoj

Lepené spoje sú nerozoberateľné spoje s materiálovým stykom, ktoré nevyužívajú mechanické spojovacie prvky ani tepelný proces (ako napr. zváranie). Ich pevnosť a funkčnosť závisia od dvoch základných fyzikálnych javov [6]:

- adhézia (prilnavosť): Schopnosť dvoch odlišných látok prilnúť k sebe;
 - mechanická adhézia: tekuté lepidlo preniká do pórov a nerovností materiálu, čím po stuhnutí vytvára pevné mechanické mostíky. Je kľúčová pri lepení nekovových a pórovitých materiálov (napr. dreva) [6],
 - špecifická adhézia: predstavuje medzi molekulárne napätie na styčnej ploche medzi lepidlom a materiálom. Má rozhodujúci význam pri lepení kovov [6],
- kohézia (súdržnosť): Výslednica príťažlivých síl medzi samotnými molekulami vo vnútri použitého lepidla [6].

Využitie v praxi

- Všeobecné strojárstvo: vlepovanie bronzových výsteliek do oceľových puzdier ložísk, upevňovanie rezných doštičiek na nástroje, výroba meradiel a prípravkov.
- Opravy a renovácie (predlžovanie životnosti): opravy poškodených vedení obrábacích strojov, zadretých čapov ložísk, utesňovanie trhlín v blokoch a hlavách motorov alebo záchrana pórovitých odliatkov.
- Presná mechanika: lepenie sklenených súčiastok (šošovky, hranoly), keramiky, papiera alebo spájanie kovov pomocou šelaku.

Spájkovaný spoj

Spájkovanie je nerozoberateľné spojenie rovnakých alebo rôznych kovových aj nekovových materiálov v tuhom stave roztaveným prídavného materiálu s nižšími mechanickými vlastnosťami ako je základný materiál, zásadným rozdielom oproti zváraníu je nižšia pracovná teplota spájaných súčiastok. Základný materiál sa netaví [6]. Podmienkou vzniku spájkovaného spoja je *zmáčavosť* spájkovaného povrchu spájkou, to je schopnosť spájky kovovo sa spojiť so spájkovanými materiálmi pri pracovnej teplote.

Podľa pracovnej teploty rozdeľujeme spájkovanie na:

- mäkké spájkovanie (pracovná teplota do 500 °C): Využívajú sa spájky s nízkym bodom tavenia (najmä zliatiny cínu). Spoje majú nižšiu mechanickú pevnosť, ale výbornú vodivosť a tesnosť. Uplatňujú sa predovšetkým v elektrotechnike a klampiárstve [6],

- tvrdé spájkovanie (pracovná teplota nad 500 °C): Používajú sa spájky na báze meďi, zinku a striebra (napr. mosadz). Dosahujú vysokú mechanickú pevnosť. Využívajú sa pri montáži potrubných rozvodov, chladiarenských zariadení či pri spájaní tvrdokovových doštičiek s nástrojom [6].

Porovnanie vlastností nerozoberateľných spojov

Tab. 2-3: Porovnanie vlastností nerozoberateľných spojov [6]

Typ spoja	Hlavné výhody	Hlavné nevýhody
Zváraný spoj	- úspora materiálu (nižšia celková hmotnosť oproti iným spojom) - vysoká tuhosť a pevnosť konštrukcie	- použitie oceli pri zváraní je podmienené jej zveriteľnosťou - nutná úprava stykových plôch - vznik vnútorných pnutí a deformácií
Nitovaný spoj	- vysoká spoľahlivosť - nedochádza ku deformáciám spojovaného materiálu	- nezaručujú presnú vzájomnú polohu spojovaných súčastí - spojované materiály sú dierou pre nit zoslabené
Lepený spoj	- spoje sú tesné voči plynom a kvapalinám - konštrukcia nie je zoslabená dierami - menšia celková hmotnosť konštrukcie	- nehodia sa pre vyššie prevádzkové teploty - prísne požiadavky na prípravu a čistotu povrchu
Spájkovaný spoj	- spájanie rôznych materiálov aj s obtiažnou taviteľnosťou - jednoduché zariadenie pre výrobu, montáž a údržbu	- pomerne nízka pevnosť spojov - zložité tvary spojov a tým zvýšená prácnosť

3 ANALÝZA PROBLÉMU A CIEĽ PRÁCE

3.1 Súčasný stav konštrukcie

Pred započatím samotnej modernizácie podvozku bolo kľúčové zhodnotiť súčasný stav konštrukcie a zároveň vyhodnotiť nedostatky tej pôvodnej, preto sa táto kapitola bude zaoberať popisom konštrukčného prevedenia pôvodného vozíka, hlavné časti, ktoré sa budú popisovať sú:

- popis nosných častí vozíka lafety,
- odpruženie vozíka,
- mechanizmus určený pre prepravu.

Samotná lafeta je zložená z dvoch hlavných častí, prvou časťou je otočná veža a druhou je stabilný podstavec, pričom kvôli riešenej problematike sa naďalej bude práca venovať len tejto časti lafety. Podstavec je spravidla trojnohý, ktorý slúži ako stabilizačná základňa. Tento podstavec sa ďalej skladá z troch nosných bodov, jeden otvor pre čap a dvoch častí určených pre závesný hák. Vozík, ktorý slúži na prepravu lafety je v pôvodnom riešení skonštruovaný z valcového dutého profilu o priemere 105 mm. Tvar základnej konštrukcie je v tvare písmena U, tento tvar je vytvorený z jedného kusu profilu a na každom konci je pomocou zvarového spoja pripevnený závesný hák. Tento typ usporiadania so sebou prináša značné nevýhody ako vysoká hmotnosť a tým aj zhoršenú ovládateľnosť.



Obr. 3.1: Nosné prvky lafety

Odpruženie vozíka a lafety je v tomto prípade zabezpečené použitím dvoch listových pružín, kde každá z pružín je zložená zo siedmich listov rovnakej šírky a hrúbky. Toto odpruženie sa chová ako tlmič a náprava zároveň. Nevýhodou použitím tohto druhu odpruženia je opäť zvýšená hmotnosť vozíka. V tomto zariadení nebolo použité guľové ťažné zariadenie, ale namiesto toho na ťahanie bolo využité ťažné oko, čo zodpovedá konštrukcii z daného obdobia a tým aj zamedzuje použitie pri dnešných typoch automobilov. Presný tvar ťažného oka je uvedený na obr. 3.3.



Obr. 3.2: Listové pružiny podvozku

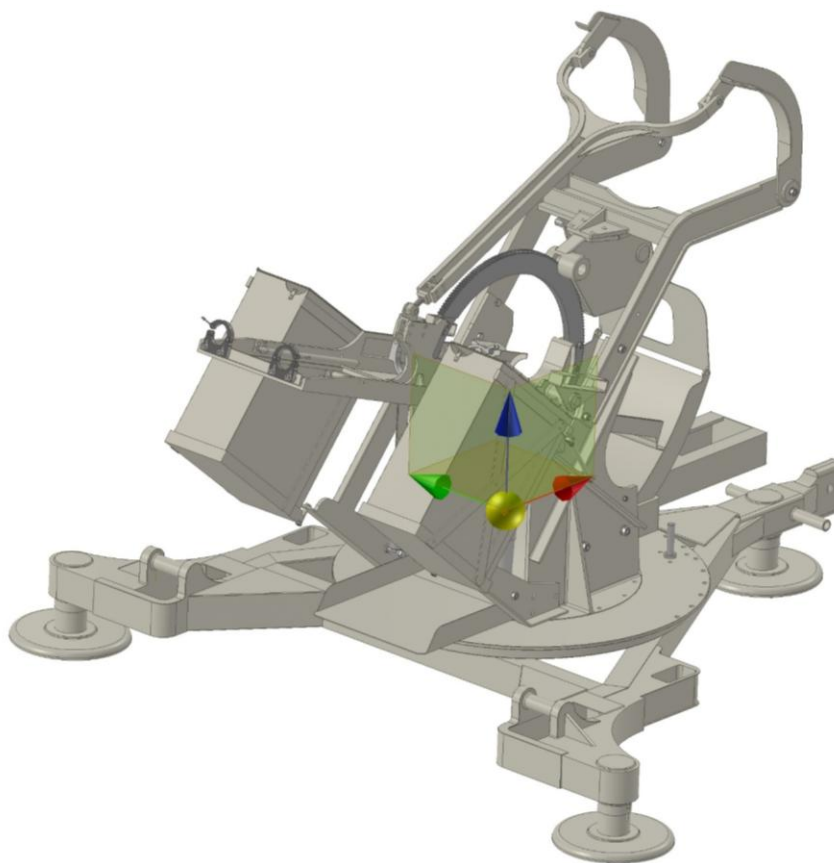


Obr. 3.3: Ťažné oko

3.2 Analýza súčasného stavu konštrukcie

Pri návrhu konštrukcie vozíka bolo nevyhnutné vychádzať z charakteru zaťaženia. To znamená poznať rozmery prevážaného zariadenia, hmotnosť a hlavne rozloženie hmotnosti, kvôli stanoveniu ťažiska, ktoré hrá veľmi dôležitú rolu pri manipulácii s vozíkom. Pri jeho nesprávnom stanovení by hrozilo prevrátenia vozíka a tým by mohla byť ohrozená bezpečnosť obsluhujúceho personálu a mohlo by taktiež dôjsť k pravdepodobnému poškodeniu jednotlivých častí techniky, prípadne jej celkového poškodenia, čo by viedlo k následnej zníženej boja schopnosti.

Významným problémom pri stanovení ťažiska lafety alebo určení celkových rozmerov vozíka bola obmedzená dostupnosť technickej dokumentácie samotného systému ZPU-2, keďže sa jedná o 70 rokov starú vojenskú techniku. Z tohto dôvodu boli všetky potrebné rozmery získané prostredníctvom ručného merania pomocou ručných meradiel. Následne rozmery boli použité pre vytvorenie 3D modelu v programe AutoDesk Inventor pre lepšiu vizualizáciu modelu a samotného ťažiska zariadenia.



Obr. 3.4: 3D model lafety ZPU-2 so zaznačeným ťažiskom

3.3 Analýza teoretických poznatkov

Pri výbere materiálu pre nosnú konštrukciu rámu sa bude prihliadať na tieto kľúčové vlastnosti: hmotnosť, pevnosť a cenu. Ako najvhodnejší kompromis sa javí využitie štandardizovaných profilov z konštrukčnej ocele, ktoré disponujú dostatočnou pevnosťou, prijateľnou cenou a predovšetkým výbornou zvariteľnosťou. Ako ďalšiu možnosť je tiež možné uvažovať hliníkové zliatiny, ktoré majú na rozdiel od ocele oveľa nižšiu hustotu, avšak ich zásadnou nevýhodou je nízka únavová pevnosť a horšia odolnosť voči dynamickému rázovému zaťažovaniu v teréne.

Pri analýze technológií spájania konštrukčných uzlov je kľúčové zohľadniť požiadavky na pevnosť a celkovú hmotnosť. Z bežných metód možno pre danú aplikáciu vylúčiť lepenie pre nedostatočnú odolnosť voči rázom a nitovanie kvôli vysokej prácnosti, nežiaducemu zoslabeniu profilov a pridanej hmotnosti. Ako najvhodnejšie sa tak javia skrutkové a zvarané spoje, pričom oba druhy spojov prinášajú špecifické výhody a konštrukčné kompromisy. Rozoberateľné skrutkové spoje síce umožňujú rýchlu údržbu a výmenu poškodených dielov, no vyžadujú si vŕtanie otvorov, ktoré v nosnom profile pôsobia ako koncentrátoři napätia. Ich aplikácia navyše podmieňuje použitie montážnych prírub a relatívne ťažkého spojovacieho materiálu, čím vzniká nežiaduca prídavná hmotnosť, pričom pri rázovom zaťažení hrozí aj riziko ich samovoľného uvoľnenia. Naopak, nerozoberateľné zvarové spoje zabezpečujú mimoriadne vysokú celkovú tuhosť rámu, zamedzujú akémukoľvek uvoľneniu a absenciou prídavných prírub radikálne prispievajú ku zníženiu hmotnosti vozíka. Hlavnou technologickou nevýhodou zvarania je však vznik tepelne ovplyvnenej zóny v okolí zvaru, kde môže vplyvom vneseného tepla dôjsť k štruktúrnym zmenám, lokálnemu zníženiu pevnosti a vzniku zvyškových napätí.

Pri analýze možných konštrukčných riešení systému odpruženia sa do úvahy dostali len listové a vinuté pružiny. Moderné alternatívy v podobe pneumatických a hydropneumatických systémov síce ponúkajú možnosť regulácie a výborné tlmiace vlastnosti, ale pre danú konštrukciu predstavujú značné riziko. Sú závislé od tlaku pracovného média, vyžadujú inštaláciu kompresora, rozvodov a tesnení, čo drasticky zvyšuje zložitosť systému a jeho zraniteľnosť v bojových podmienkach. Pri porovnaní zvyšných dvoch alternatív sa listové pružiny vyznačujú vysokou robustnosťou, no zároveň extrémne vysokou hmotnosťou v porovnaní s ostatnými druhmi. Na druhej strane vinuté pružiny majú nízku hmotnosť, ale je nutné ich používať spolu s tlmičom a vyžadujú vlečné ramená pre ich umiestnenie.

3.4 Ciele práce

Predchádzajúca časť, ktorá bola venovaná predstaveniu problematiky a analýze jednotlivých problémov s ňou spojené ako opis súčasného stavu konštrukcie a popísanie nedostatkov s ňou spojené. Súčasťou tejto kapitoly bude aj zhrnutie základných požiadavkou, ktoré sú popísané nižšie. Požiadavky na nové riešenie sú najmä:

- hmotnosť súčasnej konštrukcie vozíka spolu s lafetou a 300ks munície je odhadovaná na hodnotu 995 až 1020 kg, z čoho predstavuje hmotnosť vozíka približne 350 kg. Ako cieľ práce sa stanovuje redukcia hmotnosti vozíka o aspoň 150 kg so zachovaním svojej mechanickej pevnosti,
- nakoľko je súčasný stav konštrukcie náročne vyrobiteľný, požaduje sa pri navrhovaní nového riešenia, aby sa konštrukcia dala jednoducho vyrobiť a tým sa znížili náklady na výrobu a skrátil sa aj výrobný čas,
- zlepšená udržateľnosť a jednoduchší servis, ktorý zahŕňa rýchlu výmenu dielcov v prípade nutnosti,
- riešenie musí nadväzovať na to pôvodné.

