



**FAKULTA
ŠTOJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

**Návrh vozíku a jeho dráhy pro zkušební
akcelerační stanoviště**

**Design of the carriage and its track for the
acceleration test stand**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2019

Adam BABOR

Studijní program: N2301 ŠTOJNÍ INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika

Vedoucí práce: Ing. Zdeněk Češpíro, Ph.D.

Prohlášení:

Prohlašuji, že svou diplomovou práci „Návrh vozíku a jeho dráhy pro zkušební akcelerační stanoviště“ — jsem zpracoval samostatně, pod vedením vedoucího diplomové práce a s použitím odborné literatury a dalších informačních pramenů, které jsou citovány v práci a uvedeny v seznamu použitých zdrojů na konci práce. Jako autor uvedené diplomové práce dále prohlašuji, že jsem v souvislosti s jejím vytvořením neporušil autorská práva třetích osob.

V Praze dne 10. června 2019

Adam Babor

Poděkování:

Rád bych touto cestou poděkoval Ing. Zdeňku Češpírovi, Ph.D. za vedení diplomové práce, za odborné rady a cenné připomínky při jejím vypracování. Dále bych rád poděkoval za spolupráci mým kolegům Bc. Karlu Mládkovi, Bc. Petru Janíkovi, Bc. Jakubu Petrásovi a Martinu Procházkovi za spolupráci na projektu, jehož součástí byla tvorba mé diplomové práce.

Anotační list

Jméno autora:	Adam Babor
Název BP:	Návrh vozíku a jeho dráhy pro zkušební akcelerační stanoviště
Anglický název:	Design of the carriage and its track for the acceleration test stand
Rok:	2019
Studijní program:	N2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ
Obor studia:	2301T047 Dopravní, Letadlová a transportní technika
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí BP:	Ing. Zdeněk Češpíro, Ph.D.
Konzultant:	Ing. Jasoň Hampl
Bibliografické údaje:	počet stran: 62 počet obrázků: 65 počet tabulek: 4 počet příloh: 1
Klíčová slova:	vozík, akcelerační testy, dráha
Keywords:	carriage, acceleration tests, track
Anotace:	Obsahem předkládané diplomové práce je návrh vozíku akceleračního zkušebního stanoviště včetně dráhy. Vozík bude použit na akcelerační testy komponentů používaných v automobilovém průmyslu. Součástí práce je návrh spouštění brzdného systému vozíku a návrh nouzového brzdění. Obsahem práce jsou kontrolní výpočty vybraných konstrukčních uzlů, které jsou důležité vzhledem k bezproblémovému provádění testů a vzhledem k bezpečnosti obsluhy zařízení.
Abstract:	The content of this diploma thesis is the design of the carriage on the acceleration test stand including the track. The carriage will be used for acceleration tests of components used in the automotive industry. Part of the thesis is the design of starting the braking system of the cart and the design of emergency braking. The content of the thesis is the control calculations of selected construction parts, which are important due to the trouble-free execution of the tests and the safety of the operator.

OBSAH

1. Úvod	1
2. Rešerše	2
2.1. Zkoušky pasivní bezpečnosti	2
2.2. Rozdělení zkušebních zařízení pasivní bezpečnosti	2
2.2.1. Decelerační zkoušky	3
2.2.1.1. Metodika zkoušky	3
2.2.2. Akcelerační zkoušky	5
3. Analýza prvního prototypu	6
3.1. Princip funkce mechanického akceleračního standu	6
3.2. Analýza katapultu	6
3.2.1. Požadované změny na celém zařízení	7
3.2.1.1. Tuhý rám	7
3.2.1.2. Nežádoucí špička zrychlení	8
3.2.1.3. Vyměnitelné vačky	10
3.3. Analýza původního vozíku	10
3.3.1. Konstrukce rámu vozíku	11
3.3.2. Náprava, kola a vedení vozíku	11
3.3.3. Brzdění vozíku	12
4. Návrh vozíku a dráhy	15
4.1. Požadavky na zařízení	15
4.1.1. Hmotnost	15
4.1.2. Tuhost vozíku	16
4.1.3. Brzdění vozíku	16
4.1.4. Vedení vozíku	18
4.1.5. Nouzové brzdění	19
4.2. Návrh vozíku	19
4.2.1. Materiál	20
4.2.2. Výpočtový model	20
4.2.2.1. Určení těžiště	21
4.2.2.2. Výpočet reakcí při výstřelu	22
4.2.2.3. Výpočet reakcí při brzdění	24
4.2.2.4. Výpočet reakcí při nouzovém brzdění	25
4.2.2.5. Diskuze výsledků	27
4.2.3. Vedení vozíku	27
4.2.3.1. Prvotní návrh vedení	27
4.2.3.2. Kombinované rolny - výběr	28
4.2.3.3. Kombinované rolny – uchycení k vozíku	31
4.2.4. Konstrukční prvky na vozíku	34
4.2.4.1. Rozložení zatížení	34
4.2.4.2. Závitové díry pro uchycení testovaných součástí	35
4.2.4.3. Trubky vevařené do čela vozíku	35
4.2.4.4. Opěrný plech pro pylon	37

4.3.	Brzdění vozíku	38
4.3.1.	Brzdná dráha.....	38
4.3.2.	Spouštěcí mechanismus	38
4.3.2.1.	Lineární vačka	39
4.3.2.2.	Řez spouštěcím mechanismem	41
4.3.2.3.	Posouvání spouštěcího mechanismu.....	41
4.3.2.4.	Pružina spouštěcího mechanismu	42
4.3.2.5.	Axiální ložisko	42
4.3.2.6.	Seřizovací prvek	43
4.3.2.7.	Radiální ložisko	44
4.3.2.8.	Uložení ložiska	46
4.3.2.9.	Kontrola čepu na ohyb	46
4.3.2.10.	Kontrola rámu spouštěcího mechanismu.....	47
4.3.2.11.	Připojení spouštěcího mechanismu k vozíku.....	49
4.3.3.	Princip tlakování hydraulického okruhu	50
4.3.4.	Princip odtakování hydraulického okruhu	51
4.3.5.	Brzda	51
4.4.	Nouzové brzdění.....	52
4.5.	Návrh dráhy.....	53
4.5.1.	Použité normalizované profily	54
4.5.2.	Ustavení vodících kolejnic	54
4.5.3.	Uložení tyčí pro nouzové brzdění	55
4.5.4.	Evakuovaný prostor	55
4.5.4.1.	Vývěva.....	56
5.	Závěr.....	57
	Použitá literatura.....	58
	Seznam obrázků	59
	Seznam tabulek	61
	Seznam příloh.....	62

SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ

m_{celk}	[kg]	maximální hmotnost urychlované hmoty
m_n	[kg]	maximální hmotnost nástavby
m_d	[kg]	maximální dovolená hmotnost vozíku
m_p	[kg]	hmotnost pylonu
R_m	[MPa]	pevnost v tahu
R_{eH}	[MPa]	minimální mez kluzu
KV	[J]	minimální nárazová práce
F_V	[N]	setrvačná síla při výstřelu
R_A	[N]	reakce mezi rolnou a vedením
R_B	[N]	reakce mezi rolnou a vedením
h	[m]	výška těžiště
c	[m]	vzdálenost rolen
F_B	[N]	setrvačná síla při brzdění
F_T	[N]	brzdná síla
g	[m/s ²]	gravitační zrychlení
F_g	[N]	tíha
s	[m]	dráha
m_b	[kg]	hmotnost brzděné hmoty
a	[m/s ²]	zrychlení
t	[s]	čas
v	[m/s]	rychlost
F_n	[N]	setrvačná síla při nouzovém brzdění
F_R	[N]	síla na jednu rolnu
F_{e0}	[N]	ekvivalentní statické zatížení
X_0	[1]	výpočtový součinitel
Y_0	[1]	výpočtový součinitel
V	[1]	výpočtový součinitel
X	[1]	výpočtový součinitel
Y	[1]	výpočtový součinitel
C_0	[kN]	statická únosnost
C	[kN]	dynamická únosnost
s_0	[1]	statická bezpečnost
L_h	[hod]	trvanlivost
n	[1/min]	otáčky
F_{T0}	[N]	třecí síla
f	[1]	součinitel tření
F_{0c}	[N]	osová síla šroubů

F_{T1}	[N]	síla na jeden šroub
F_{o1}	[N]	osová síla jednoho šroubu
k	[1]	bezpečnost
F_{NP}	[N]	síla pružiny
v_{max}	[m/s]	maximální rychlost
d	[mm]	průměr
n_{ξ}	[1]	počet šroubů
M_{omax}	[Nmm]	maximální ohybový moment
σ_o	[MPa]	napětí v ohybu
W_o	[mm ³]	průřezový modul v ohybu
R_{emin}	[MPa]	minimální mez kluzu
k_o	[1]	bezpečnost v ohybu
n_t	[1]	počet testů

1. Úvod

Tématem předkládané diplomové práce je kompletní návrh vozíku a jeho dráhy pro akcelerační zkušební stanoviště použité při zkouškách pasivní bezpečnosti v automobilovém průmyslu včetně provedení výpočtů vybraných konstrukčních uzlů. Finálním výstupem je 3D model zpracovaný v softwaru Solid Edge a kontrolní výpočty. Soubor těchto výstupů byl předán firmě, která bude vyrábět dané zařízení.

Tato diplomová práce byla psána jako jedna z částí celku, který tvoří akcelerační zkušební stanoviště. Diplomová práce spadá pod projekt, který je společný pro zadávající firmu Dekra, vyrábějící firmu WStec a ČVUT. ČVUT se na projektu podílí jako autor návrhu v podobě 3D modelu a kontrolních výpočtů.

Projekt byl rozdělen mezi 4 studenty navazujícího magisterského studia a jednoho studenta bakalářského studijního programu. Výstupem činnosti každého studenta je závěrečná práce. Dané téma bylo autorem zvoleno z důvodu možnosti podílet se na vytváření reálného projektu, který bude následně vyroben a uveden do provozu. V minulosti byl již vytvořen jeden prototyp akceleračního zkušebního stanoviště. Ten však měl mnoho nedostatků, a proto bylo předmětem zkoumání tyto nedostatky odstranit. Na návrhu zařízení pracovala skupina studentů po dobu dvou let (celé navazující magisterské studium). V průběhu navrhování probíhaly konzultace se zadávající a výrobní firmou, díky kterým se projekt průběžně upravoval a dovedl do své finální podoby, jehož výstupem má být vyrobené zařízení.

Předkládaná diplomová práce je rozdělena do tří částí. První část je teoretická a je v ní popsána problematika zkoušek pasivní bezpečnosti komponent použitých v automobilovém průmyslu, ke kterým dané zařízení slouží. Čtenář je tím uveden do problematiky a umožní mu pochopit, proč bylo přistoupeno k návrhu takového zařízení.

Druhá část diplomové práce spočívala v analýze již prvního vyrobeného prototypu zařízení. Při testování prvního prototypu bylo odhaleno několik konstrukčních nedostatků. Proto bylo důležité tyto nedostatky lépe analyzovat a eliminovat je při návrhu nového prototypu

Ve třetí části (praktické) byl dán prostor kreativitě a je v ní popsán návrh celého zařízení a výběr materiálů pro jednotlivé komponenty. Součástí praktické části je návrh vozíku a také výpočty zatížení, která nastávají při jednotlivých pohybových stavech vozíku. Na tyto výpočty pak navazují návrhové výpočty dílčích konstrukčních uzlů použitých na vozíku. Dále jsou v praktické části popsány konstrukční prvky použité při návrhu dráhy.

Součástí vozíku je také brzda, která slouží k zastavení vozíku. Návrh brzdý zpracovával kolega z bakalářského studijního programu, který provedl zdařilý návrh brzd a spolupráce s ním byla obohacující.

Grafickým výstupem diplomové práce je 3D model celého zařízení, dle kterého bude následně probíhat výroba.

2. Rešerše

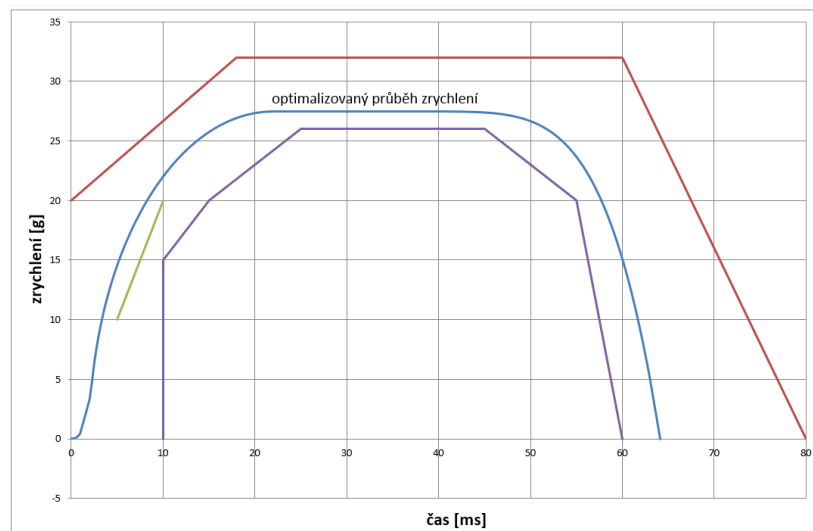
Teoretická část diplomové práce obsahuje základní údaje o zkouškách automobilových komponent z hlediska pasivní bezpečnosti. V teoretické části jsou rozebrány dva používané typy testovacích stanišť a jsou posouzeny jejich výhody a nevýhody.

2.1. Zkoušky pasivní bezpečnosti

Pasivní bezpečnost v automobilu zajišťují konstrukční zařízení, jejichž cílem je, v případě havárie vozidla, minimalizace následků havárie. Jedná se zejména o zádržné systémy, dětské sedačky a správně zkonstruované hlavové opěrky u sedadel. Při těchto zkouškách je vyvoláno zrychlení stejné jako nastává při nárazu automobilu, nicméně není zapotřebí používat celý automobil, ale vozík, na kterém je připevněna figurína a zkoušený prvek pasivní bezpečnosti. Dojde k vyvolání potřebného zrychlení (zpomalení) a tím k simulaci nárazu. Použití vozíku s figurínou výrazně snižuje náklady na vykonání jednotlivých testů – nedojde ke zničení celého vozidla, ale přesto jsou naměřeny potřebné hodnoty. Jednotlivé zkoušky podléhají normám EHK a při provádění zkoušek je nutné dodržovat metodiku předepsanou v těchto normách. [1]

2.2. Rozdělení zkušebních zařízení pasivní bezpečnosti

Při zkoušce je potřeba dosáhnout požadované zatěžovací křivky, která je specifikována v normě EHK pro danou zkoušku. Křivka je dána průběhem zrychlení (zpomalení) v závislosti na čase viz obr. 1.



obr. 1.: Křivka zrychlení

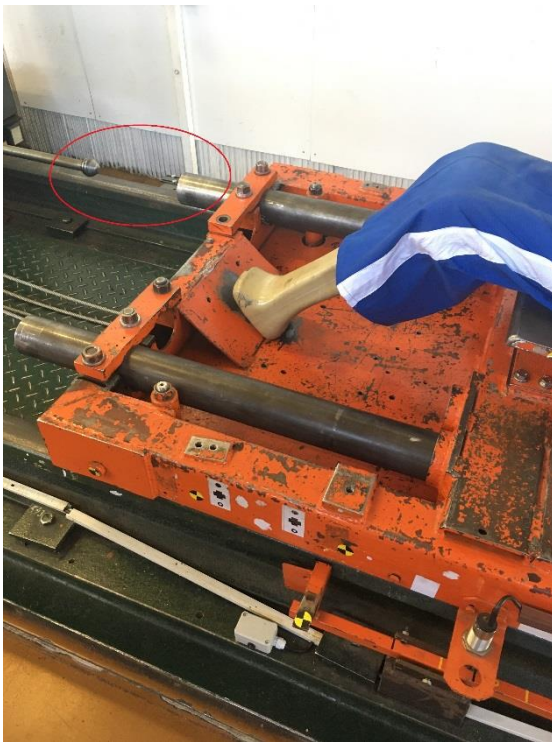
Na obr. 1 je modrou čarou zobrazen optimální průběh zrychlení. Červenou a fialovou čarou jsou zobrazeny „mantinely“, které křivka průběhu zrychlení nesmí překročit. Jednotlivé zkoušky pasivní bezpečnosti se dělí dle způsobu dosažení křivky zrychlení na decelerační a akcelerační.

2.2.1. Decelerační zkoušky

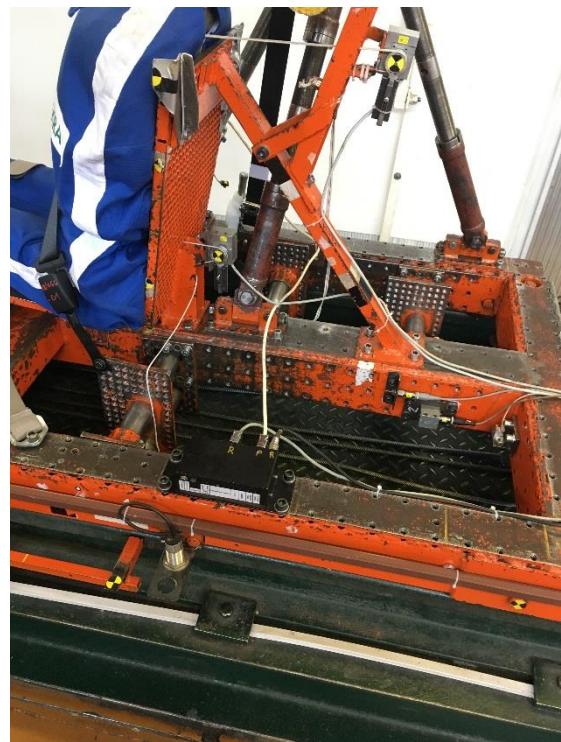
Decelerační zkoušky, jak už název napovídá, spočívají v simulaci nárazu pomocí vytvoření záporného zrychlení (prudkého zabrzdění vozíku). Jsou rozšířenější než akcelerační zkoušky. Větší rozšíření této metody spočívá v poměrně snadné proveditelnosti a jednoduchosti zkušebního zařízení.

2.2.1.1. Metodika zkoušky

Vozík je roztažen navijákem proti zádržnému systému a dochází k simulaci nárazu pomocí tyčí umístěných na dráze, která je pevně připevněna k zemi a trubek s polyuretanovými vložkami, které jsou umístěny na vozíku. Energie nárazu je pohlcena polyuretanem a přeměněna v teplo. Polyuretanové vložky je možno znovu několikrát použít. Po nárazu jsou polyuretanové vložky dány na určitou dobu do mrazícího boxu, kde je využito tepelných vlastností polyuretanu, který při snížené teplotě regeneruje téměř na původní stav.



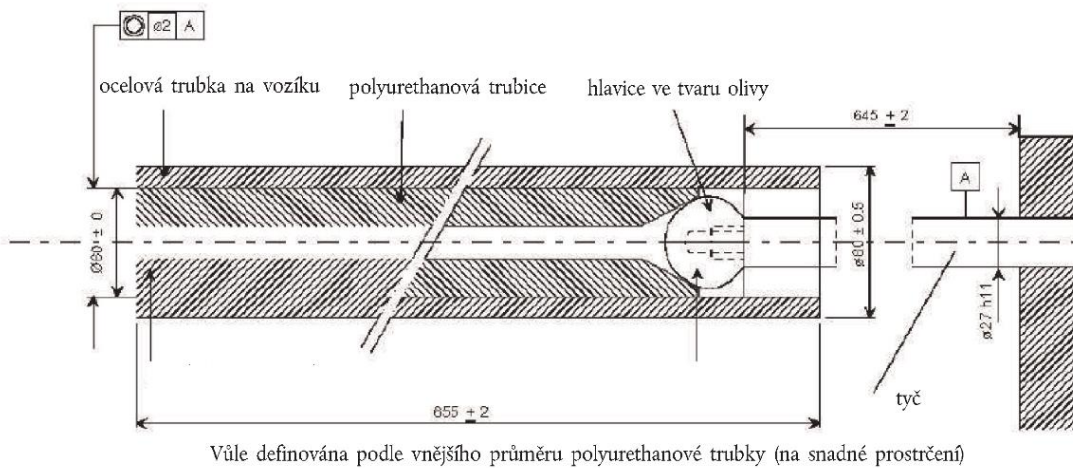
obr. 2.: Tyče a trubky pro vytvoření nárazu



obr. 3.: Sledovací zařízení

Na obrázku (obr. 2) jsou vidět tyče připevněné k dráze a trubky připevněné k vozíku, ve kterých jsou instalovány polyuretanové vložky.

Při zkouškách jsou na vozíku připevněna různá sledovací zařízení (akcelerometry) sloužící k vyhodnocení zkoušky viz obr.3.



obr. 4.: Trubka s vložkou [14]

Na obrázku (obr. 4) je blíže zobrazena trubka, ve které je polyuretanová vložka, do které se zasouvá tyč s hlavicí ve tvaru olivy.