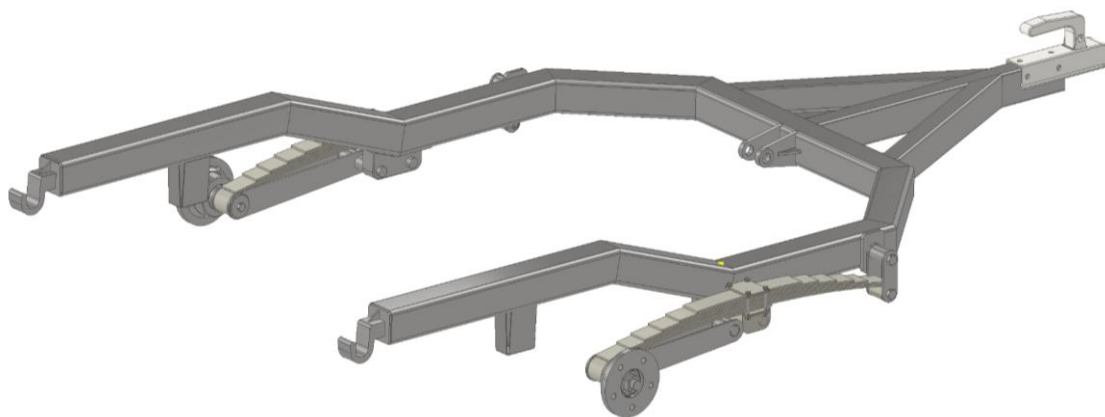
4 KONCEPČNÉ RIEŠENIE

Táto kapitola predstavuje koncepčné riešenie podvozku určeného na transport vojenskej techniky. Návrh vychádza z technických parametrov prevážaného zbraňového systému a ďalej nadväzuje na požiadavky, ktoré boli definované v kapitole 3.2. Kapitola opisuje základný koncept rámovej konštrukcie, riešenie náprav, odpruženia a jednotlivých manipulačných prvkov. V rámci koncepčného riešenia budú predstavené viaceré varianty podvozku, ako aj jednotlivých komponentov, ktoré budú následne porovnané na základe stanovených požiadaviek. Ďalej bude koncepčné riešenie slúžiť ako východisko pre detailný návrh, pevnostnú analýzu a konštrukčnú dokumentáciu.

Pri návrhu sa vychádzalo z pôvodného riešenia, kde základným prvkom bola oceľová trubka priemeru približne 105 mm, ktorá bola následne poohýbaná do tvaru písmena U, aby rozmerovo vyhovovala prevážanej vojenskej technike.

U všetkých variant bol za základný nosný prvok zvolený štvorcový dutý profil 80 x 80 x 4 z dôvodu jednoduchšej vyrobiteľnosti, lepšej kompatibility s nosnými prvkami a nižšej hmotnosti samotnej rámovej konštrukcie.

4.1 Koncept 1



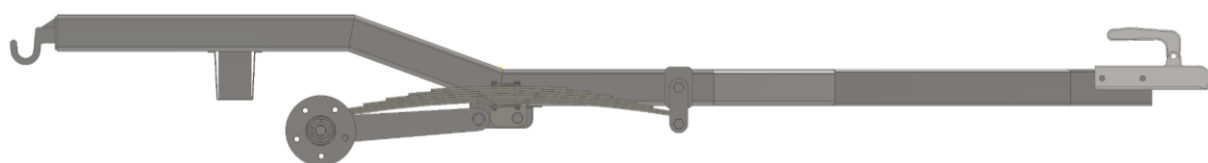
Obr. 4.1: Koncept 1

Popis základných prvkov konštrukcie konceptu jedna

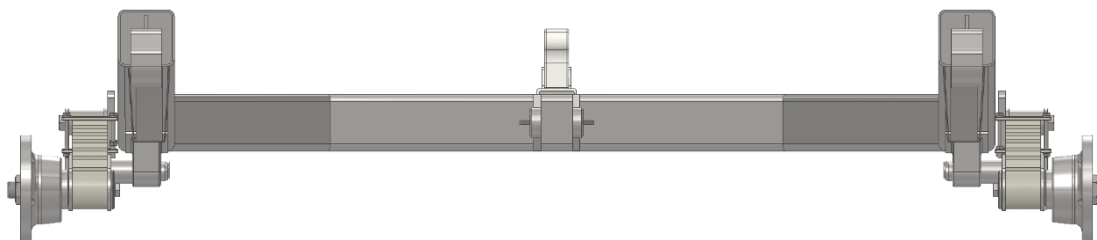
Rámová konštrukcia je zložená z troch typov profilov spojených pomocou zvarového spoja, jedná sa o: štvorcový dutý profil 80 x 80 x 4 (9x), U profil 40 x 80 x 4 (2x) a dutého profilu 40 x 80 x 4 (1x). Odpruženie konštrukcie je zabezpečené podobne ako u pôvodného riešenia dvojicou listových pružín spolu s ramenom nápravy pre zaistenie polohy náboja.

Ako nosné prvky, ktoré zabezpečujú ukotvenie lafety pri preprave boli použité dva závesné háky a jedného otvoru pre čap v zadnej časti konštrukcie, ktoré sú spojené s rámovou konštrukciou pomocou zvarového spoja. Tieto nosné prvky boli navrhnuté na základe pôvodného riešenia, ktoré bolo použité ako predloha. V prednej časti konštrukcie sa nachádza dvojica plechových podpier, tie pri nakladaní lafety sa uložia do dier na to určených v stojane lafety a zabezpečujú stabilnú polohu pri preprave.

Pre efektívnu prepravu je na konci vozíka použité klasické ťažné zariadenie, ktoré je dnes používané v širokej oblasti terénnych vozidiel typu pick-up, SUV alebo špeciálne vojenské vozidlá.



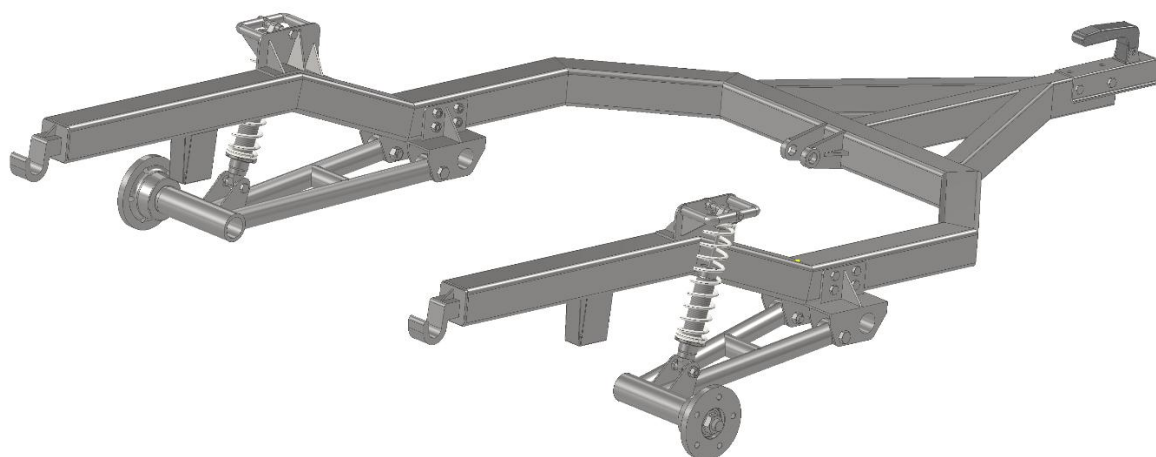
Obr. 4.2: Pohľad z boku konceptu 1



Obr. 4.3: Pohľad spredu konceptu 1

Za hlavné výhody tejto konštrukcie sa považuje jej jednoduchosť, jednoduchá vyrobiteľnosť a robustné odpruženie, ktoré zaisťuje tuhosť celej zostavy, avšak použitím listových pružín sa výrazne zvýši hmotnosť celej konštrukcie, čo je v konečnom dôsledku nežiadúce.

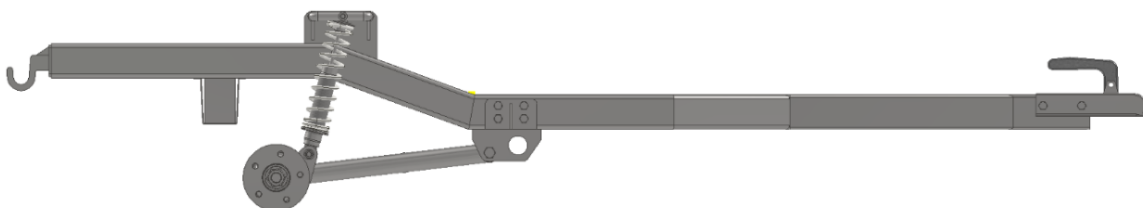
4.2 Koncept 2



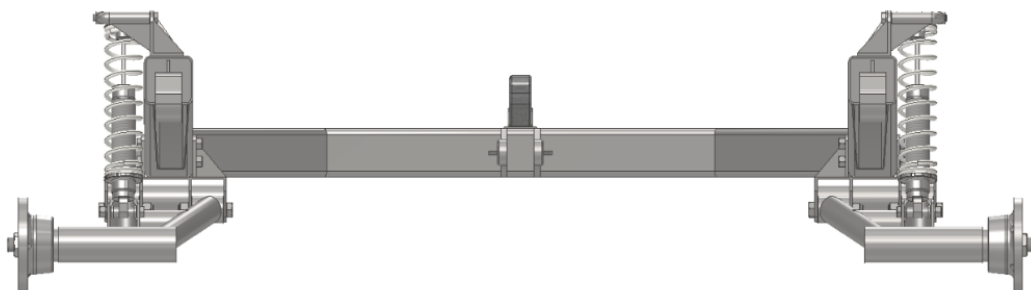
Obr. 4.4: Koncept 2

Popis základných prvkov konštrukcie

Konštrukcia rámu je zložená z troch typov profilov spojených pomocou zvarového spoja podobne ako u konceptu 1, geometria zostala oproti konceptu 1 taktiež nezmenená. Ďalej je ku rámovej konštrukcii pomocou skrutkového spoja pripevnená časť pre uloženie ramien, skrutkový spoj je tvorený štyrmi skrutkami M12. Ramená podvozku sú tvorené dutým kruhovým profilom s priemerom 45 mm a hrúbkou steny 5 mm. Každé rameno obsahuje na konci dutý kruhový profil 60 x 7,5 pre uloženia hriadeľa s nábojom a na druhom konci dvojicu silentblokov pre lepší prenos rázov od vozovky na konštrukciu. Pre odpruženie bola využitá dvojica pružinových tlmičov pripevnených s príslušným držiakom na hornej hrane rámovej konštrukcie.



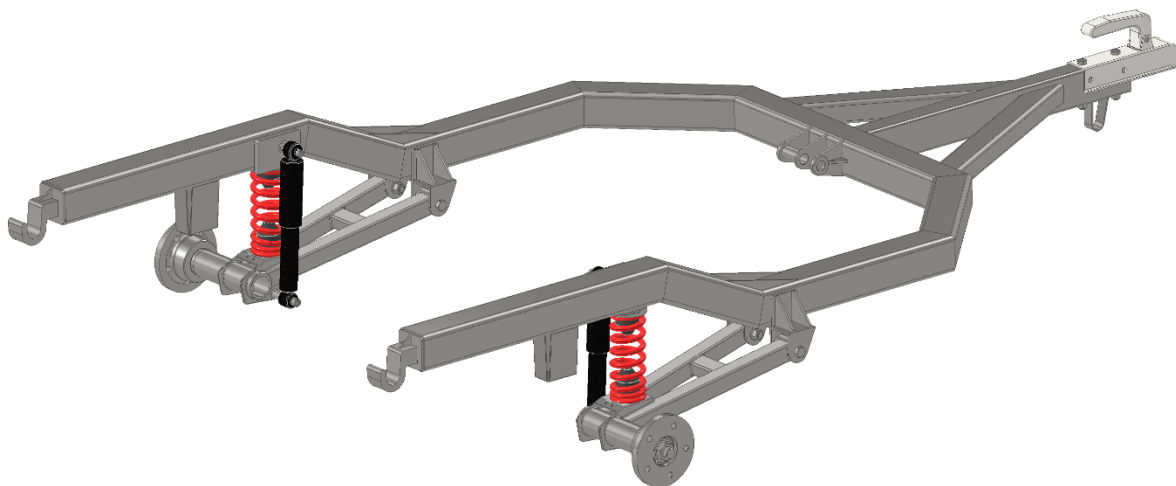
Obr. 4.5: Pohľad z boku konceptu 2



Obr. 4.6: Pohľad spredu konceptu 2

Hlavnou výhodou prvej verzie je rozoberateľná časť nápravy, nakoľko je náprava spojená s rámom pomocou skrutiek, zároveň je táto schopnosť aj negatívnou vlastnosťou, ktorá v konečnom dôsledku zvyšuje celkovú hmotnosť. Ako ďalšia výhoda tejto konštrukcie je využitie pružinového tlmiča, ktorý sa vyznačuje nižšou hmotnosťou, ale jeho pomerne zložité uloženie v zostave má za následok vznik ohybového momentu na hornej hrane rámu, čo je považované za negatívnu vlastnosť. Medzi posledné výhody konceptu 2 patrí jednoduchá konštrukcia ramena nápravy a jeho nižšej hmotnosti oproti konceptu 1.