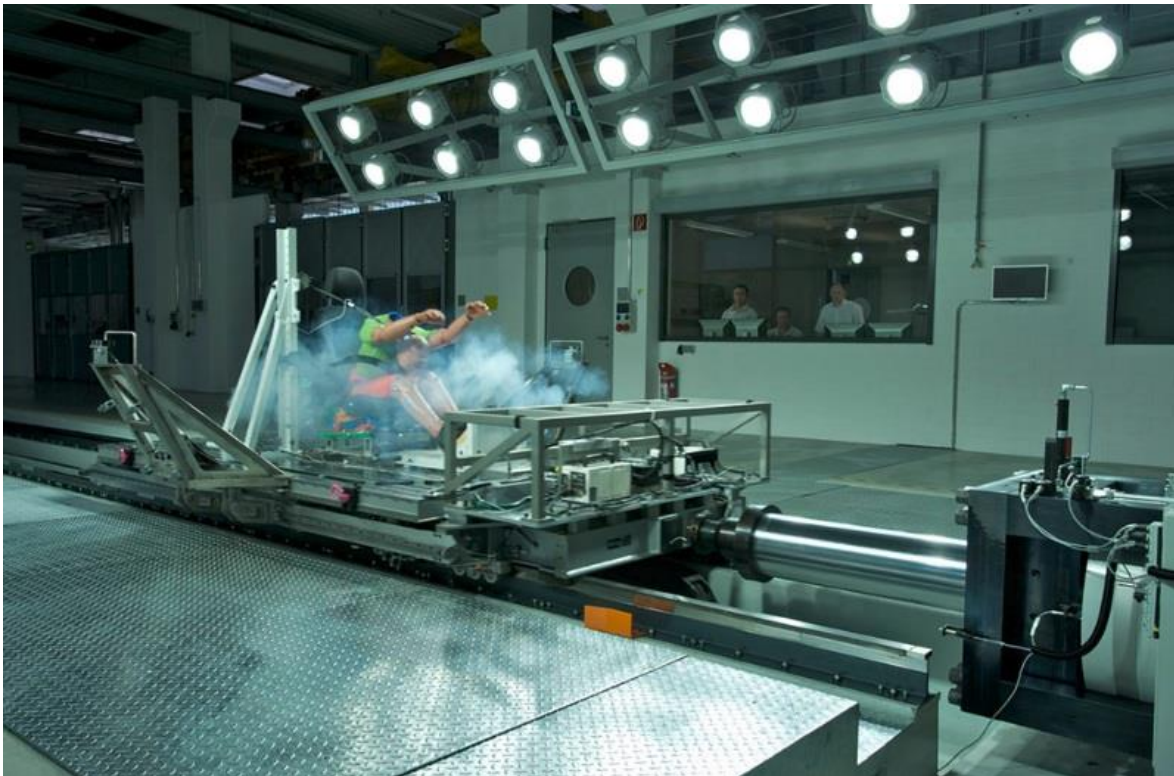
Na následujícím obrázku (obr. 5) jsou vidět použité kolečka, kterými je vozík přichycen ke dráze. Červeně označené kolečko se pohybuje po kolejnici a žlutě označené kolečko brání nadzvednutí zadní části vozíku při simulaci nárazu.



obr. 5.: Kolečka vozíku

2.2.2. Akcelerační zkoušky

Princip akceleračních zkoušek je v podstatě totožný s deceleračními. Rozdíl je pouze v principu dosažení potřebného průběhu zrychlení. U akceleračních zkoušek se křivka zaznamenává v samotném začátku zkoušky a zrychlení je vyvoláno vystřelením vozíku. V současné době se používají zařízení na hydraulickém principu. Tato zařízení však mají vysokou pořizovací cenu a není tedy možné, aby jimi byl vybaven každý výrobce, který se zabývá problematikou výroby nebo testování prvků pasivní bezpečnosti. Výrobou zmiňovaných zařízení se zabývá například firma Instron. Zařízení je zobrazeno na obr. 6. K výstřelu vozíku dochází pomocí tlakového oleje, který tlačí na píst, na jehož konci je připevněn vozík. [2]



obr. 6.: Hydraulický akcelerační stand [2]

Hlavní výhodou akceleračních zkoušek je možnost použití krátké dráhy, což umožňuje použití malého zástavbového prostoru v hale. Potřebný průběh zrychlení je zaznamenán za velmi krátkou dobu a vozík je schopen zabrzdit na výrazně kratší dráze, než je potřeba pro roztažení vozíku na potřebnou rychlost při deceleračních zkouškách.

3. Analýza prvního prototypu

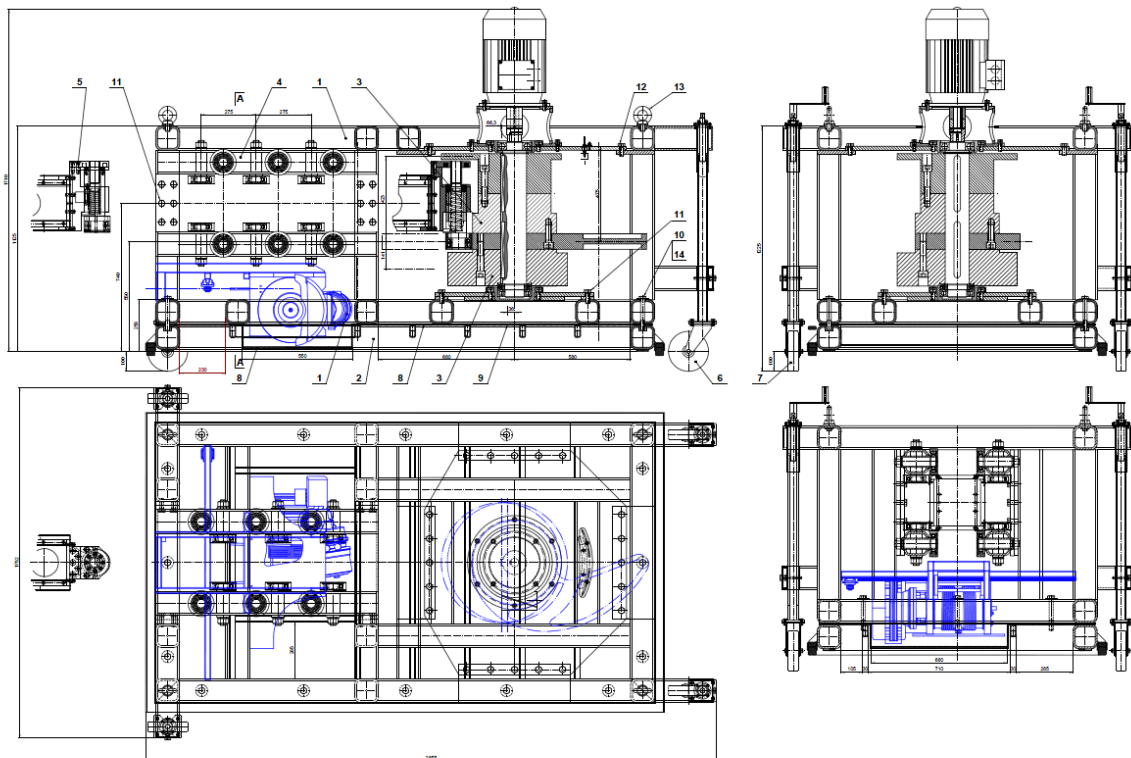
Praktická část diplomové práce obsahuje analýzu prvního prototypu mechanického akceleračního standu a následné posouzení použitelnosti stávajících řešení. Dále obsahuje návrh nového vozíku včetně jeho vedení, výpočty potřebné pro výběr jednotlivých dílů (ložiska, rolny apod.) a postup smontování a seřízení polohy vozíku v dráze.

3.1. Princip funkce mechanického akceleračního standu

Princip funkce je založen na základě rotující vačky nasazené spolu se setrvačníky na jednu hřídel a uložené v rámu. Rotující hřídel dává do pohybu pylon, který je veden pomocí kladek přichycených na rámu a odvalujících se po pylonu, který je pevně spojen s vozíkem. Pylon dává do pohybu vozík, na kterém jsou připevněny testované součásti spolu se zaznamenávacím zařízením, a to právě podle toho, o jaký typ zkoušky se v danou chvíli jedná. Pylon je uveden do pohybu pomocí rolny, která je vystřelena za pomoci stlačené pružiny, jež je v požadovaném okamžiku uvolněna vypnutím elektromagnetů, které pružinu drží ve stlačeném stavu. Tím dojde ke kontaktu rolny s rotující vačkou a dochází k pohybu pylonu.

3.2. Analýza katapultu

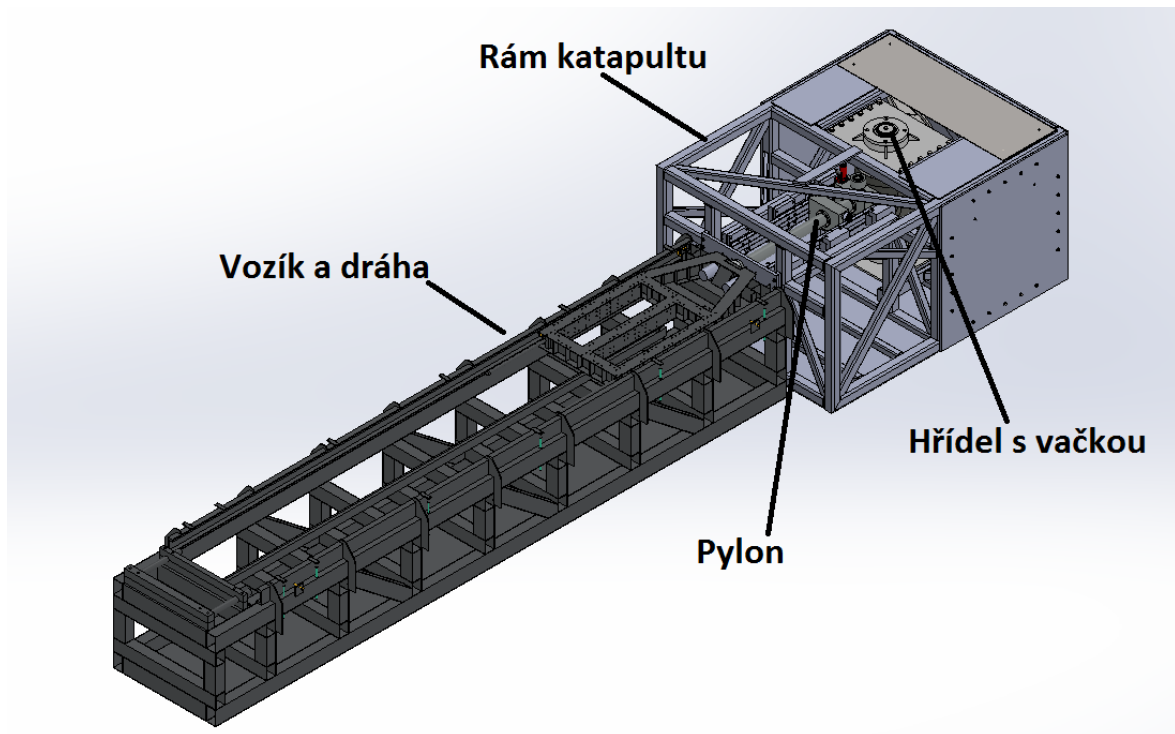
V minulosti již došlo k výrobě mechanického akceleračního stanoviště, a to firmou Dekra ve spolupráci s firmou WStec.



obr. 7.: Katapult – první prototyp

Vyrobené zařízení mělo řadu nedostatků, které mají být odstraněny při výrobě nového zkušebního zařízení. Při návrhu zařízení došlo k rozdělení na čtyři části, kdy každou z částí zpracoval jeden ze studentů. Navrhované zařízení bylo rozděleno na tyto části:

- Rám katapultu
- Pylon
- Hřídel a vačky
- Vozík a jeho dráha



obr. 8.: Nový koncept katapultu

Na obrázku (obr. 8) jsou názorně zobrazeny jednotlivé funkční celky celého zařízení. V předkládané diplomové práci je blíže rozpracován a popsán vozík a jeho dráha.

3.2.1. Požadované změny na celém zařízení

Po vyzkoušení prvního prototypu akceleračního testovacího stanoviště bylo zaznamenáno několik problémů, které bylo nutné výrobou druhého prototypu odstranit.

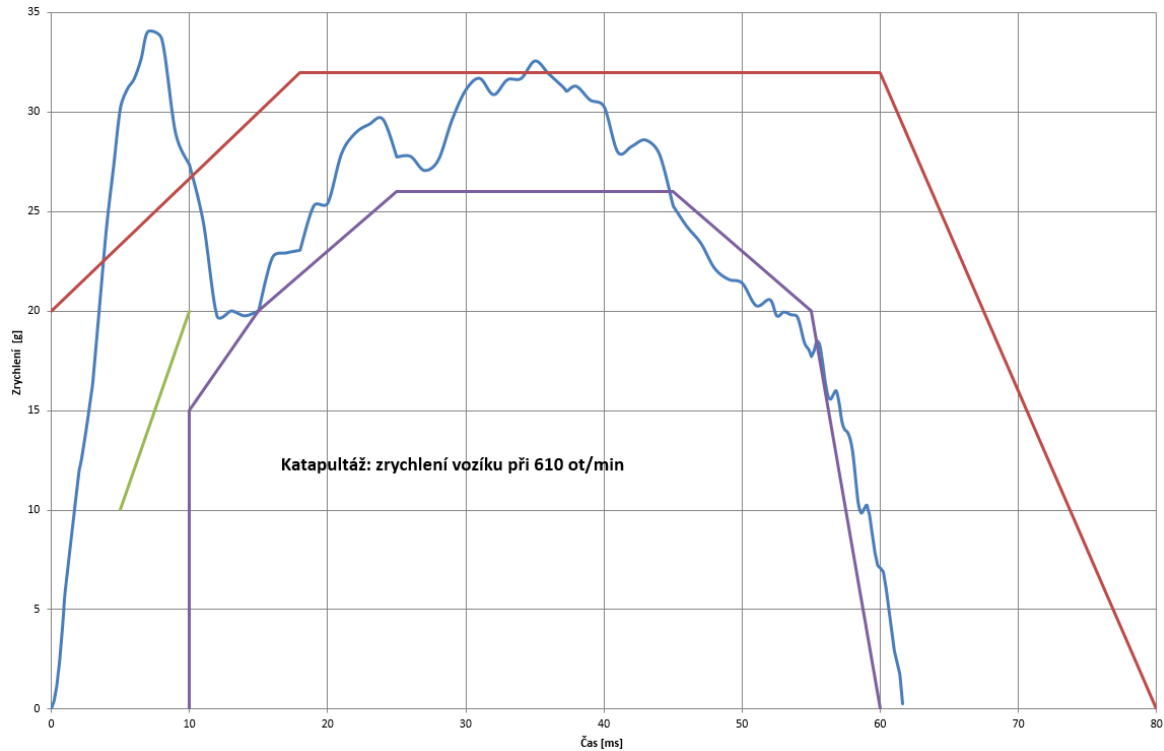
3.2.1.1. Tuhý rám

Základem pro správnou funkci celého zařízení je rám, který má být dostatečně tuhý tak, aby unesl zatížení, které se mu dostává při výstřelu. Hlavním zdrojem zatížení jsou reakce od ložisek, ve kterých je uložena rotující hřídel s vačkou a setrvačníky. Dalším zdrojem zatížení jsou síly od roln, které zajišťují vedení pylonu v rámu. Významnou složku zatížení tvoří boční síla od vačky, která vznikne po opření vačky o vystřelovací rolnu. Posledním zdrojem zatížení je podtlak ve spodku rámu, který je vyvolán vývěvou, pomocí které je rám přidržován k podlaze. Zařízení generuje příliš vysoké síly na to, aby mohlo být pouze přišroubováno k podlaze. Je tedy nutné celé zařízení přichytit k podlaze i pomocí

podtlaku vyvolaného vývěvou. Těsnění mezi podlahou a katapultem má být zajištěno nalepenou gumou na spodní stranu katapultu.

3.2.1.2. Nežádoucí špička zrychlení

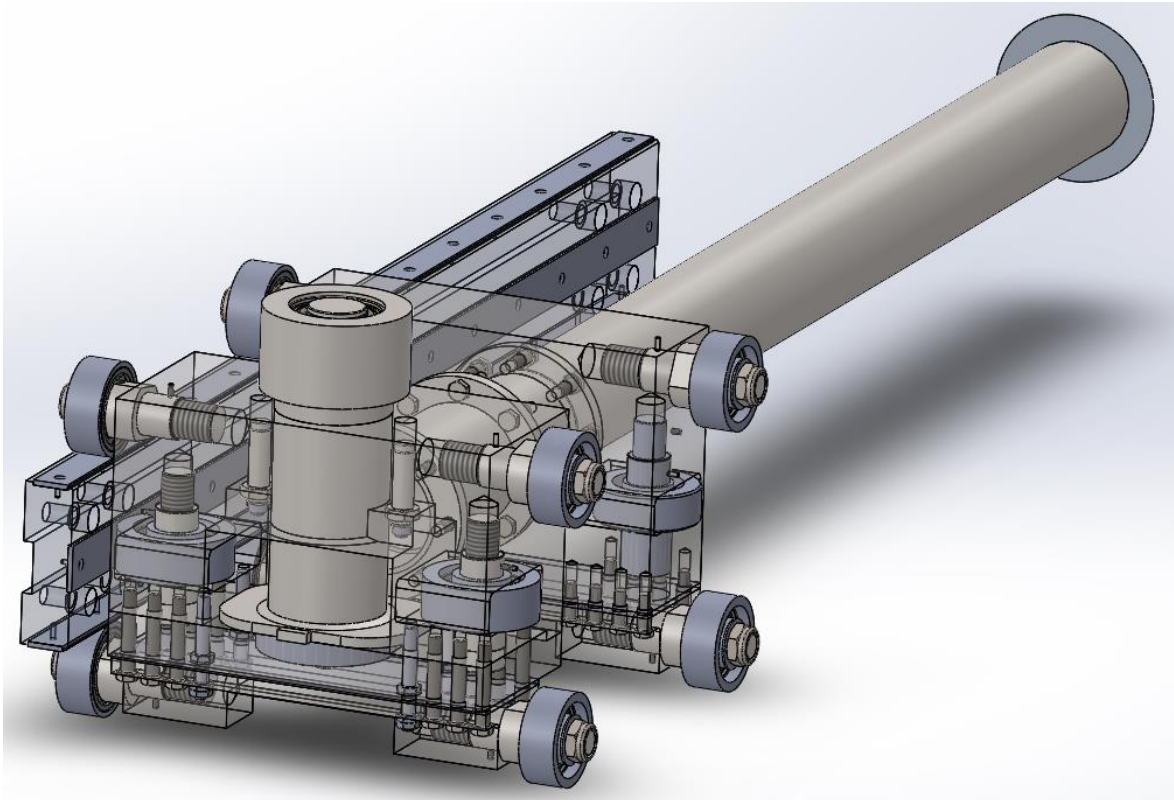
Po výstřelu katapultu nebylo možno docílit požadované zatěžovací křivky a došlo ke vzniku špičky zrychlení, která překračovala vyhraněnou mez a poté naopak k propadu zrychlení viz obr. 9.



obr. 9.: Špička zrychlení

Špička zrychlení byla pravděpodobně způsobena velkými vůlemi ve vedení pylonu a excentrickým uložením rolny pylonu, o kterou se opírá vačka v době výstřelu a uvádí tím do pohybu pylon s vozíkem. Muselo tedy dojít ke změně vedení pylonu a k úpravě vystřelovací rolny dávající do pohybu vozík s pylonem.

Pylon byl kompletně přepracován a jeho vedení bylo kompletně změněno. Pylon je složen ze čtyř částí – dvě hlavy, trubka mezi hlavami a trubka mezi hlavou pylonu a vozíkem. Na pylon jsou přišroubovány rolny, které se po výstřelu odvalují po lištách připevněných na rámu katapultu. Na první hlavě pylonu je umístěna vystřelovací rolna, která se po výstřelu dostane do kontaktu s vačkou a tím je pylonu uděleno zrychlení. Z druhé hlavy vychází trubka, která je v kontaktu s vozíkem a uděluje zrychlení vozíku.

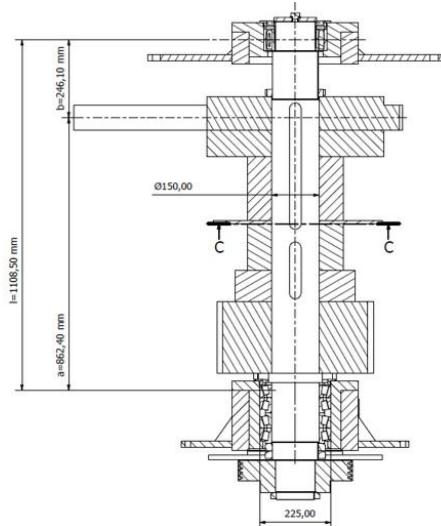


obr. 10.: Pylon

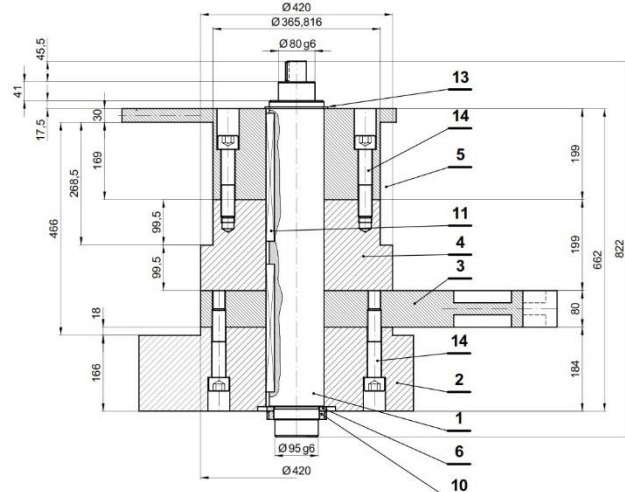
Po dosažení potřebného zdvihu pylonu je pylon zastaven dvojicí hydraulických tlumičů ACE SCS 38-200 EUF. Tlumiče jsou připevněny na rámu katapultu a brzdná funkce je vykonána nárazem druhé hlavy pylonu do tlumičů. Pylon je kritické místo celého zařízení a jsou tedy kladeny vysoké požadavky zejména na použité materiály na rolnách a lištách, protože při záběru vačky s rolnou jsou vyvozeny vysoké Hertzovy tlaky v kontaktu rolen s lištami. Hlavy pylonu jsou také výrobně nejsložitější součástí celého zařízení. Jsou zde kladeny vysoké nároky na přesnost, a to jak ve fázi výroby, tak ve fázi seřizování a ustavování při montáži na rám katapultu.