4.3 Koncept 3

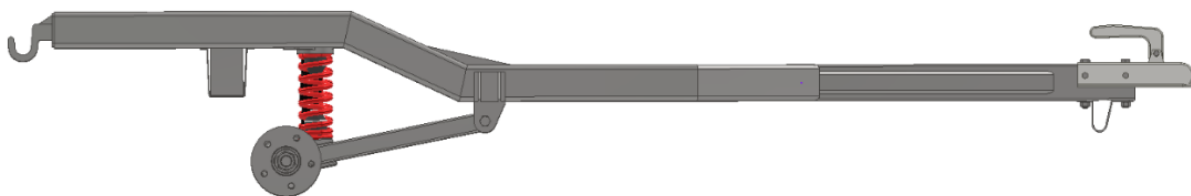


Obr. 4.7: Koncept 3

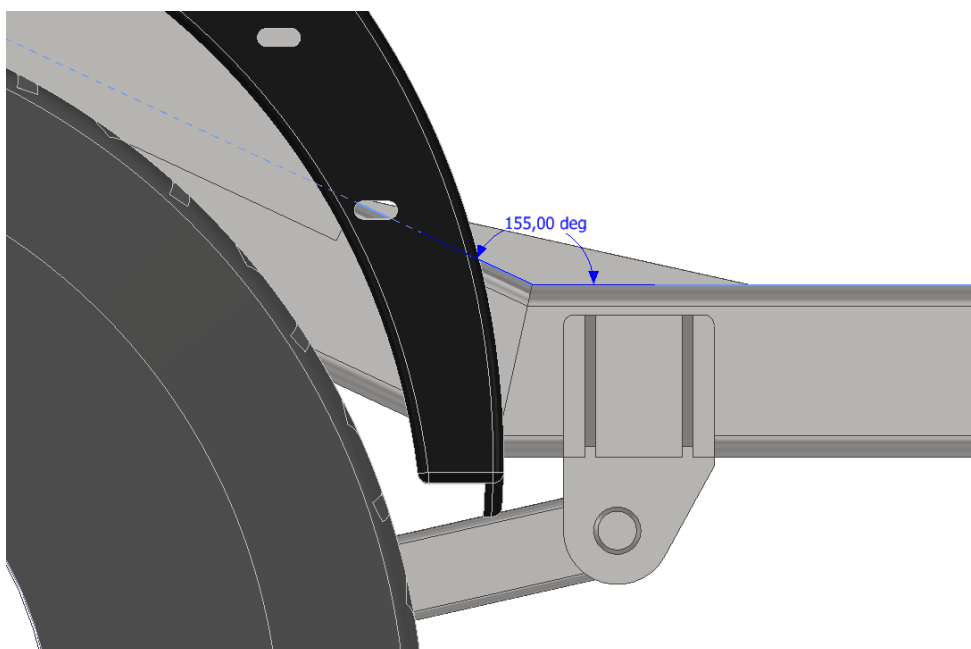
Popis základných prvkov konštrukcie

Podobne ako u prvej verzii je hlavná rámová konštrukcia zložená z troch typov profilov spojených pomocou zvarového spoja, jedná sa o: štvorcový dutý profil 80 x 80 x 4 (9x), profil 50 x 60 x 4 (2x) a dutého profilu 40 x 80 x 4 (1x). Ďalšie nie až tak výrazné zmeny sú v geometrii samotnej konštrukcie, kde u konceptu 2 je uhol medzi profilmi v strednej časti rámu 160° a u konceptu 3 je 155° . Zmenou prešlo aj odpruženie podvozku a samotné nápravy vozíka, odpruženie je zabezpečené pomocou samostatne uložených tlačných pružín a dvojice tlmičov. Ramená sú v tejto verzii tvorené z dutých štvorcových profilov 40x40x4 a časť pre uloženie ramien je pripevnená zvarovým spojom ku konštrukcii, kde sú opäť využité silentbloky.

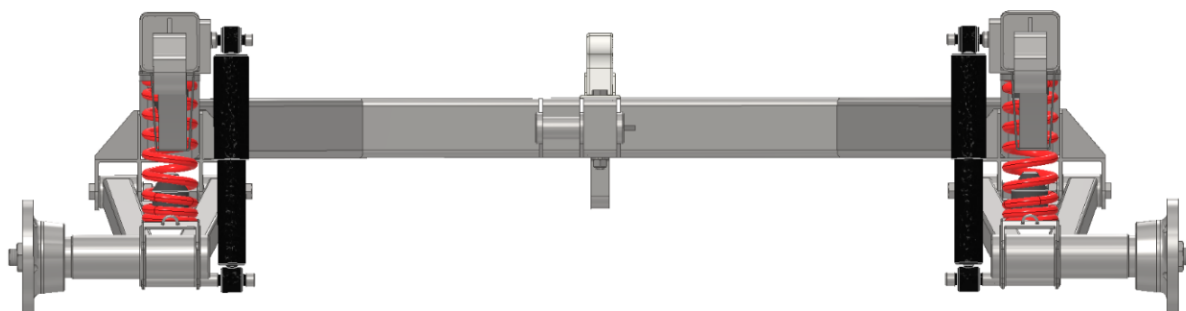
Konštrukčné usporiadanie hriadeľa s nábojom je oproti prvej verzii zachované ako ťažné zariadenie a nosné prvky konštrukcie s výnimkou zadného oka pre čap, ktoré kvôli zníženiu uhla medzi časťami konštrukcie sa vzdialenosť oka od rámu taktiež zmenšila.



Obr. 4.8: Pohľad z boku konceptu 3



Obr. 4.9: Detail úpravy uhlu nosnej konštrukcie



Obr. 4.10: Pohľad spredu konceptu 3

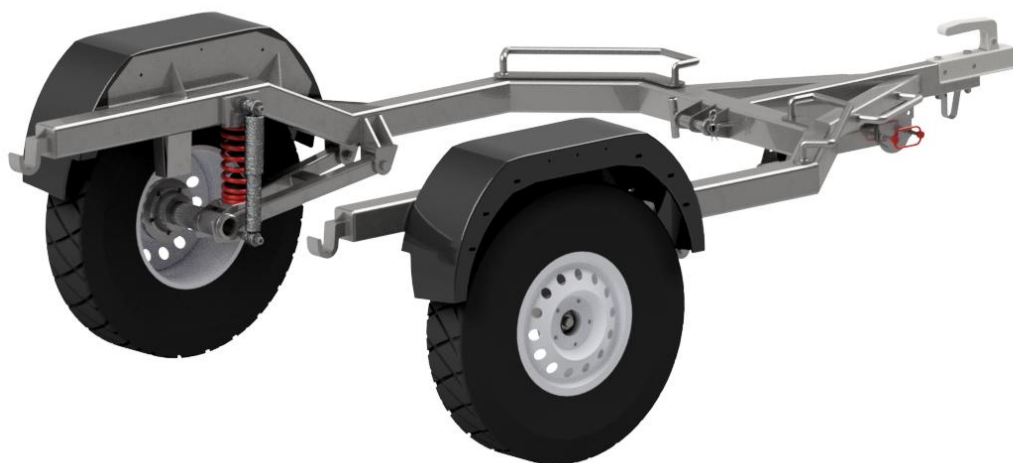
Medzi hlavné zmeny konceptu 3 sa radí zmena uhla medzi prvkami konštrukcie, ktoré umožňuje posunúť ťažisko viac pred os kolies (bližšie ku ťažnej spojke) a výrazne tak znížiť riziko prevrátenia sa. Ďalej je odstránený skrutkový spoj medzi nápravou a rámom, čo vedie ku zníženiu hmotnosti, ramená sú robustnejšie a pomocou príslušných konštrukčných prvkov upravené na použitie tlačnej pružiny a tlmiča osamotene. Táto úprava odstránila vznik ohybového momentu, nakoľko sila od pružiny pôsobí v strede konštrukcie a zároveň je tento spôsob odpruženia, čo sa týka finančných nákladov výhodnejší. V neposlednom rade bola pridaná ostruha pre ochranenie ťažného zariadenia. Nevýhodou tejto verzie je mierne zvýšená hmotnosť oproti prvej verzii a komplikovanejšia konštrukcia ramien.

5 KONŠTRUKČNÉ RIEŠENIE

5.1 Detailný popis konštrukčného riešenia

Celkové usporiadanie a geometria

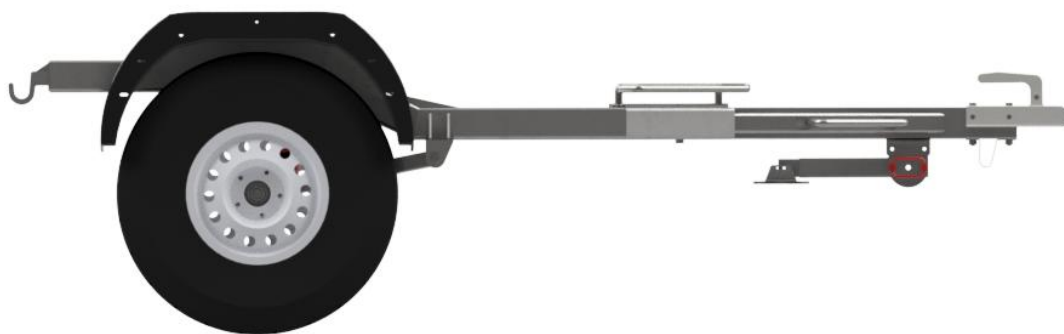
Základom finálnej verzie je zmena uhla medzi hlavnými nosnými prvkami konštrukcie na 155° . Táto geometrická úprava umožnila posunúť ťažisko celého systému (vrátane pripevnenej lafety) viac za os kolies a bližšie ku ťažnému vozidlu, čím sa výrazne znížilo riziko prevrátenia vozíka pri manipulácii. Aplikáciou moderných konštrukčných prvkov a odstránením prebytočného materiálu sa podarilo znížiť celkovú hmotnosť podvozku na približne 168 kg, čo predstavuje reálnu úsporu hmotnosti o 52 % oproti pôvodnému riešeniu.



Obr. 5.1: Finálna verzia vozíka

Konštrukcia nosného rámu

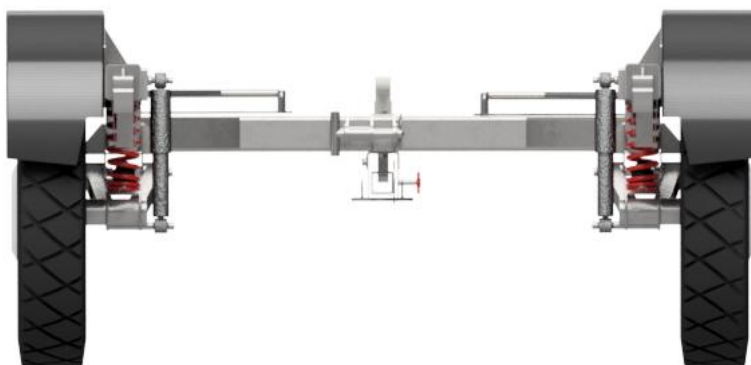
Hlavný nosný rám je realizovaný prostredníctvom zvarových spojov. Ako základný stavebný prvok boli zvolené štandardizované duté štvorcové profily s prierezom 80x80x4 z konštrukčnej ocele S355JR. Tieto profily poskytujú optimálny pomer medzi ohybovou a torznou tuhosťou na jednej strane a nízkou hmotnosťou na strane druhej.



Obr. 5.2: Finálna verzia, pohľad z boku

Náprava a systém odpruženia

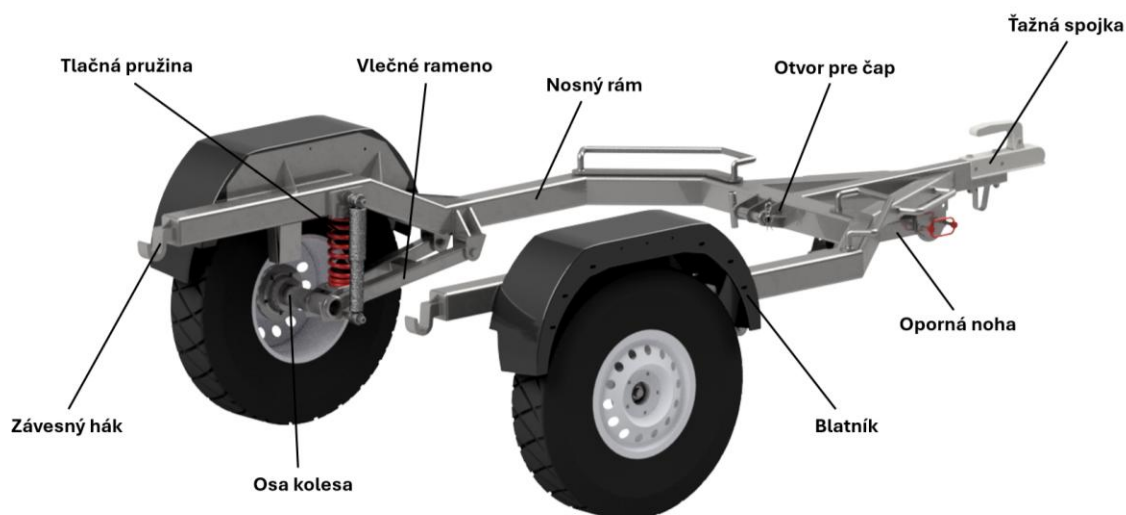
Najvýraznejšou inováciou prešiel systém odpruženia a uloženia nápravy. Namiesto pôvodných ťažkých listových pružín využíva navrhnuté riešenie nezávislé zavesenie kolies pomocou vlečných ramien. Tieto ramená sú konštruované z menších oceľových profilov 40x40x4. Ich uchytenie k hlavnému rámu je realizované prostredníctvom čapov a silentblokov, ktoré nielen umožňujú plynulý kývavý pohyb ramien, ale zároveň efektívne pohlcujú vysokofrekvenčné mikrovibrácie prenášané z terénu. Samotné odpruženie je zabezpečené samostatne uloženými tlačnými vinutými pružinami, ktoré sú doplnené o dvojicu hydraulických tlmičov. Pre zaistenie polohy je použité tenké oceľové lanko.