3.2.1.3. Vyměnitelné vačky

Pro dosažení univerzálnosti akceleračního stanoviště a pro umožnění provádění více typů testů bylo nutné přepracovat uspořádání vačky a setrvačnicků na hřídeli a to tak, aby byla vačka umístěna hned pod horním ložiskem a byla tak zajištěna její vyměnitelnost.



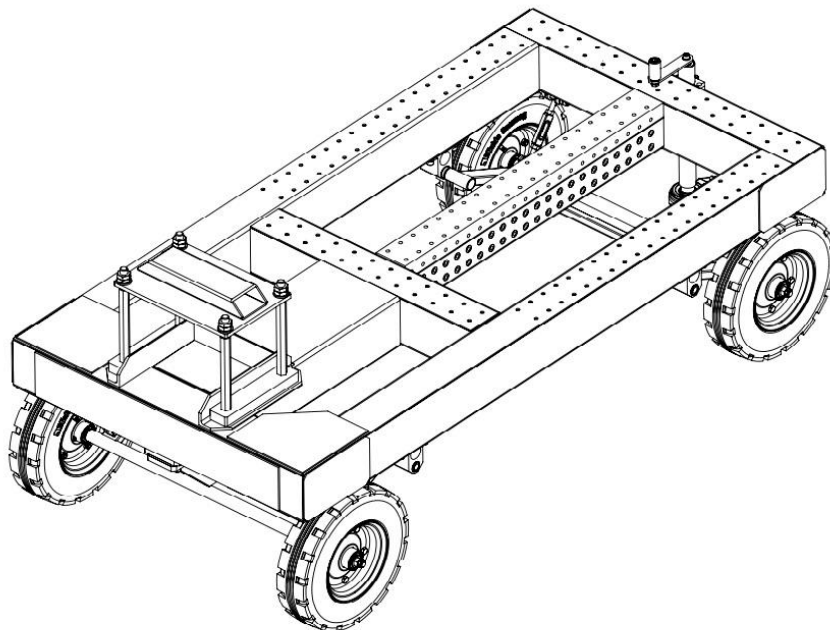
obr. 11.: Vyměnitelná vačka



obr. 12.: Vačka na prvním prototypu

3.3. Analýza původního vozíku

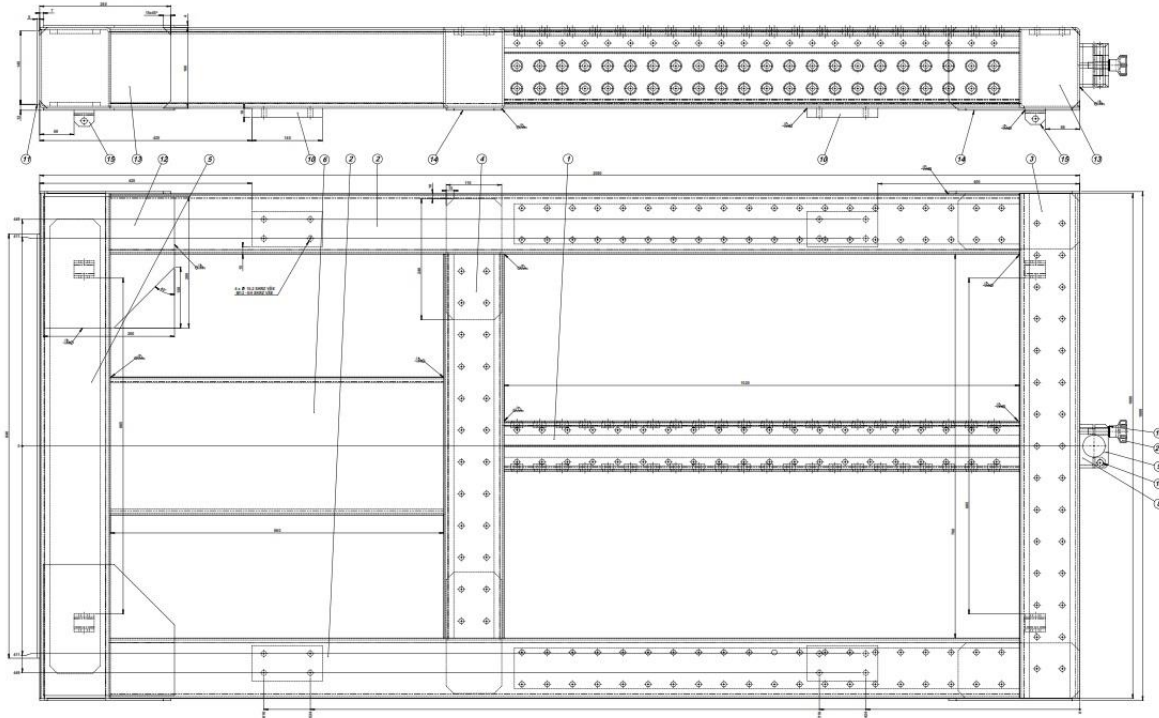
Obsahem této diplomové práce je analýza vozíku použitého při zkouškách prvního prototypu a vytvoření návrhu nového vozíku, který odstraní konstrukční nedostatky předchozího prototypu.



obr. 13.: Vozík použitý na prvním prototypu

3.3.1. Konstrukce rámu vozíku

Rám vozíku byl konstruován jako svařenec z vypálených plechů. Hlavním požadavkem na rám vozíku je jeho vysoká tuhost a zároveň co nejnížší hmotnost. Na rám jsou během testu připevněny testované součásti – je tedy třeba respektovat rozteče závitových děr a velikosti závitů vzhledem k již zhotoveným zkušebním přípravkům.



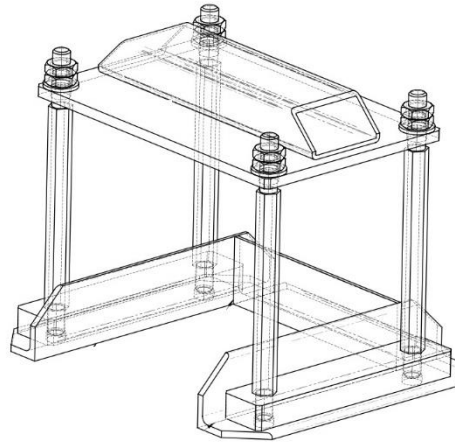
obr. 14.: Rám vozíku

3.3.2. Náprava, kola a vedení vozíku

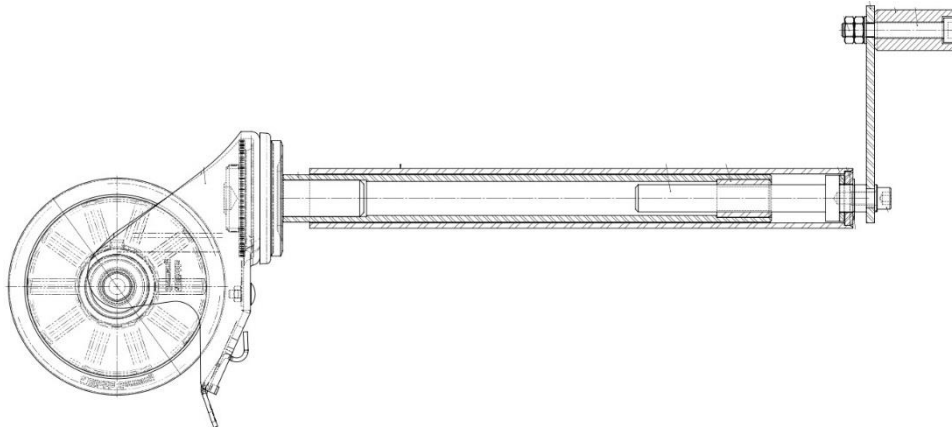
Na původním vozíku byly použity svařované nápravy a gumová kola. Vozík nebyl nijak veden – směr vozíku určovalo pouze co nejpřesnější ustavení před výstřelem. Směr vozíku po výstřelu byl určen pylonem, který byl na prvním prototypu připevněn na vozíku a vyjížděl z katapultu společně s vozíkem. Pylon byl na vozíku připevněn pomocí konzole viditelné na následujícím obrázku (obr. 15).

Pro manipulaci s vozíkem během přípravy zkoušky a po provedení zkoušky bylo na vozíku připevněno manipulační otáčivé kolečko (obr. 16), které bylo možné v případě potřeby pomocí otáčivé kliky a závitů vysunout na úroveň podlahy a nadzvednout jednu nápravu. Na kolečku byla umístěna nášlapná brzda pro případ zabrzdění vozíku během manipulace.

Nespornou výhodou konstrukce původního vozíku byla manipulace s vozíkem. Konstrukce umožňovala odjetí s vozíkem mimo plochu provádění testů, jeho nastrojení a následné pohodlné vrácení zpět ke katapultu.



obr. 15.: Konzola uchycení pylonu

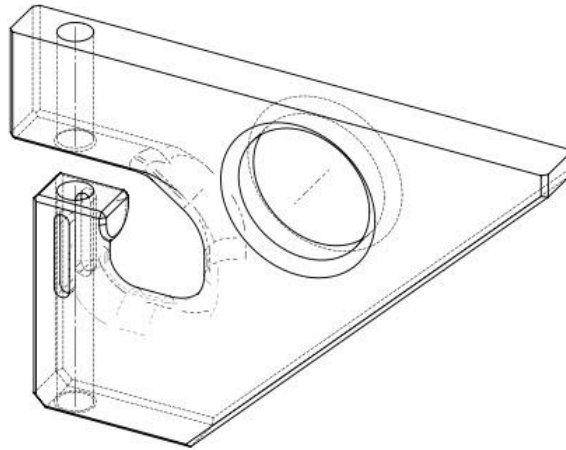


obr. 16.: Manipulační kolečko

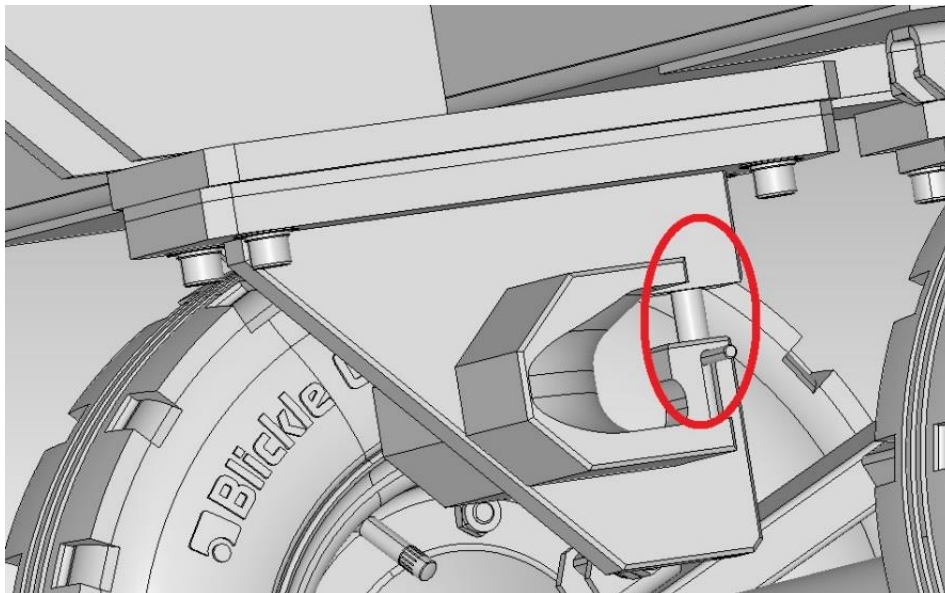
3.3.3. Brzdění vozíku

Pro brzdění vozíku byl použit buben s navinutými lany, která byla připevněna na vozík. Po vystřelení došlo k odvíjení lan z bubnu a po naměření hodnot na požadované délce dráhy byla spuštěna kotoučová brzda, která buben brzdila. V zařízení, které uchycovalo lana k vozíku, bylo použito posuvného čepu, jehož funkcí bylo zamezení vysmeknutí lan z vozíku a tím znemožnění brzdění.