Obr. 5.3: Finálna verzia, pohľad spredu

Pripojovacie uzly a doplnková výbava

Konštrukčné usporiadanie pripojovacích uzlov bolo prispôbené novej geometrii. Zadné ťažné oko pre čap má kvôli zmene vrcholového uhla rámu upravenú vzdialenosť od hlavnej konštrukcie, čím sa zabezpečil prenos ťažných síl. Finálny model bol pre reálnu prevádzku a manipuláciu vybavený praktickými prvkami, akými sú manipulačné madlá, výškovo nastaviteľná oporná noha slúžiaca na bezpečné odstavenie a skladovanie vozíka, a ochranné blatníky kolies.



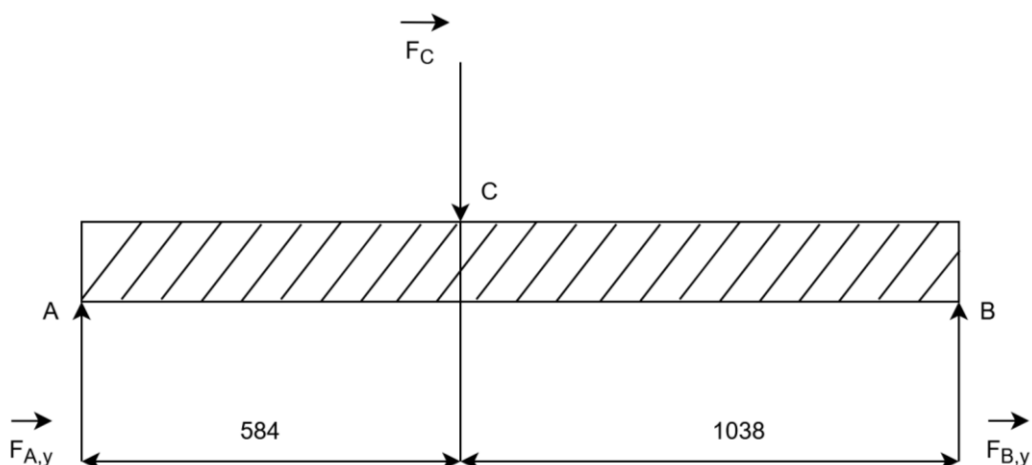
Obr. 5.4: Jednotlivé konštrukčné prvky

Ďalej sa 5. kapitola bude zaoberať pevnostnou kontrolou jednotlivých konštrukčných uzlov samotnej konštrukcie.

5.2 Analýza rámovej konštrukcie a nosných prvkov

Základom pre posudzovanie prenosu síl a zaťaženia bolo určiť jednotlivé zložky síl, ktoré pôsobia na nosné body konštrukcie. Tento krok je absolútne nevyhnutný pre akýkoľvek ďalší výpočet, keďže skoro všetky jednotlivé dielce, ktoré interagujú s konštrukciou sú na týchto hodnotách závislé.

Pre určenie jednotlivých zložiek síl sa bude predpokladať, že sily pôsobia v smere gravitačného zrýchlenia, teda v tomto prípade v opačnom smere osy y a lafeta sa bude chovať ako dokonale tuhé teleso. Sila F_C predstavuje silu od hmotnosti lafety, ktorá predstavuje hodnotu približne 650 kg a sily $F_{A,y}$ a $F_{B,y}$ sú reakcie, bod A predstavuje reakciu od časti pre závesný hák, nutnosť podotknúť, že táto sa sila rozdeľuje na polovicu pre každú časť zvlášť a bod B predstavuje reakciu od čapu.



Obr. 5.5: Rozloženie síl

Rovnováha síl v smere osy y:

$$\sum F = F_{A,y} + F_{B,y} - F_C = 0 \quad (7)$$

Momentová rovnováha k bodu A:

$$\sum M_A = -F_C \cdot 584 + F_{B,y} \cdot (584 + 1038) = 0 \quad (8)$$

Z dvoch sústav o dvoch neznámych sa vypočítajú sily $F_{A,y}$ a $F_{B,y}$:

$$F_{A,y} = 4080,645 \text{ N} \rightarrow F_{A,y,12} = \frac{F_{A,y}}{2} = 2040,323 \text{ N}$$

$$F_{B,y} = 2295,855 \text{ N}$$

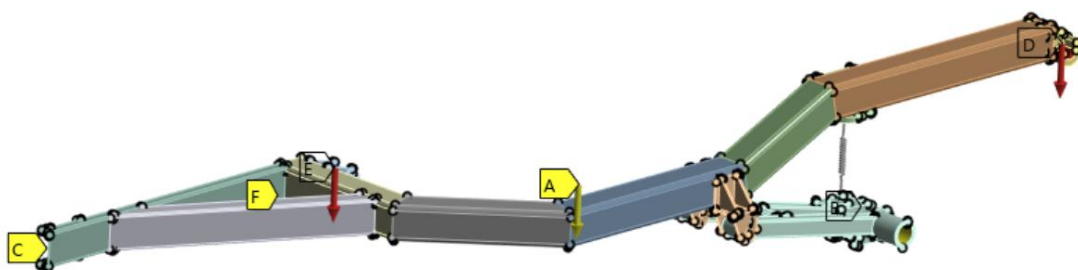
Výpočet využitím programu Ansys Workbench

Po stanovení zaťaženia na jednotlivé body sa prejde ku stanoveniu tuhosti, bezpečnosti a kritických bodov konštrukcie využitím programu Ansys Workbench vytvorením referenčného MKP modelu. Keďže sa jedná o 3D analýzu, je nutné zadať okrajové podmienky tak, aby bolo teleso jednoznačne určené v priestore, z dôvodu optimalizácie výpočtovej náročnosti bol model zjednodušený s využitím roviny symetrie X-Y.

Dôležitým krokom bolo správne zadať okrajové podmienky:

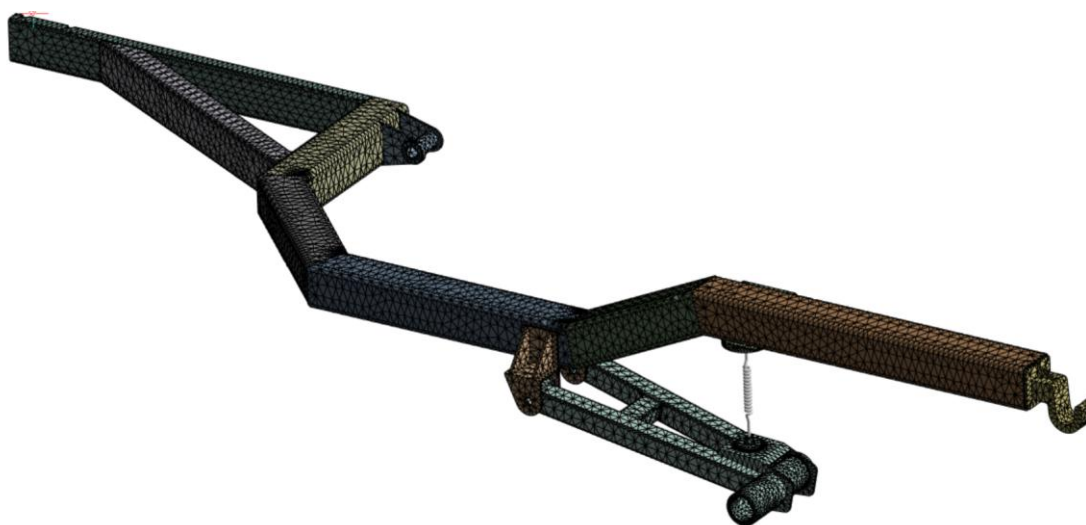
1. bod A: gravitačné zrýchlenie,
2. väzba B (spodná časť nápravy): na týchto miestach je zamedzenému posuvu v smere osy Y a Z,
3. väzba C: väzba je chápaná ako koniec ťažného zariadenia, teda je zamedzené posuvu v smere X, Y, Z, ale natočenia v týchto smeroch sú voľné,
4. body D a E : tieto body reprezentujú zaťaženie od lafety,

5. väzba F: táto väzba reprezentuje posuv v smere osy Z, ktorý je nulový, vychádza to z podmienky symetrie.



Obr. 5.6: Okrajové podmienky pri statickom zaťažovaní

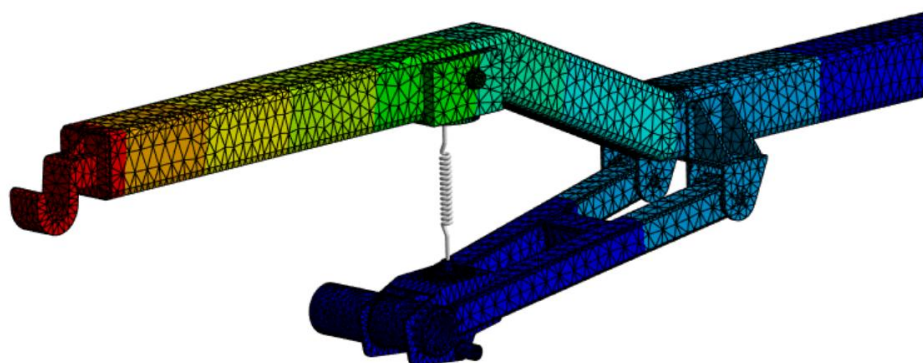
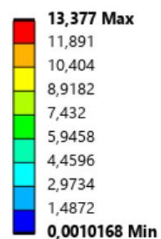
Po vytvorení okrajových podmienok bolo nutné vytvoriť väzby medzi jednotlivými komponentami, aby model vykazoval určitý stupeň pohyblivosti. Týmto stupňom pohyblivosti sa myslí umožnenie rotačného pohybu v smere osy Z nápravy v mieste jej pripojenia ku konštrukcii. Pre nasimulovanie rotačného pohybu nápravy bol v mieste pripojenia definovaný kontakt bez trenia (Frictionless) medzi plochami nápravy a pripájacej časti pre obe strany.



Obr. 5.7: Sieť MKP rámovej konštrukcie

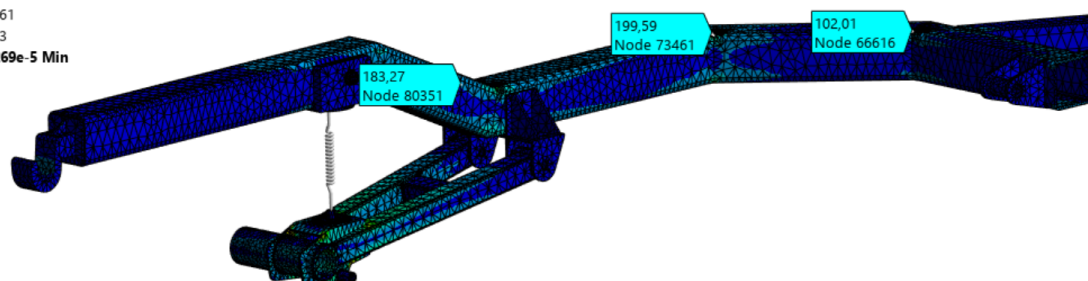
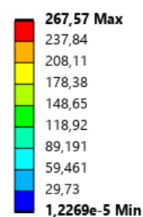
Pre účely pevnostnej analýzy v programe Ansys Workbench bola vytvorená konečno prvková sieť obr. 5.8 Globálna veľkosť elementov bola prednastavená na 10 mm. Nakoľko model obsahuje geometricky zložitejšie miesta a zaoblenia, bol na generovanie siete použitý algoritmus využívajúci prevažne kvadratické trojuholníkové elementy. Výsledná sieť celého modelu pozostáva z 114896 uzlov a 56277 elementov.

A: Static Structural
 Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 1 s
 23. 2. 2026 17:20:19



Obr. 5.8: Deformácia konštrukcie

A: Static Structural
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1 s
 23. 2. 2026 17:21:09



Obr. 5.9: Rozloženie napätia v konštrukcii a napätie v kritických miestach

V poslednom kroku výpočtu boli vyhodnotené výsledky statickej analýzy, kde prvým výsledkom bola celková deformácia konštrukcie, je tým myslené posuv koncového bodu, v tomto prípade háku vo vertikálnom smere. Druhým výsledkom je rozloženie napätia v konštrukcii, na vytipovaných miestach boli zistené hodnoty napätia neprevyšujúce hodnotu 200 MPa a maximálnym napätím s hodnotou 268 MPa, čo vzhľadom na medzu klzu materiálu, ktorá činí hodnotu 355 MPa určuje hodnotu bezpečnosti $k_k = 1,32$

5.2.1 Kontrola zvarového spoja medzi profilmi

Pre pevnostné posúdenie tupého zvaru medzi profilmi sa využíva statický rozbor, z ktorého vyplývajú hodnoty vnútorných účinkov v mieste spoja. Tieto účinky sú vzaté na základe reakcií vo väzbe medzi dvoma profilmi. Pomocou programu Ansys Workbench sa zistila hodnota momentu pôsobiaceho vo väzbe, $M = 1853 \text{ kN} \cdot \text{mm}$. Pri tupom zvare sa predpokladá, že jeho účinný prierez je totožný s prierezom spájaného profilu, ale nakoľko je len jedna polovica spoja namáhaná na ťah, tak veľkosť účinného prierezu bude polovičná.