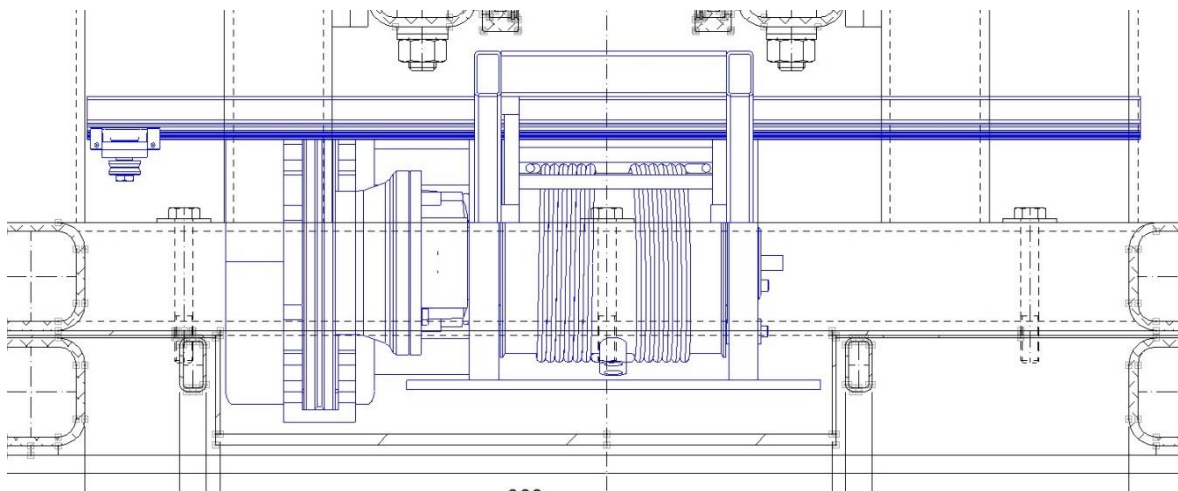
Celý tento systém brzdění vozíku se ukázal jako nevyhovující, jelikož při jednom z testů došlo k přetržení lan a vozík tedy nekontrolovatelně pokračoval ve své dráze.



obr. 17.: Uchycení lan



obr. 18.: Uchycovací mechanismu



obr. 19.: Buben s brzdou

Na obrázku (obr. 18) je červeně vyznačen posuvný čep, který brání lanům ve vysmeknutí se z uchycovacího mechanismu. Celý mechanismus uchycení lan je k vozíku připevněn pomocí konzole přišroubované přes čtyři imbusové šrouby k rámu vozíku. Veškerá brzdná síla je tedy přenášena pomocí těchto šroubů.

Na obrázku (obr. 19) je vidět modře vyznačený buben, na kterém jsou navinuta lana pro brzdění vozíku a po levé straně od bubnu je umístěna kotoučová brzda brzdící buben.

Po špatných zkušenostech s brzděním vozíku na prvním prototypu bylo rozhodnuto, že na dalším prototypu bude již vozík veden na dráze a brzdění bude probíhat pomocí speciálně navržené třecí brzdy.

4. Návrh vozíku a dráhy

Po důkladné analýze prvního prototypu firmou Dekra a firmou WStec, která katapult vyráběla, došlo k sumarizaci požadavků, které musí nový akcelerační stand splňovat. Jak již bylo zmíněno, návrh byl rozdělen do čtyřech dílčích úloh a každou z úloh vypracoval jeden ze studentů v rámci své diplomové práce. Předmětem této diplomové práce je návrh vozíku a jeho dráhy.

4.1. Požadavky na zařízení

4.1.1. Hmotnost

Nejvíce limitujícím požadavkem, především při návrhu vozíku, je bezpochyby hmotnost. Hmotnost hmoty urychlované vačkou totiž nesmí přesáhnout hodnotu $m_{\text{celk}} = 800$ kg, protože jinak by nebylo možné splnit přesně předepsanou křivku zrychlení. Hmotou urychlovanou vačkou se rozumí i pylon, který uděluje zrychlení vozíku. Pylon byl zkonstruován s hmotností $m_p = 240$ kg. Z materiálů poskytnutých firmou Dekra byla vypočtena hmotnost nástavby připevněné na vozík při hmotnostně nejnáročnější zkoušce EHK 44.

ECE 44-04		Protokol: 17/200-01	
	váha / ks (kg)	počet ks	váha x ks (kg)
Holý vozík (+ trubky ocelové na vložky)		1	297,4
Figurina	15,0	1	15,0
Vložky pro ECE		2	6,0
Sedadlo		1	6,07
ZKUŠEBNÍ LAVICE	173,0	1	173,0
STĚNITKA	11,0	2	11,0
Rekordér		2	35,0
TOČNA	27,5	1	27,5
Snímače		2	2,0
DESKY PE. ZAVITY	18,2	3	54,6

obr. 20.: Hmotnosti nástavbových komponent pro zkoušku EHK 44

Na obrázku výše (obr. 20) jsou červeně vyznačeny nástavbové komponenty. Součtem jejich hmotností získáme hodnotu $m_n = 334$ kg. Abychom zjistili maximální hmotnost m_d , kterou může mít vozík, užijeme následujícího vztahu.

$$m_d = m_{\text{celk}} - m_n - m_p \quad (1)$$

$$m_d = 800 - 334 - 240 = 226 \text{ kg} \quad (2)$$

Z rovnice (2) vyplývá, že maximální přípustná hmotnost vozíku je 226 kg. Při překročení přípustné hmotnosti by nebylo možné dosáhnout předepsané křivky zrychlení. Pokud by byl vozík lehčí, než je maximální dovolená hodnota, není problém při provádění zkoušky zvýšit hmotnost vozíku přidavným závažím a tím vytvořit vhodné podmínky k dosažení požadované křivky zrychlení.

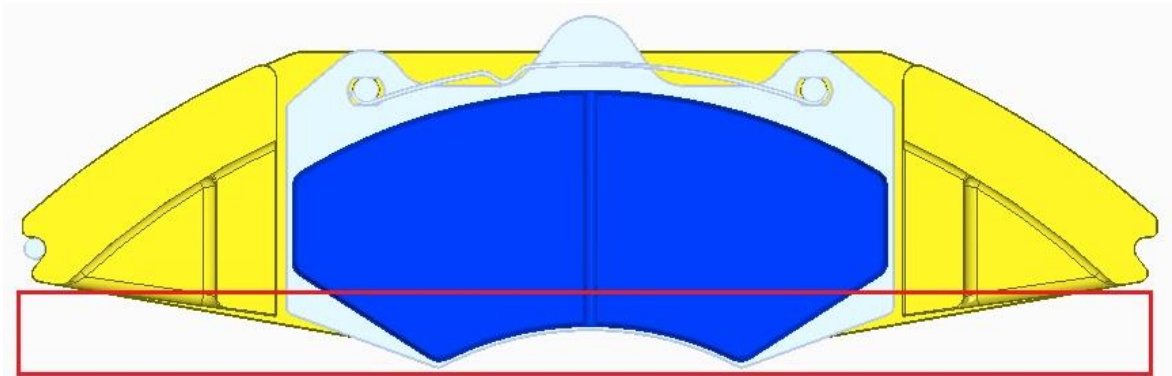
4.1.2. Tuhost vozíku

Důležitá vlastnost, které je potřeba při návrhu vozíku docílit, je tuhost. Vzhledem k předpokladu neomezené životnosti je třeba, aby při opakovaných výstřelech nedocházelo k deformaci svařence vozíku. Přílišné deformace by měly za následek znehodnocení prováděných testů.

4.1.3. Brzdění vozíku

Vzhledem k tomu, že se způsob brzdění použitý na prvním prototypu neosvědčil a vedl k havárii, byl vznesen požadavek na přepracování systému brzdění.

Konstruktérem firmy Dekra bylo navrženo použití automobilové brzdy, u které funkci brzdného kotouče nahradí lišta pevně spojená s dráhou.



obr. 21.: Automobilová brzda

Na obrázku (obr. 21) je znázorněn řez automobilovou brzdou. Červeně vyznačené pole znázorňuje profil brzdné lišty, na kterou měly být, dle původního předpokladu, přitlačeny brzdové destičky. Automobilovou brzdou ale není možné použít, protože brzda je přesně vyprofilována na kulatý brzdový kotouč. Nedošlo by tedy k dostatečnému kontaktu brzdových destiček s lištou, jak je vidět na obrázku (obr. 21), a tím pádem by nebyl vyvinut dostatečný brzdový výkon.

Byla provedena rešerše různých typů třecích brzd. Předmětem jednání bylo i použití záchranné brzdy navržené pro použití u hydraulických lisů (obr. 23). Použití záchranné brzdy nebylo možné, protože zařízení není možno provozovat v tak vysokém počtu cyklů, jak je vyžadováno firmou Dekra pro pohodlný provoz zařízení. Navíc by při použití této brzdy došlo k příliš rychlému zpomalení, a to by ve vozíku generovalo příliš vysoké síly. Použití sériově vyráběných kotoučových brzd, které by vyhovovaly z hlediska použití brzdné lišty, (obr. 22) taktéž nebylo možné, a to z důvodu nízkého maximálního brzdového výkonu.



obr. 22.: Pneumatická kotoučová brzda [3]

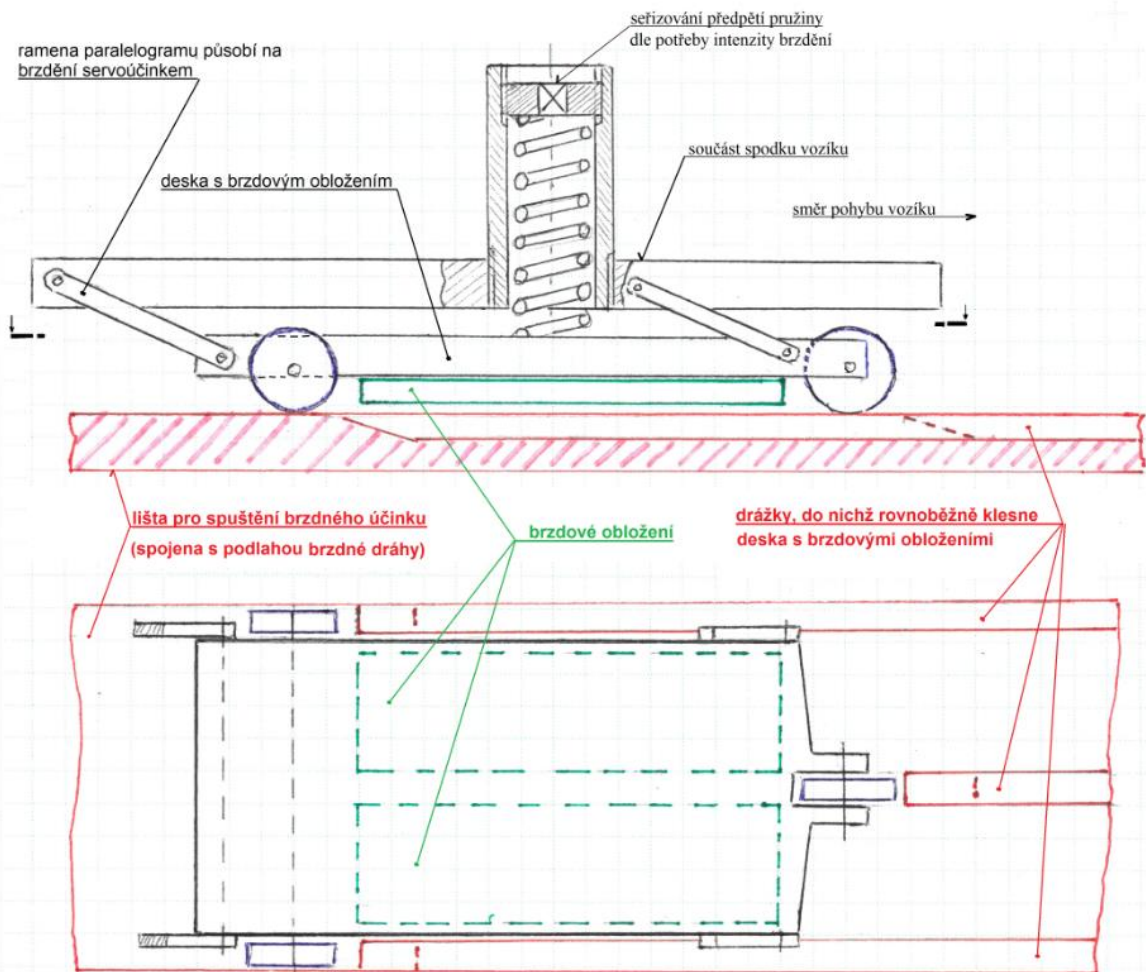


obr. 23.: Záchranná brzda [4]

Dalším diskutovaným problémem byl způsob ovládní brzdy. Z hlediska údržby a jednoduchosti by se jako nejlepší jevílo použití mechanické brzdy. V případě použití mechanické brzdy by nemusely být řešeny problémy se zavzdušňováním hydrauliky, případně s řešením různých netěsností. Pokud by byla použita pneumatická brzda, bylo nutné po každém testu doplnit tlak v pneumatickém zařízení, které by spouštělo brzdu.

Mechanickou brzdu však nebylo možno použít, protože nebylo možné nalézt kompromis mezi velikostí mechanické brzdy a jejím spouštěcím mechanismem a potřebným brzdícím výkonem. Pneumatické ovládní brzdy bylo pro svoji složitost také zamítnuto.

Konstruktérem firmy Dekra byl navržen nový způsob brzdění, který je zobrazen na následujícím obrázku (obr. 24). Princip brzdění měl spočívat v přidání dalších koleček na vozík, které by se odvalovaly po rovné ploše a v místě, kde má začít vozík brzdit, by byla tato rovná plocha odfrézována a kolečka by zajela do vyfrézovaných drážek. Pomocí předepnuté pružiny by došlo k přitlačení brzdové destičky k rovné ploše (náhrada brzdové lišty (kotouče)). Tento způsob brzdění by však do zařízení vnášel vysoké nežádoucí zatížení. Zvětšoval by velikost reakcí mezi rolkami a vedením, zbytečně by namáhal svařovanou konstrukci vozíku a pro jeho odbrzdění by muselo dojít k povolení matice předepínající pružinu a až poté by bylo možné posunutí vozíku do startovací polohy. Tento způsob brzdění se také, kvůli výše zmíněným důvodům, ukázal jako nevyhovující. Bylo tedy rozhodnuto o vytvoření návrhu vlastní kotoučové hydraulické brzdy. Návrh byl zadán studentovi bakalářského studijního programu v rámci jeho bakalářské práce.



obr. 24.: Alternativní způsob brzdění

4.1.4. Vedení vozíku

Další změnou oproti prvním prototypu je vytvoření dráhy (vedení) vozíku. Dráha musí zachytávat reakce vzniklé při výstřelu a při brzdění. Důležitým požadavkem je stavební výška dráhy. Dráha by měla být svojí výškou zkonstruována tak, aby výstřel probíhal v těžišti vozíku. Dráha musí být dostatečně tuhá a pevná. Na rozdíl od vozíku zde hmotnost nepředstavuje příliš významný parametr. Naopak, čím vyšší bude hmotnost dráhy, tím bude celé zařízení stabilnější.

Vzhledem k omezeným prostorovým možnostem zkušební haly firmy Dekra je třeba dbát na co nejmenší zástavbové rozměry, aby se dráha bez problémů vešla do zkušební haly a aby manipulace s dráhou byla co možná nejpříjemnější.

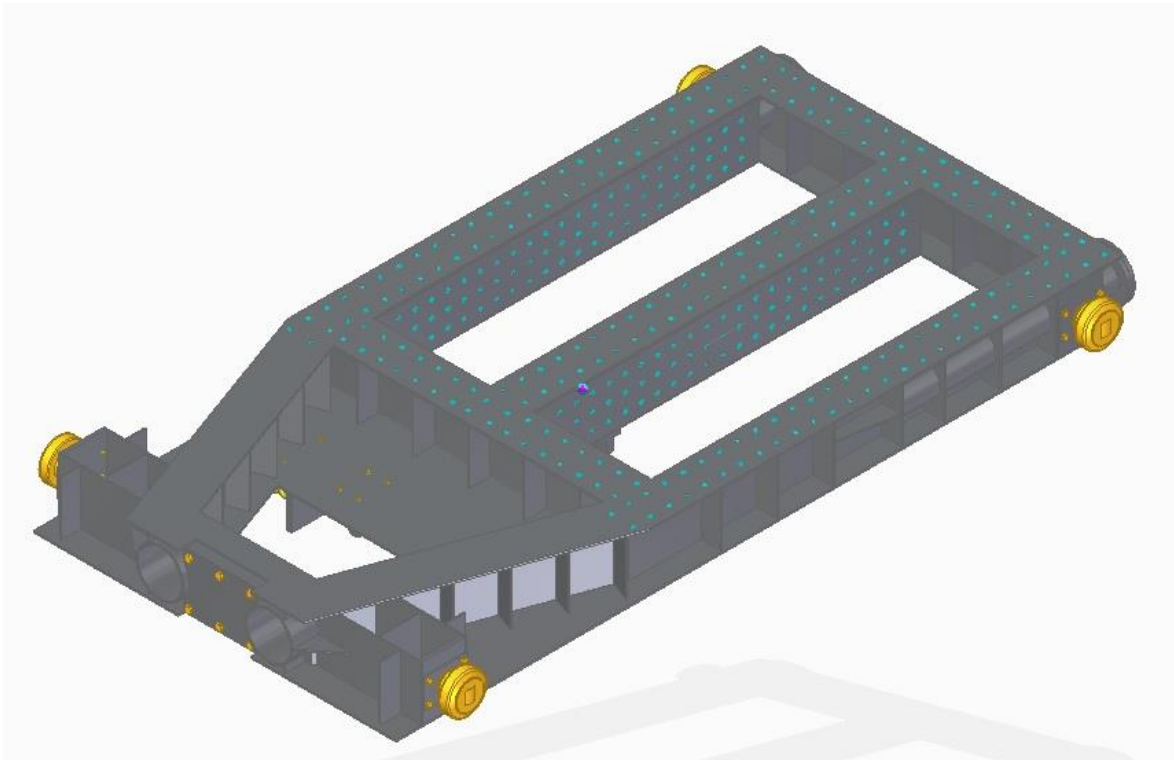
Dalším kladem vytvoření dráhy vozíku je její stavební výška. Vozík bude na dráze v takové výšce, ve které se bude obsluze příjemně pracovat - bez přílišného ohýbání při montáži zařízení pro provádění jednotlivých testů.

4.1.5. Nouzové brzdění

Při návrhu je nutno počítat s úplným selháním hydraulické brzdy. Požadavkem tedy bylo vytvoření systému nouzového brzdění, a to na principu polyuretanové vložky v trubce, která v případě selhání narazí do tyče s olivou. V podstatě se jedná o stejný systém, jako je použit při provádění deceleračních zkoušek popsanych v kapitole 2.2.1.1. Konstrukční řešení nouzového brzdění je popsáno v kapitole 4.4.

4.2. Návrh vozíku

Při návrhu vozíku bylo vycházeno ze skutečností uvedených v kapitole 4.1. Vozík je sestaven z jednotlivých vypálených plechů. Při návrhu byla snaha vyvarovat se použití normalizovaných polotovarů, protože použití výpalků výrazně snižuje hmotnost vozíků a zároveň zachovává tuhost. V první řadě došlo k vytvoření modelu vozíku ve 3D softwaru Solid Edge a ke zjištění potřebných rozměrů. Po zjištění základních rozměrů bylo možné vytvořit základní výpočtové modely pro volbu dalších komponent.



obr. 25.: 3D model vozíku

Rozměry vozíku jsou závislé na požadavcích zadávající firmy Dekra. Je nutné zachovat velikost a rozteče závitových děr v prostorech pro uchycení nástaveb při provádění jednotlivých zkoušek. Stejně tak je nutné zachovat rozteče mezi jednotlivými plochami, ve kterých jsou závitové díry zhotoveny. Pokud by nedošlo k dodržení výše popsanych rozměrů, nebylo by možno použít již zhotovené nástavby pro jednotlivé zkoušky, což by vedlo k výrobě nových nástaveb, a tím ke zvýšení výrobních nákladů celého zařízení.

4.2.1. Materiál

Vzhledem ke způsobu výroby vozíku, který bude vyráběn jako svařenec, je nutné zvolit materiál, který bude dobře a jednoduše svařitelný. Vozík je konstruován jako poměrně komplikovaný svařenec a volba těžko svařitelného materiálu by představovala značnou komplikaci při výrobě vozíku.