Účinný prierez zvaru bude vychádzať z rozmerov profilu:

$$S = s * l = 4 * \left(80 + 2 * \frac{80}{2} \right) = 640 \text{ mm}^2 \quad (9)$$

Určenie zaťažujúcej sily:

$$M = F * d \rightarrow F = \frac{M}{d} = \left(\frac{1853000}{\frac{80}{2} - \frac{4}{2}} \right) = 48,763 \text{ kN} \quad (10)$$

Napätie v mieste zvaru:

$$\sigma = \frac{F}{S} = 76,192 \text{ MPa} \quad (11)$$

Dovolené napätie v tupom zvare sa stanoví vynásobením dovoleného napätia základného materiálu príslušným prevodovým súčiniteľom α [8]:

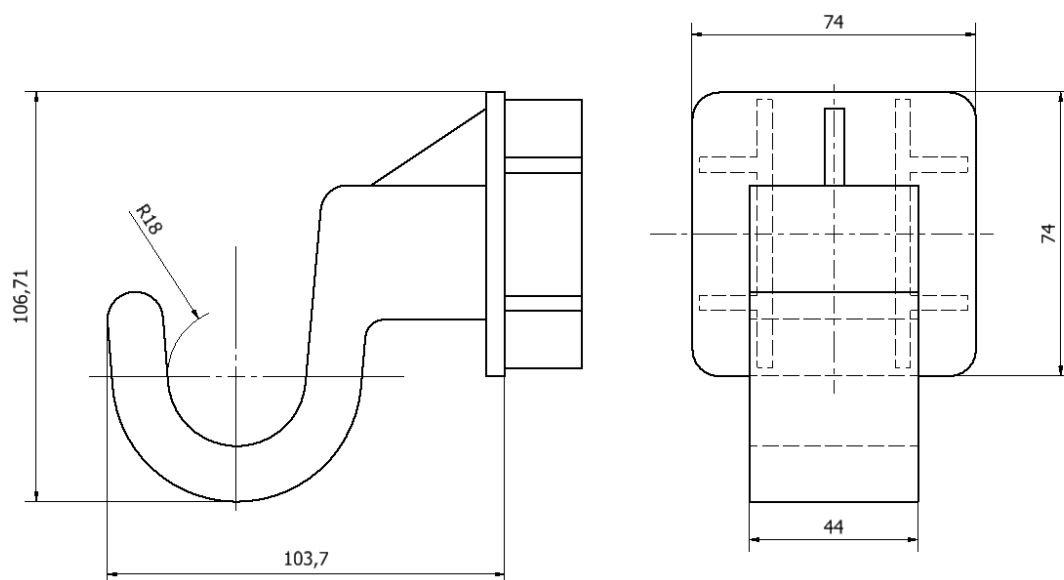
$$\sigma_{D,sv} = \alpha * \sigma_D = 0,85 * \frac{Re}{k} = 0,85 * \frac{355}{2} = 150,875 \text{ MPa} \quad (12)$$

Bezpečnosť spoja namáhaného staticky:

$$k_z = \frac{\sigma_{D,sv}}{\sigma} = 1,98 \quad (13)$$

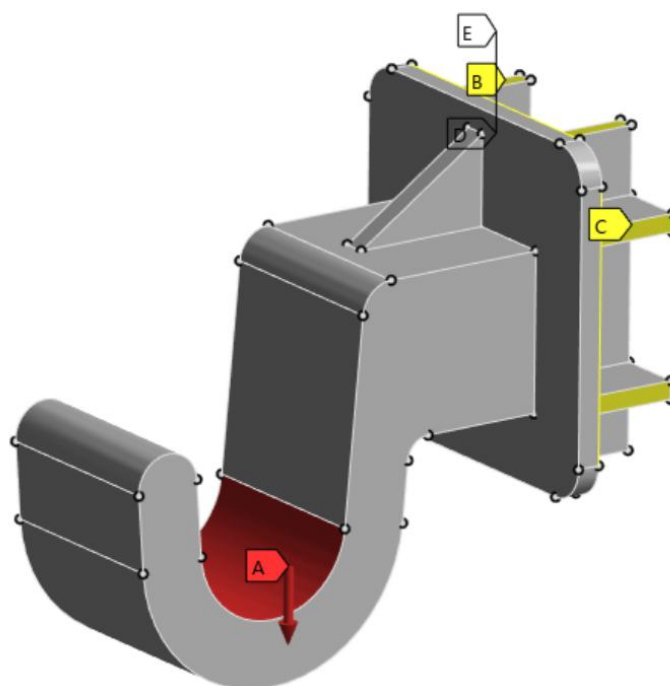
5.2.2 Návrh a výpočet závesného háku

Pri uložení háku uvažujeme, že horné hrany, ktoré sa dotýkajú konca štvorcového profilu sú pozvárané. Ďalej je známa z predošlých výpočtov hodnota sily F , ktorá je 2040 N na oboch stranách. Materiál sa uvažuje konštrukčnú oceľ S275JR s veľmi dobrou zvariteľnosťou. Pre výpočet sa použil výpočtový program Ansys Workbench využitím Static Structural, kde zostava háku je uložená nepohyblivo s nula stupňami voľnosti reprezentujúce skutočné uloženie v konštrukcii.



Obr. 5.10: Základné rozmery háku

- A** Force: 2035, N
- B** Displacement
- C** Displacement 2
- D** Displacement 3
- E** Remote Displacement

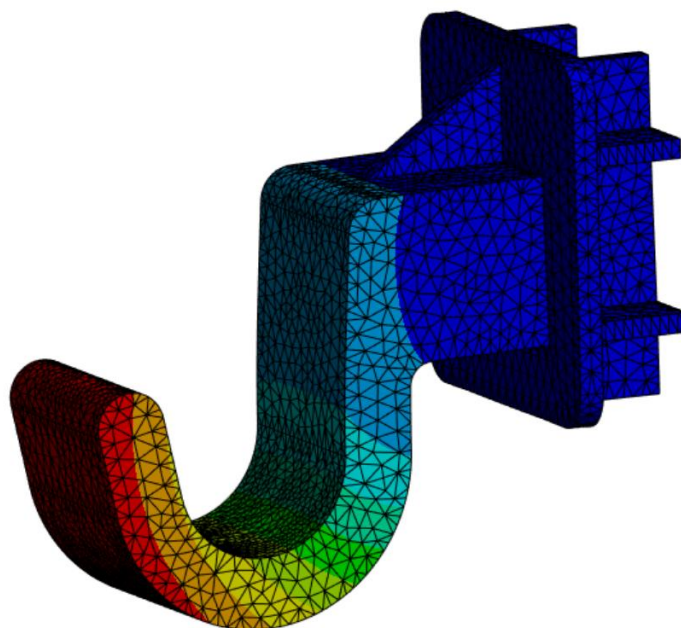
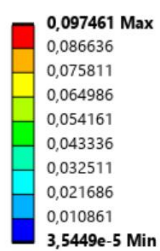


Obr. 5.11: Určenie okrajových podmienok



Obr. 5.12: Sieť MKP závesného háku obsahuje 45288 uzlov a 25649 elementov, elementov s veľkosťou 2 mm.

F: Static Structural
 Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 1 s
 23. 2. 2026 17:25:07



Obr. 5.13: Deformovaný tvar

F: Static Structural

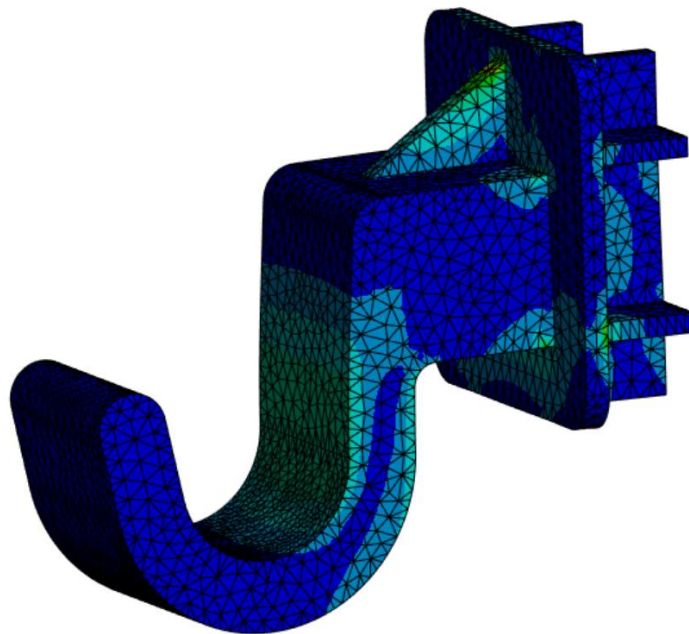
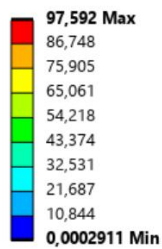
Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1 s

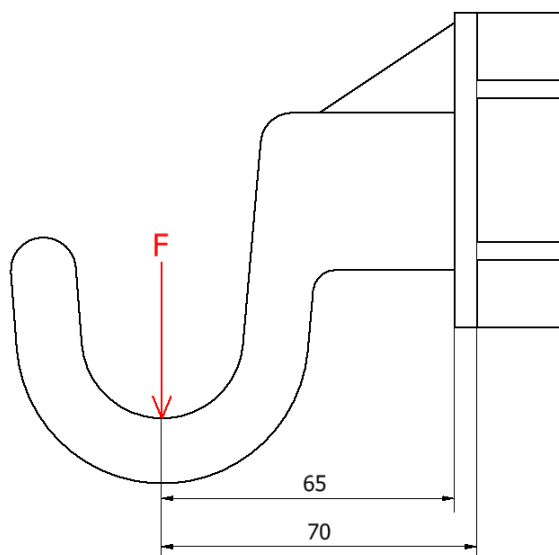
23. 2. 2026 17:25:40



Obr. 5.14: Redukované napätie

5.2.3 Kontrola zvarového spoja háku

Zvarový spoj závesného háku sa vyskytuje pri spojení háku s konštrukciou a v samotnej zostave háku, kde vzdialenosť zaťažujúcej sily od miest zvarov je znázornená na Obr. 5.15.



Obr. 5.15: Zaťaženie háku silou F od miest zvaru

Ako prvý zvarový spoj sa bude kontrolovať spoj zostavy háku a konštrukcie vozíka, kde bolo v prvom rade určiť plochu zvaru a šírku zvaru z [8]. Nakoľko je hrúbka steny profilu 4 mm, tak konzervatívnym prístupom sa zvolila šírka zvaru $z = 3$ mm. Zvar je namáhaný na ohyb, preto je nevyhnutné vypočítať šmykové napätie od posúvajúcej sily a šmykové napätie od ohybového momentu.

Šmykové napätie od posúvajúcej sily [8]:

$$\tau' = \frac{F}{S} = \frac{F}{1,414 \cdot z \cdot (b + h)} = \frac{2040}{1,414 \cdot 3 \cdot (70 + 70)} = 3,44 \text{ MPa} \quad (14)$$

Šmykové napätie od ohybového momentu [8]:

$$\tau'' = \frac{M_o \cdot c}{J_z} = \frac{F \cdot 70 \cdot c}{0,707 \cdot z \cdot J_{zu}} = \frac{F \cdot 70 \cdot c}{0,707 \cdot z \cdot \left(\frac{h^2}{6} (3 \cdot b + h) \right)} = 10,31 \text{ MPa} \quad (15)$$

Výsledné napätie v zvare:

$$\tau_1 = \sqrt{\tau'^2 + \tau''^2} = 10,87 \text{ MPa} \quad (16)$$

V poradí druhom sa bude kontrolovať spoj telesa háku a podložky, kde sa bude opäť uvažovať šírka zvaru $z = 3$ mm. Pre presné určenie jednotkového polárneho kvadratického momentu sa zadefinuje výška zvaru $h = 35$ mm a vzdialenosť $b = 44$ mm.

Šmykové napätie od posúvajúcej sily [8]:

$$\tau' = \frac{F}{S} = \frac{F}{1,414 \cdot z \cdot (b + 2 \cdot h)} = \frac{2040}{1,414 \cdot 3 \cdot (44 + 2 \cdot 35)} = 4,22 \text{ MPa} \quad (17)$$

Šmykové napätie od ohybového momentu [8]:

$$\tau'' = \frac{M_o \cdot c}{J_z} = \frac{F \cdot 65 \cdot c}{0,707 \cdot z \cdot J_{zu}} = 98,32 \text{ MPa} \quad (18)$$

kde: $y = \frac{h^2}{b+2 \cdot h} = 10,75 \text{ mm}$, $c = h - y = 24,25 \text{ mm}$ a $J_{zu} = \frac{2 \cdot h^3}{3} - 2 \cdot h^2 \cdot y + (b + 2 \cdot h) \cdot y^2$.

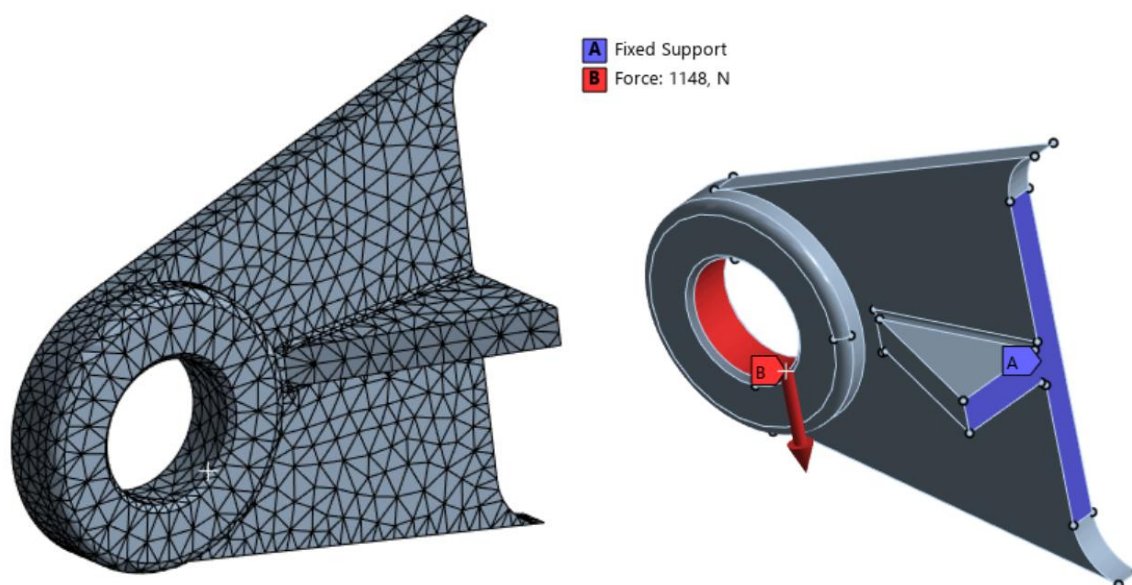
Výsledné napätie v zvare sa spočíta ako:

$$\tau_2 = \sqrt{\tau'^2 + \tau''^2} = 98,41 \text{ MPa} \quad (19)$$

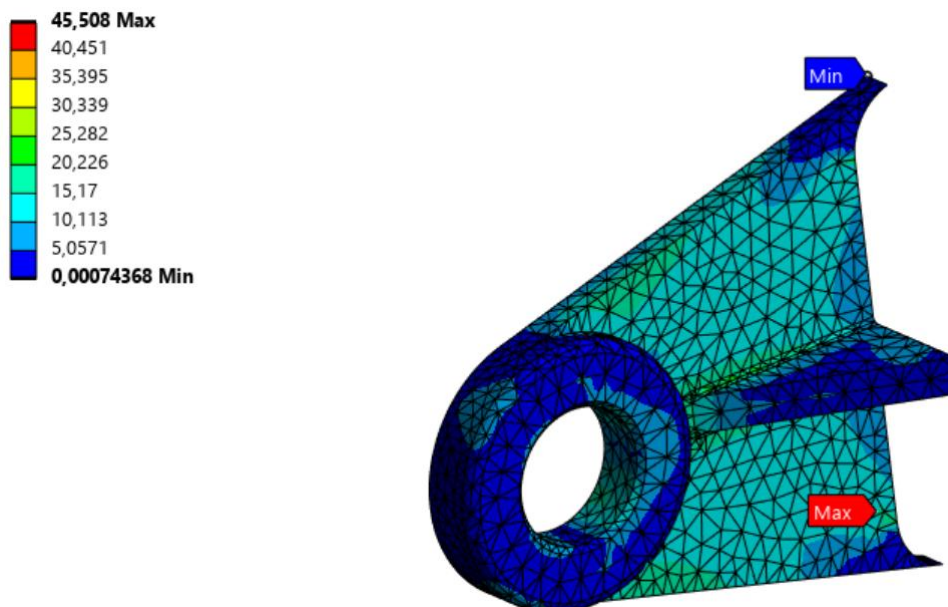
Pre overenie bezpečnosti zvarového spoja sa určí dovolené napätie v šmyku τ_D . Použitím elektródy s označením E70xx bude hodnota dovolaného napätia $\tau_D = 145 \text{ MPa}$. Bezpečnosť oboch zvarov sú: $k_1 = 13,3$ a $k_2 = 1,5$.

5.2.4 Kontrola otvoru pre čap

Nakoľko je tento otvor pre čap nosným prvkom konštrukcie je nevyhnutné ho taktiež podrobiť pevnostnej kontrole. Pri postupe sa bude postupovať ako pri predošlých výpočtoch a to využitím programu Ansys Workbench, použitý solver je Static Structural. Materiál je oceľ S275JR, nakoľko je požadovaná dobrá zvariteľnosť. Čap bude prechádzať dvoma otvormi a preto sa zaťažujúca sila bude rovnáť polovici skutočnej sily pôsobiacej na oba otvory, čiže $F = \frac{F_{By}}{2} = 1147,928 \text{ N}$.



Obr. 5.16: Určenie okrajových podmienok a sieť MKP
(sieť obsahuje 11235 uzlov a 6001 elementov o veľkosti 2 mm)



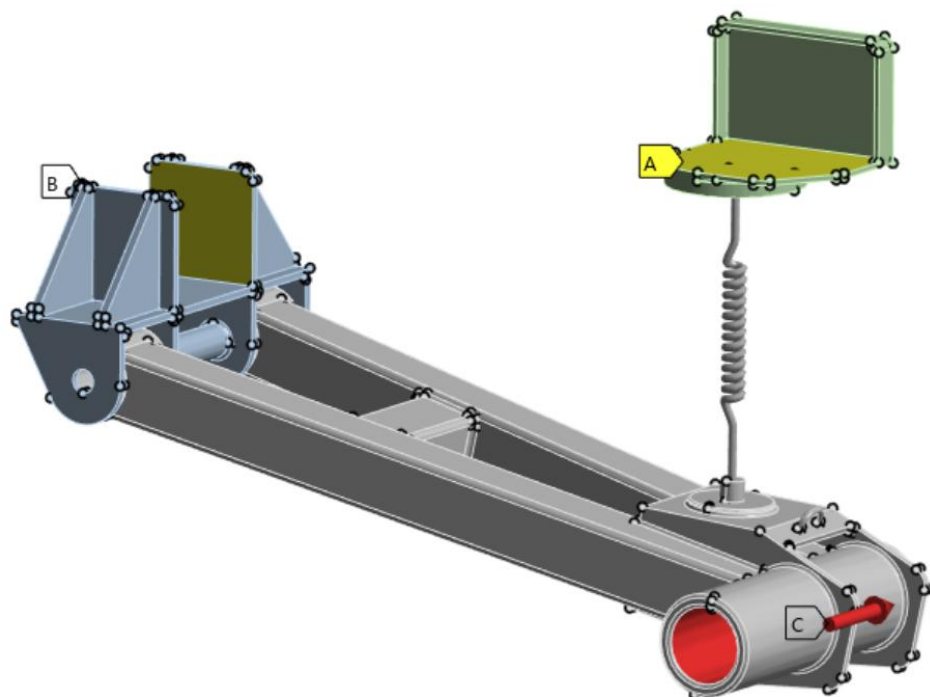
Obr. 5.17: Redukované napätie v otvoroch pre čap

Po vykonaní statickej analýzy sa z obr. 5.17 zrejme, že otvory pre čap disponujú vysokou bezpečnosťou ($k \approx 6,11$), čo z nich nečiní kritické miesto zostavy vozíka.

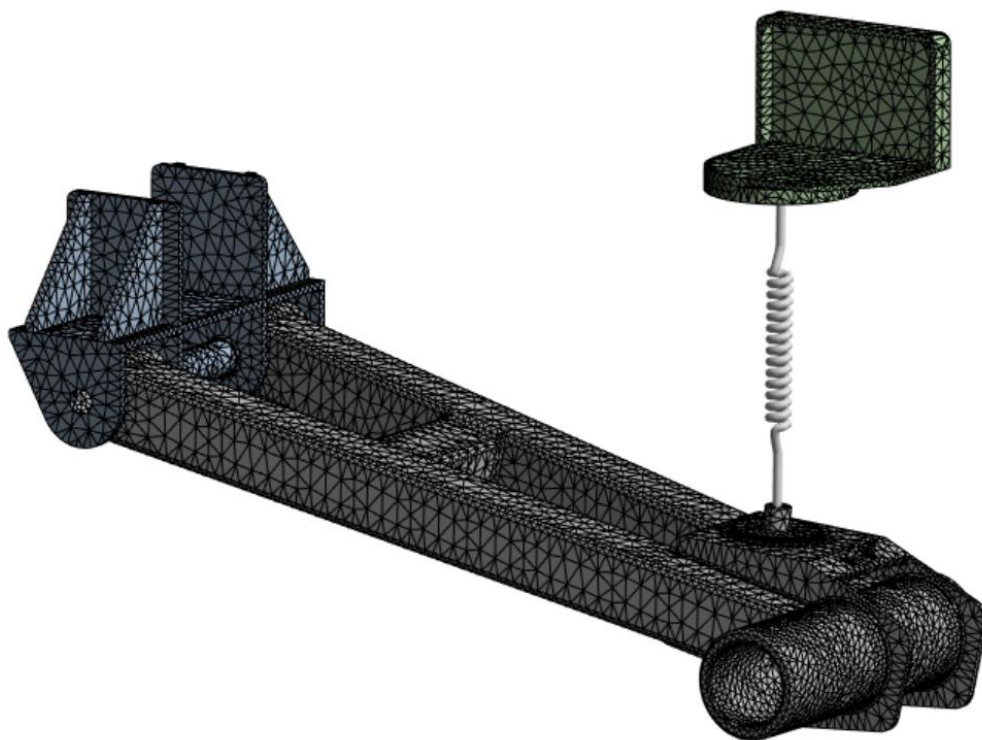
5.3 Návrh a výpočet vlečných ramien a prvkov spojených s nápravou vozíka

Pre posúdenie bezpečnosti vlečných ramien sa opäť využije výpočtový program Ansys Workbench a ako solver sa použije Static Structural nakoľko ramená disponujú pomerne zložitou geometriou pre bežný analytický výpočet. Pri výpočte sa bude predpokladať scenár rýchlej jazdy opísaný v kap. 5.5 a bude sa predpokladať zaťaženie axiálnou silou pri prejazde cez zákrutu. Za materiál ramien sa uvažuje konštrukčná oceľ S355JR, ktorá dostatočne dobrou zvariteľnosťou. Pre zjednodušenie sa zostava rozdelí symetricky podľa roviny X-Y a použijú sa programové prvky ako je pružina. Okrajové podmienky sú zvolené tak, aby napodobnili upevnenie v rámu, v tomto prípade je opäť využitá rotačná väzba pri uchytení vlečných ramien ku konštrukcii.

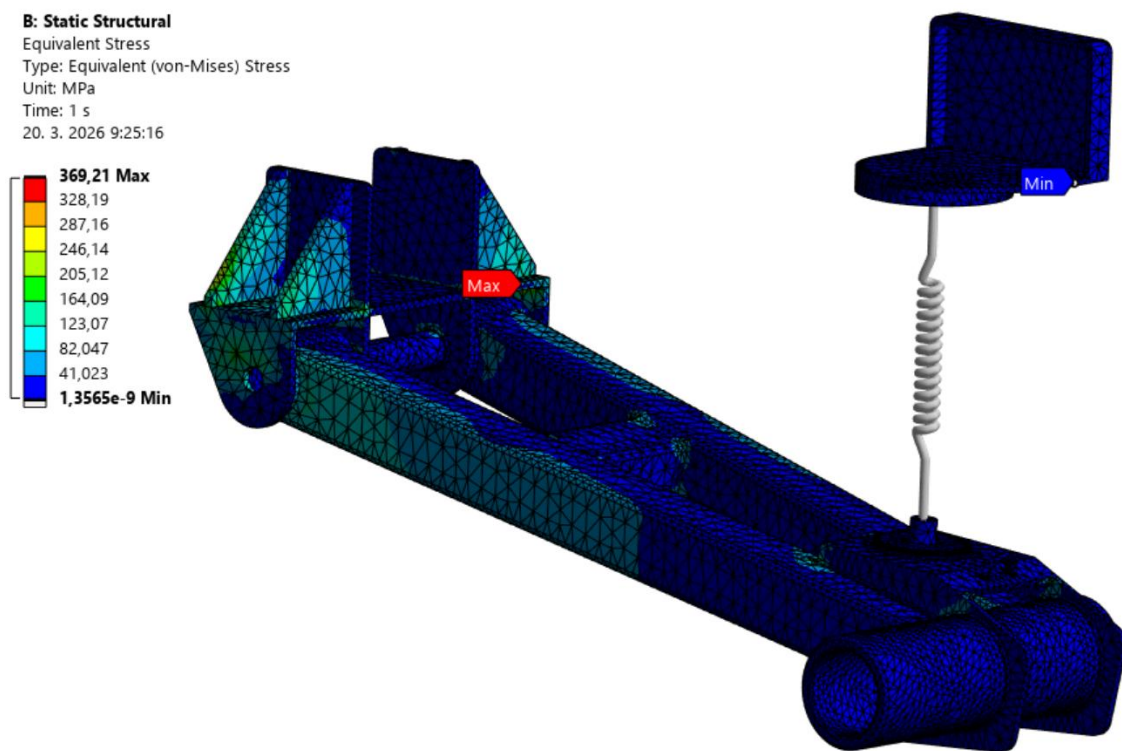
- A** Displacement
- B** Displacement 2
- C** Force 2: 6300, N



Obr. 5.18: Okrajové podmienky zostavy vlečných ramien



Obr. 5.19: Sieť MKP zostavy vlečného ramena pozostávajúca z 106417 uzlov a 55185 elementov s veľkosťou 5 mm



Obr. 5.20: Redukované napätie v zostave vlečných ramien

Z obr. 5.17 je zreteľne vidieť, že ak sa bude vozík pohybovať rýchlosťou 70 km/h a viac a bude prechádzať pomerne ostrou zákrutou vo veľmi nerovnom teréne, bude bezpečnosť pod hodnotu jednej, čo znamená riziko poškodenia materiálu.

Aby sa požadovaná bezpečnosť docielila, bude odporúčané sa s vozíkom v zákrutách pohybovať maximálne rýchlosťou 60 km/h, alebo sa musí navýšiť šírka pomocného rámu, nakoľko je to kritickým miestom v zostave, kde pôsobí najvyššie napätie.

5.3.1 Návrh a výpočet tlačnej pružiny

Výpočet sily:

$$F = m \cdot g = (m_{lafety} + m_{vozíka}) \cdot g = (650 + 168) \cdot 9,81 = 8024,58 \text{ N} \quad (20)$$

Sila na každú pružinu potom predstavuje hodnotu 4012,29 N.

Na základe stanovenej sily a konštrukčným obmedzeniam, ktoré požadujú, aby voľná dĺžka pružina bola v rozmedzí 195 – 205 mm sa namiesto vlastného návrhu pružiny použila pružina z katalógu výrobcu HENNLICH Industrietechnik [9], ktorá zodpovedala požadovaným rozmerom. Rozmery pružiny sú:

- dĺžka pružiny vo voľnom stave $L_0 = 200 \text{ mm}$,
- dĺžka pružiny pri plnom zaťažení $L_n = 119,6 \text{ mm}$,
- stredný priemer pružiny $D = 64 \text{ mm}$,
- priemer drôtu $d = 12 \text{ mm}$,
- tuhosť pružiny $k = 108,76 \text{ N/mm}$.

Z parametrov pružiny sa môže ďalej stanoviť: stlačenie pružiny a určenie rezervy pružiny, stanovenie napätia v pružine a určenie bezpečnosti

Stlačenie pružiny [9]:

$$F = k \cdot \Delta x \rightarrow \Delta x = \frac{F}{k} = \frac{4012,29}{108,76} = 36,9 \text{ mm} \quad (21)$$

Z toho plyní rezerva o hodnote 43,5 mm.

Napätie pôsobiace v pružine [8]:

$$\tau = K_B \frac{8FD}{\pi d^3} = \frac{4C + 2}{4C - 3} \cdot \frac{8FD}{\pi d^3} = \frac{4 \cdot \frac{64}{12} + 2}{4 \cdot \frac{64}{12} - 3} \cdot \frac{8 \cdot 4012,29 \cdot 64}{\pi \cdot 12^3} = 481,58 \text{ MPa} \quad (22)$$

kde: $C = \frac{D}{d}$.

Určenie medze pevnosti R_m [8]:

$$R_m \approx 2330 - 900 \log d \approx 1358,73 \text{ MPa} \quad (23)$$

Dovolené šmykové napätie R_{se} [8]:

$$R_{se} = 0,45 \cdot R_m = 611,43 \text{ MPa} \quad (24)$$

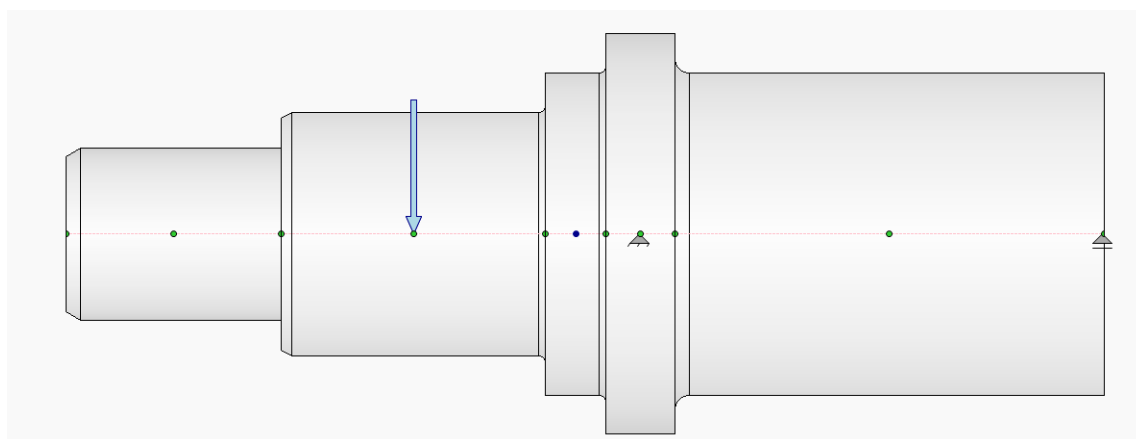
Bezpečnosť voči medznému stavu pevnosti:

$$k_k = \frac{R_{se}}{\tau} = 1,27 \quad (25)$$

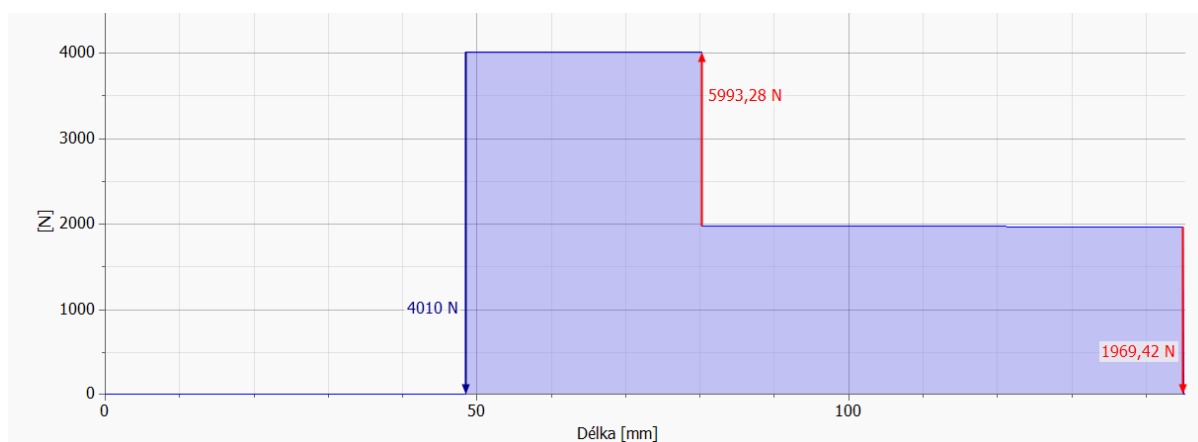
5.3.2 Návrh a výpočet osi kola

Výpočet osi a posúdenie jej výsledných vnútorných účinkov (VVÚ) bol realizovaný prostredníctvom aplikácie Design Accelator v programe Autodesk Inventor, ktorý umožňuje numerickú pevnostnú analýzu osy a vykreslenie priebehov napätia od posúvajúcej sily a ohybového momentu. Ako materiál hriadeľa sa zvolila oceľ S355, nakoľko sa osa zavarí do konštrukcie ramena.

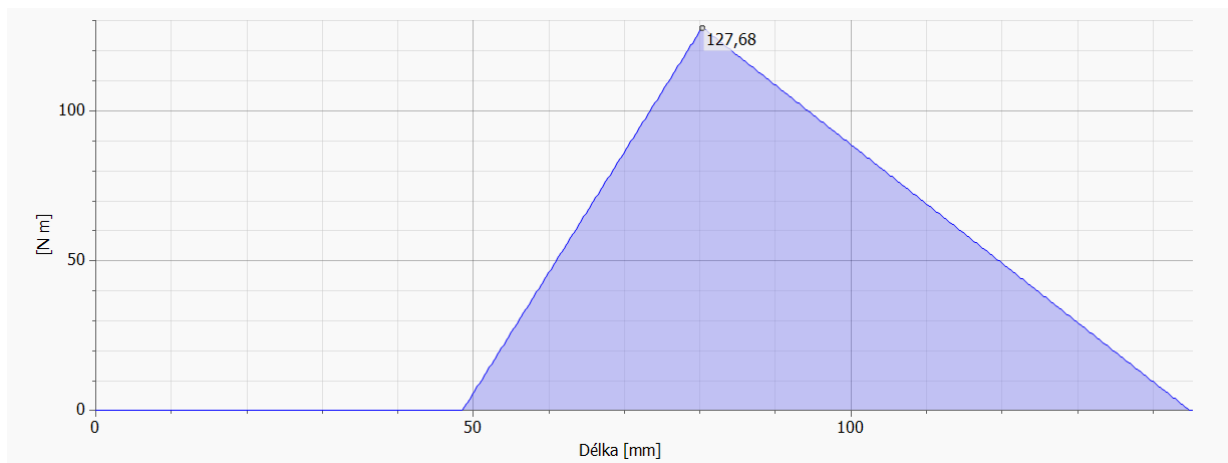
Do aplikácie Design Accelator sa vložili všetky potrebné vstupné parametre, medzi ktoré patrí: rozmery osy, zaťažujúca sila a jej miesto pôsobenia a nakoniec väzby. Následne po vykonaní výpočtu je možné obdržať všetky potrebné výstupy z pevnostnej analýzy.



Obr. 5.21: Určenie väzieb a pôsobisko sily



Obr. 5.22: Priebeh počúvajúcej sily pri statickom zaťažovaní



Obr. 5.23: Priebeh ohybového momentu pri statickom zaťažovaní

Po výpočte sa obdržali výsledky, ktoré sú:

- maximálne napätie v ose: $\sigma_{max,1} = 20,72 \text{ MPa}$,
- maximálny priehyb: $y_{max,1} = 0,012 \text{ mm}$.

Na základe výsledkov sa stanovila bezpečnosť osi, ktorá predstavuje hodnotu $k_k \approx 17$, táto hodnota predstavuje bezpečnosť hriadeľa pri statickom zaťažení bez rázov.

Keďže sa bude vozík prevažne pohybovať v terénne je namieste uvažovať rázy od vozovky. Rázový súčiniteľ bude $f_d = 2$, čo zvyšuje veľkosť sily a aj pôsobiaceho napätia. Veľkosť maximálneho napätia v ose je $\sigma_{max,2} = 41,41 \text{ MPa}$, bezpečnosť osi pri rázovom zaťažení je $k_k \approx 8,6$.

5.3.3 Pevnostná kontrola ložiska

Pri spracovaní výpočtu ložiska je uvažované ložisko BAH-0092 [10] neštandardizovaného typu, v uvedenom liste technických parametrov sú zadané len hodnoty základnej dynamickej a statickej únosnosti, ktoré sú: $C = 37,1 \text{ kN}$ a $C_o = 32,5 \text{ kN}$.

Pri výpočte ložiska a bezpečnosti bolo nevyhnutné určiť zaťažujúcu silu, teda zistiť hodnotu ekvivalentného zaťaženia P , rovnica pre výpočet [9]:

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (26)$$

kde X - radiálny koeficient, Y - axiálny koeficient, F_r – sila v radiálnom smere [N] a F_a – sila v axiálnom smere [N] [8].

Sila v radiálnom smere sa jednoducho zistila z hmotnosti vozíka a predstavuje hodnotu 8024,6 N, táto sila pôsobí na obe ložiská. Nakoľko sa bude vozík pohybovať väčšinu času v terénne je nutné počítať s nerovnosťou povrchu, ktorá je charakterizovaná súčiniteľom

vonkajších dynamických síl f_d [8] . Ďalej je nutné určiť veľkosť axiálnej sily pri prejazde zákrutou, keďže veľkosť tejto sily je závislá na rýchlosti a polomere zákruty nedá sa jej veľkosť charakterizovať len jedným číslom, preto v tab. sú vyobrazené hodnoty axiálnej a radiálnej sily v závislosti na druhu terénu, rýchlosti a polomere zatáčky.

Vstupné predpoklady:

- Zaťaženie vonkajšieho ložiska pri prejazde zákrutou bude 80% z celkovej zaťažujúcej sily.
- Parametre X a Y budú: $X = 0,63$, $Y = 0,78$, nakoľko je toto ložisko neštandardizovaného typu budú tieto hodnoty brané z ložiska 3207-A, keďže disponuje podobnou konštrukciou ako ložisko BAH-0092, metodika výpočtu a konkrétne hodnoty sú použité podľa výrobcu [11].

Tab. 5-1: Hodnoty ekvivalentného zaťaženia P, v závislosti na vstupných parametroch

	Rýchlosť [km/h]	Polomer [m]	Súčiniteľ vonkajších dynam. síl	Radiálna a sila [N]	Axiálna sila [N]	Ekvivalentné zaťaženie [N]	Bezpečnosť
Poľná cesta	30	15	1,5	9630	3796	9027	3,6
Lesná cesta	50	30	2	12838	5273	12201	2,7
Rýchla jazda	70	50	2	12838	6201	12925	2,5

Z tab. 5.1 vyplýva, že pri prejazde veľmi nespevnenou lesnou cestou a pri rýchlej jazde v nerovnomernom teréne bezpečnosť prevyšuje hodnotu 2, čo značí vysokú istotu nepoškodenia ložiska.

5.4 Doplnujúce konštrukčné prvky a normalizované súčiastky

Ťažné zariadenie

Na pripojenie vozíka k ťažnému vozidlu slúži štandardizované ťažné zariadenie KNOTT KQ14-A [12]. Tento prvok je k hlavnému rámu uchytený pomocou normalizovaných skrutkových spojov, čo uľahčuje jeho prípadnú výmenu v prípade poškodenia alebo opotrebenia. Ochrana samotnej ťažnej spojky je zaistená ostruhou, prichytenou pod spojkou.

Kolesá a uloženie nápravy

Pre zabezpečenie plynulého pohybu vozíka v teréne a bežnej asfaltovej ceste boli zvolené pneumatiky BKT AW 702 o rozmere 6.00-16 6PR [13]. Výber konkrétneho typu kolies bol podmienený celkovou maximálnou hmotnosťou naloženého vozíka a požiadavkou na univerzálnosť. Ďalej bol použitý náboj KNOTT 112x5 [16] pre uchytenie kolesa a uloženie ložiska.

Manipulačné madlá

Pre uľahčenie ručnej manipulácie s vozíkom, najmä pri jeho pripájaní, odpájania a presúvaní na krátke vzdialenosti bez ťažného vozidla, sú na ráme privarené manipulačné madlá. Sú zhotovené z oceľovej rúrky s priemerom 20 mm. Ich umiestnenie bolo zvolené s ohľadom na ergonómiu obsluhy [14].

Spojovací materiál

Všetky rozoberateľné spoje na konštrukcii sú realizované pomocou štandardného spojovacieho materiálu (skrutky, matice, podložky) v pevnostnej triede 8.8. Pre zamedzenie uvoľnenia spojov vplyvom vibrácií počas jazdy sú na kritických miestach použité samo poistné matice.

Výškovo nastaviteľná oporná noha

Pre zaistenie stability vozíka po jeho odpojení od ťažného vozidla a pre uľahčenie celkovej manipulácie je na prednej časti rámu inštalovaná oporná noha AL-KO 410/590 mm [15]. Výrobcom udávaná maximálna statická nosnosť tejto opornej nohy je 500 kg. Táto hodnota s bezpečnou rezervou postačuje na prenesenie zvislého zaťaženia.

6 DISKUSIA

V rámci diskusie o navrhnutom riešení je potrebné vyzdvihnúť proces prípravy, ktorý predchádzal samotnému návrhu. Vzhľadom na to, že nebolo možné vykonať úplnú demontáž systému na jednotlivé súčiastky, meranie prebiehalo metódou externej analýzy. To viedlo k určitému stupňu zjednodušenia 3D modelu, kde nie sú zahrnuté vnútorné niektoré konštrukčné a ovládacie prvky a skryté mechanizmy, nakoľko nemali priamy vplyv na vonkajšiu stavbu podvozka, alebo sa predpokladá ich modernizácia. Tento prístup je však v rámci reverzného inžinierstva prípustný, nakoľko prioritou bolo stanovenie hlavných rozmerov pre návrh nového rámu a určenie globálnej polohy ťažiska. Pri návrhu konštrukcie vozíka bolo kľúčové, aby sa ťažisko nachádzalo za osou kolies (bližšie ku ťažnému vozidlu), aby sa predišlo prevráteniu lafety pri jej manipulácií. Ďalej je potrebné zdôrazniť, že v čase merania a následného modelovania sa na lafete nenachádzala hlavná výzbroj (dvojica 14,5 mm guľometov KPV) ani zásoba munície. Keďže presná výkresová dokumentácia k týmto komponentom nie je verejne dostupná, v simuláciách sa pracovalo s odľahčenou verziou systému.

Najvýraznejším prínosom modernizácie je redukcia celkovej hmotnosti o 52 % (z pôvodných cca 350 kg na 168 kg). Tento výsledok sa dosiahol zmenou hlavného trubkového profilu rámu za dutý štvorcový profil, štvorcový profil bol zámerne vybraný kvôli lepšej možnosti uchytania prídavných prvkov a jednoduchšej výrobe. Výraznou zmenou prešlo aj samotné odpruženie a vedenie nápravy, kde boli zamenené pôvodné ťažké listové pružiny vinutými pružinami spolu s dvojicou vlečných ramien, táto samotná zmena prispela najviac ku zníženiu celkovej hmotnosti podvozku. Ďalej bolo ťažné oko nahradené modernou ťažnou spojkou, aby sa zväčšila kompatibilita s ťažnými vozidlami.

7 ZÁVER

Cieľom predloženej bakalárskej práce bol návrh modernizácie konštrukcie podvozka vojenského systému ZPU-2 za účelom zlepšenia jeho ovládateľnosti, zníženia hmotnosti a zvýšenia kompatibility s modernými prvkami. Na základe dosiahnutých výsledkov možno konštatovať, že hlavný cieľ i všetky čiastkové ciele boli splnené.

V prvej fáze bola vykonaná rešerš a analýza pôvodného stavu, ktorá si vyžiadala aplikáciu reverzného inžinierstva pre získanie geometrických a hmotnostných parametrov. Z vytvorených koncepčných návrhov bola následne vybraná optimálna verzia využívajúca dutý štvorcový profil a vinuté pružiny s tlmičmi.

Dôležitým bodom práce bolo posúdenie silového namáhania. Softvérové pevnostné výpočty nového rámu potvrdili, že konštrukcia bezpečne prenáša prevádzkové zaťaženie, pričom ťažisko bolo zámerne posunuté za os kolies pre zaistenie stability pri manévrovaní s vozíkom. Finálny návrh bol následne spracovaný do podoby kompletnej výkresovej dokumentácie.

Najvýraznejším prínosom práce je radikálna redukcia hmotnosti o 52 % (z cca 350 kg na 168 kg). Táto úspora hmotnosti v kombinácii s inštaláciou moderného ťažného zariadenia splnila hlavný cieľ práce – lafeta je po novom ľahko ovládateľná a plne kompatibilná na prepravu za bežnými terénnymi vozidlami.



Obr. 7.1: ZPU-2 s modernizovaným podvozkom

8 ZOZNAM POUŽITÝCH ZDROJOV

- [1.] **VLK, František.** *Podvozky motorových vozidel: pneumatiky a kola: zavěšení kol, nápravy: odpružení: řídicí ústrojí: brzdové soustavy.* 2. vydání. Brno, 2003. ISBN 80-238-5274-4..
- [2.] **MINISTERSTWO OBRONY NARODOWEJ.** *Instrukcja piechoty: 14,5 mm podwójnie sprzężony przeciwniczy karabin maszynowy (PKM-2): opis i utrzymanie* [online]. Warszawa: Wydawnictwo Ministerstwa Obrony Narodowej, 1956. 394 s. [cit. 2026-04-20]. Dostupné z: <https://djvu.online/file/Iw3YF8YoVzoeW>
- [3.] **HOELTGEBAUM, Thiago, Rafael Alfredo LUFT, Jeanine Machado ELISII a Rodrigo de Souza VIEIRA.** A Design Comparison between Coil Springs and Torsion Bars. *SAE Technical Paper* [online]. SAE International, 2012 [cit. 2026-04-20]. Dostupné z: <https://www.researchgate.net/publication/258720019>
- [4.] **ELUC ELEKTRONICKÁ UČEBNICE.** *Druhy odpružení.* Online. 2014. Dostupné z: <https://eluc.ikap.cz/lekce/druhy-odpruzeni>. [cit. 2026-04-21].
- [5.] **BEDNÁŘ, Marek.** Jak funguje vzduchové odpružení a proč jej v osobních autech nevidáme častěji? *Autoforum.cz* [online]. 2016, 25.6.2016 [cit. 2026-04-20]. Dostupné z: <https://www.autoforum.cz/technika/jak-funguje-vzduchove-odpruzeni-a-proc-jej-v-osobnich-autech-nevidame-castěji/>
- [6.] **KŘÍŽ, Rudolf a kol.** *Stavba a provoz strojů I: Části strojů.* [online]. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 2019 [cit. 2026-04-20]. Dostupné z: <https://www.pslib.cz/ales.najman/archiv%202019/%20SPS%20-%20literatura/SPS-1---%C4%8D%C3%A1sti-stroj%C5%AF.pdf>
- [7.] **PTÁČEK, Luděk a kol.** *Nauka o materiálu II.* 2. opravené a rozšířené vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2002. ISBN 80-7204-248-3.
- [8.] **SHIGLEY, Joseph Edward; MISCHKE, Charles R. a BUDYNAS, Richard Gordon, HARTL, Martin a VLK, Miloš (ed.).** *Konstruování strojních součástí. Překlady vysokoškolských učebnic, sv. 3.* V Brně: VUTĚM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [9.] **HENNLICH S.R.O.** *Katalógový list: Nástrojové pružiny* [online]. Litoměřice: HENNLICH [cit. 2026-04-20]. Dostupné z: <https://www.hennlich.cz/springs/tlacne-pruziny-z-pruzinove-oceli/>
- [10.] **SKF GROUP.** BAH-0092: Wheel bearing unit. *SKF.com* [online]. 2026 [cit. 2026-04-20]. Dostupné z: <https://www.skf.com/us/products/productid-BAH-0092>
- [11.] **SKF GROUP.** SKF 3207 A: Double row angular contact ball bearing. *SKF.com* [online]. 2026 [cit. 2026-04-20]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/angular-contact-ball-bearings/double-row-angular-contact-ball-bearings/productid-3207%20A>
- [12.] **KNOTT.** Ťažná spojka KNOTT KQ14-A (1400 kg). *Vapp.cz* [online]. 2026 [cit. 2026-04-20]. Dostupné z: <https://www.vapp.cz/tazna-spojka-knott-kq14-a-1400-kg-50x50-mm-h12v12-p429/>

- [13.] **BKT**. Pneumatika 6.00-16 TT BKT AW 702 6PR. *E-agropneu.sk* [online]. 2026 [cit. 2026-04-20]. Dostupné z: <https://www.e-agropneu.sk/pneumatiky/6-00-16-tt-bkt-aw-702-6pr-k16571.htm>
- [14.] **BH STEEL S.R.O.** Ocel'ové rúry zvarané: rozmerová tabuľka a technické špecifikácie. *Bhsteel.sk* [online]. 2026 [cit. 2026-04-20]. Dostupné z: <http://www.bhsteel.sk/rury-zvarane.html>
- [15.] **AL-KO**. Operná noha nastaviteľná a sklopná (500 kg). *Vapp.sk* [online]. 2026 [cit. 2026-04-20]. Dostupné z: <https://www.vapp.sk/oporna-noha-nastavitelna-a-sklopna-410-590-mm-al-ko-500-kg-p3403/>
- [16.] **KNOTT**. Náboj nebrzdený KNOTT 112x5 L/LV. *Vapp.sk* [online]. 2026 [cit. 2026-04-20]. Dostupné z: <https://www.vapp.sk/naboj-nebrzdeny-knott-112x5-l-lv-vr-loziska-p2374/>

9 ZOZNAM POUŽITÝCH SKRATIEK, SYMBOLOV A VELIČÍN

9.1 Príklady použitých fyzikálnych veličín

σ_o	ohybové napätie
M_o, M_k	momenty – ohybové, krútiaci
σ_{Dov}	dovolené napätie v ohybe
k	tuhosť pružiny
τ_K	krutové napätie
W_o, W_k	moduly prierezov
φ	uhol skrútenia
J_p	polárny kvadratický moment prierezu
G	modul pružnosti vo šmyku
F_p	sila vzduchovej pružiny
$F_{A,y}$	sila v miesta A, v smere osy y
$F_{B,y}$	sila v mieste B, v smere osy y
F_C	sila hmotnosti od lafety
M_A	moment v bode A
$\sigma_{D,sv}$	dovolené napätie v zvare
a	prevodový súčiniteľ
Re	medza klzu
τ'	napätie od posúvajúcej sily
τ''	napätie od ohybového momentu
Rm	medza pevnosti
K_B	Bergsträsserov súčiniteľ

R_{se}	dovolené šmykové napätie
P	ekvivalentné zaťaženie
F_r	sila pôsobiaca v radiálnom smere
F_a	sila pôsobiaca v axiálnom smere
X, Y	radiálny, axiálny koeficient
f_d	súčiniteľ vonkajších dynamických síl

10 ZOZNAM OBRÁZKOV A GRAFOV

Obr. 2.1: Jednostranná parabolická pružina majúca vlastnosti nosníku stálej pevnosti (upravené podľa [1])	14
Obr. 2.2: Prevedenie troch rôznych listových pružín pri zaťažení 52kN; horná pružina má hmotnosť 124kg, pružina uprostred má 87kg a spodná má 58kg (upravené podľa [1]).....	14
Obr. 2.3: Priečny prierez zväzku listov	15
Obr. 2.4: Použitie listovej pružiny u podvozku ZPU-2 (upravené podľa [2]).....	15
Obr. 2.5: Vybrané parametre vinutej pružiny (upravené podľa [3, Fig.1])	16
Obr. 2.6: Schéma uloženia torznej tyče (upravené podľa [3, Fig. 3]).....	17
Obr. 2.7: Základné typy vzduchových pružín; a) membránová pružina, b) vaková pružina (upravené podľa[1])	18
Obr. 2.8: Hydropneumatická pružiaca jednotka Citroën (upravené podľa [1]).....	19
Obr. 2.9: Druhy skutkových spojov: a) skrutka s maticou, b) zaskrutkovanie do telesa, c) spoj so závrtnou skrutkou (upravené podľa [6]).....	20
Obr. 2.10: Označenie a vlastnosti elektród [8]	24
Obr. 3.1: Nosné prvky lafety	27
Obr. 3.2: Listové pružiny podvozku	28
Obr. 3.3: Ťažné oko.....	28
Obr. 3.4: 3D model lafety ZPU-2 so zaznačeným ťažiskom.....	29
Obr. 4.1: Koncept 1	32
Obr. 4.2: Pohľad zboku konceptu 1	33
Obr. 4.3: Pohľad spredu konceptu 1	33
Obr. 4.4: Koncept 2.....	34
Obr. 4.5: Pohľad zboku konceptu 2	34
Obr. 4.6: Pohľad spredu konceptu 2	35
Obr. 4.7: Koncept 3	35
Obr. 4.8: Pohľad zboku konceptu 3	36
Obr. 4.9: Detail úpravy uhlu nosnej konštrukcie	36
Obr. 4.10: Pohľad spredu konceptu 3	37
Obr. 5.1: Finálna verzia vozíka.....	38
Obr. 5.2: Finálna verzia, pohľad zboku.....	39

Obr. 5.3: Finálna verzia, pohľad spredu	39
Obr. 5.4: Jednotlivé konštrukčné prvky	40
Obr. 5.5: Rozloženie síl	41
Obr. 5.6: Okrajové podmienky pri statickom zaťažovaní	42
Obr. 5.7: Sieť MKP rámovej konštrukcie	42
Obr. 5.8: Deformácia konštrukcie	43
Obr. 5.9: Rozloženie napätia v konštrukcii a napätie v kritických miestach	43
Obr. 5.10: Základné rozmery háku	45
Obr. 5.11: Určenie okrajových podmienok.....	45
Obr. 5.12: Sieť MKP závesného háku obsahuje 45288 uzlov a 25649 elementov, elementov s veľkosťou 2 mm.	46
Obr. 5.13: Deformovaný tvar.....	46
Obr. 5.14: Redukované napätie	47
Obr. 5.15: Zaťaženie háku silou F od miest zvaru	47
Obr. 5.16: Určenie okrajových podmienok a sieť MKP (sieť obsahuje 11235 uzlov a 6001 elementov o veľkosti 2 mm).....	49
Obr. 5.17: Redukované napätie v otvoroch pre čap	49
Obr. 5.18: Okrajové podmienky zostavy vlečných ramien	50
Obr. 5.19: Sieť MKP zostavy vlečného ramena pozostávajúca z 106417 uzlov a 55185 elementov s veľkosťou 5 mm	51
Obr. 5.20: Redukované napätie v zostave vlečných ramien	51
Obr. 5.21: Určenie väzieb a pôsobisko sily	53
Obr. 5.22: Priebeh počúvajúcej sily pri statickom zaťažovaní.....	53
Obr. 5.23: Priebeh ohybového momentu pri statickom zaťažovaní.....	54
Obr. 7.1: ZPU-2 s modernizovaným podvozkom	58

11 ZOZNAM TABULIEK

Tab. 2-1: Porovnanie vlastností rozoberateľných spojov [6].....	22
Tab. 2-2: Materiály používané pri zvaraní [6]	23
Tab. 2-3: Porovnanie vlastností nerozoberateľných spojov [6]	26
Tab. 5-1: Hodnoty ekvivalentného zaťaženia P, v závislosti na vstupných parametroch ..	55

12 ZOZNAM PRÍLOH

Model vozíka – model.iam

Výkres zostavy vozíka – BK_000

Výkresy súčastí

- Rámová konštrukcia – BK_001
- Háč – BK_002
- Pomocný rám – BK_003
- Osa – BK_004
- Otvor pre čap-pravý – BK_005
- Otvor pre čap-ľavý – BK_006
- Náboj s osou – BK_007
- Rameno-pravé – BK_008