Svařitelnost materiálu určuje tzv. ekvivalentní obsah uhlíku CEV, který je dle datasheetu materiálu vypočten pomocí následujícího vzorce navrženého mezinárodním svářečským institutem IIW/IIS (pro oceli s obsahem C > 0,18 hm. %). [6]

$$CEV = C + \frac{Mn}{6} + \frac{Cr + Mo + v}{5} + \frac{Ni + Cu}{15} \quad (3)$$

Pro hodnotu uhlíkového ekvivalentu 0,45 % a pro maximální tloušťku plechu 4 mm je možno ocel svařovat bez předehřevu. Firma Bolzano u oceli S355J0 deklaruje ve svém materiálovém listu pro tloušťku plechu do 30 mm hodnotu CEV maximálně 0,45 hm. %. Na konstrukci vozíku jsou pouze dva plechy tlustší než 4 mm. Při použití materiálu S355J0 bude tedy možné téměř celý vozík svařit bez předehřevu. Materiál S355J0 poskytuje výhodný kompromis mezi svými mechanickými vlastnostmi a svařitelností a bude tedy použit při výrobě vozíku. Vybrané materiálové vlastnosti jsou uvedeny v následující tabulce (tab. 1). [5], [6]

tab. 1.: Přehled vlastností oceli [5]

S355J0	
Druh oceli	Nelegovaná jakostní konstrukční ocel
Dřívější označení	1990+A1; ST 52-3 U; 11 523
Mez kluzu R_{eH} [MPa]	355
Pevnost v tahu R_m [MPa]	470-630
Minimální nárazová práce KV [J]	27

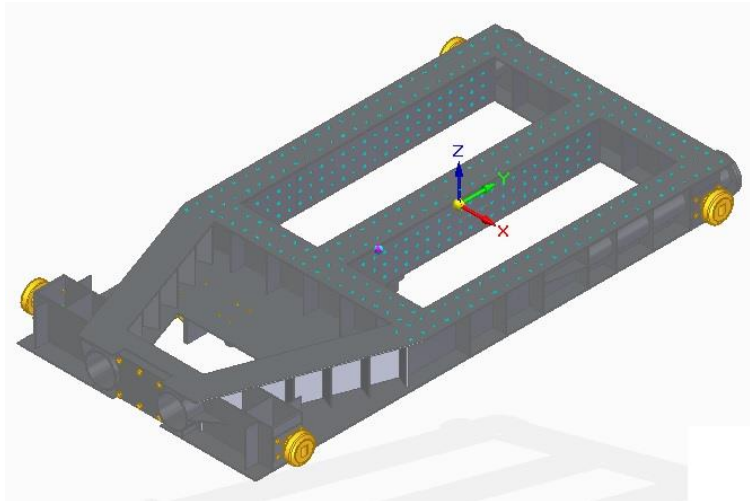
Hodnoty meze kluzu a pevnosti se u každého materiálu mění, respektive snižují úměrně tloušťce materiálu. Vzhledem k tomu, že maximální tloušťka plechu použitého pro výrobu vozíku je 40 mm, jsou v tabulce uvedeny pouze hodnoty napětí pro tloušťku materiálu do 40 mm.

Další materiálové vlastnosti je možno zjistit v příloženém materiálovém listu od dodavatele plechů – firma Bolzano. [5]

4.2.2. Výpočtový model

Pro bezchybný návrh vozíku a výběr komponent na něm použitých je nutné určit síly, které budou mít největší podíl na namáhání konstrukce vozíku a s těmito silami následně počítat. Při návrhu byly uvažovány tři výpočtové modely. Prvním modelem je výpočet reakcí ve vedení po zrychlení vozíku uvedeného do pohybu pylonem. Druhým výpočtovým

modelem je výpočet reakcí ve vedení při brzdění. Pomocí třetího výpočtového modelu lze vypočítat reakce způsobené setrvačností nástavby v případě selhání brzdy a nutnosti využití nouzového brzdění. Výpočtové modely byly vytvořeny až po prvotním návrhu 3D modelu, jelikož bylo nutné do návrhu zahrnout rozměrové požadavky firmy Dekra (viz kap. 4.2.). Při tvorbě výpočtových modelů bylo vycházeno z rozhodnutí o použití vedení vozíku pomocí kombinovaných rolen. Toto vedení bude zachycovat reakce od vnějšího zatížení a zabraňovat pohybu vozíku jak ve svislém směru, tak v axiálním směru vzhledem k rolnám. Vybraný způsob vedení je v diplomové práci dále rozpracován.

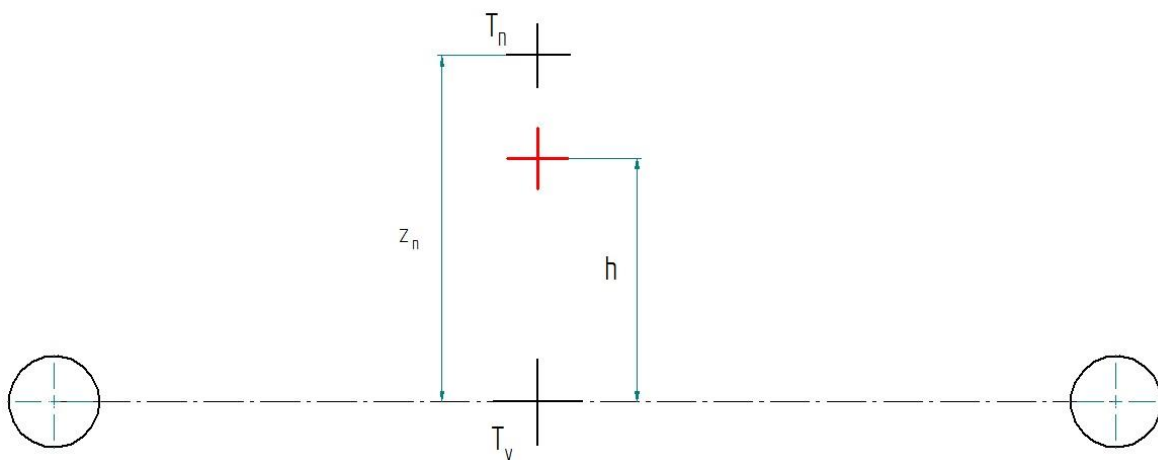


obr. 26.: Zavedení souřadnicového systému

Pro jednodušší popis směrů, ve kterých působí jednotlivé síly, byl zaveden souřadnicový systém (obr. 26).

4.2.2.1. Určení těžiště

Důležitým krokem je určení společného těžiště vozíku a na něm namontované nástavby. V místě těžiště působí setrvačné síly při provádění jednotlivých zkoušek.



obr. 27.: Společné těžiště

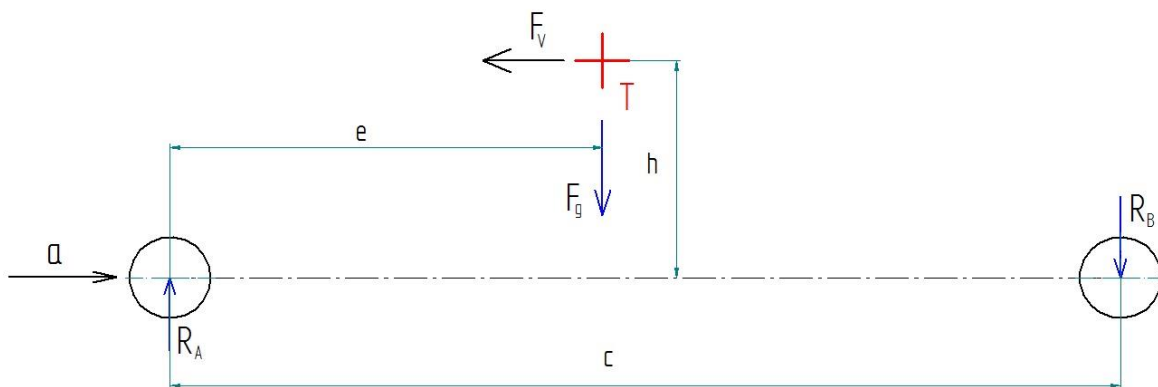
Výpočet společného těžiště proběhl dle schématu na obr. 27. Pro výpočty setrvačných sil je nutné znát souřadnici polohy těžiště ve směru osy z. Z 3D softwaru víme, že těžiště samotného vozíku z_v je, vzhledem k jeho symetrii, v ose rolen. Těžiště nástavby z_n je ve vzdálenosti 480 mm nad osou rolen. Tudíž jsme schopni dopočítat výšku společného těžiště h dle následujícího vzorce (4).

$$h = \frac{z_v \times m_v + z_n \times m_n}{m_v + m_n} \quad (4)$$

$$h = \frac{0 \times 207 + 0,48 \times 334}{207 + 334} = 0,30 \text{ m} \quad (5)$$

4.2.2.2. Výpočet reakcí při výstřelu

Při výpočtu reakcí působících mezi vedením a vozíkem při výstřelu bylo využito výpočtového modelu zobrazeného na následujícím obrázku (obr. 28).



obr. 28.: Výpočtový model pro výpočet reakcí při výstřelu

Při výstřelu dochází k udělení zrychlení a mezi vozíkem a pylonem katapultu. Zrychlení je aplikováno do středu konstrukce vozíku a tím pádem i do osy rolen, které zajišťují vedení vozíku v dráze. Výstřel samotný tím pádem tedy negeneruje žádné reakce do vedení a jediné zatížení, které budou rolny přenášet, bude od vlastní hmotnosti vozíku. Tento jev lze ale uvažovat pouze při výstřelu samotného vozíku, na kterém nebude namontována žádná nástavba. K tomu však bude docházet pouze při prvním testování po výrobě a montáži zařízení.

V průběhu „ostrých“ zkoušek bude generováno přídavné zatížení od nástaveb na vozíku, a to účinkem setrvačných sil. Při výpočtu reakcí je uvažován případ, kdy je na vozíku namontována nejtěžší nástavba vážící 334 kg. Vozíku je uděleno v ose y zrychlení a . Ze zákona akce a reakce vyplývá, že proti účinku zrychlení bude v těžišti T působit setrvačná síla úměrná hmotnosti nástavby.

Vozíku je při výstřelu uděleno zrychlení o velikosti $14 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$. Tomu odpovídá setrvačná síla F_v , která je vypočtena v následujícím vztahu (7).

$$F_V = m \times a \quad (6)$$

$$F_V = 334 \times 14 = 4\,676 \text{ N} \quad (7)$$

Po zjištění hodnoty F_V již známe vnější silové účinky, které na vozík při výstřelu působí a je tedy možné přejít k výpočtu reakcí mezi rolnami a vedením. Vzdálenost rolen od sebe (na obr. 28 označeno jako c) je 1754 mm a vzdálenost těžiště od osy rolen (na obr. 28 označeno jako h) je 400 mm. Pro výpočet velikosti reakcí lze sestavit dvě rovnice o dvou neznámých a z nich následně vyčíslit velikost reakcí. První rovnicí je suma sil působících ve svislém směru z dle schématu (obr. 28).

Na rolny působí taktěž zatížení od tíhy vozíku. To je dáno součtem hmotností samotného vozíku a nástavby na něm namontované (uvažována nejtěžší nástavba).

$$F_g = (m_d + m_n) \times g \quad (8)$$

$$F_g = (226 + 334) \times 9,81 = 560 \times 9,81 = 5\,493,6 \text{ N} \quad (9)$$

$$\Sigma z: R_A - R_B - F_g = 0 \quad (10)$$

$$R_A = R_B + F_g \quad (11)$$

$$R_B = R_A - F_g \quad (12)$$

$$M_A: R_B \times c - F_V \times h + F_g \times e = 0 \quad (13)$$

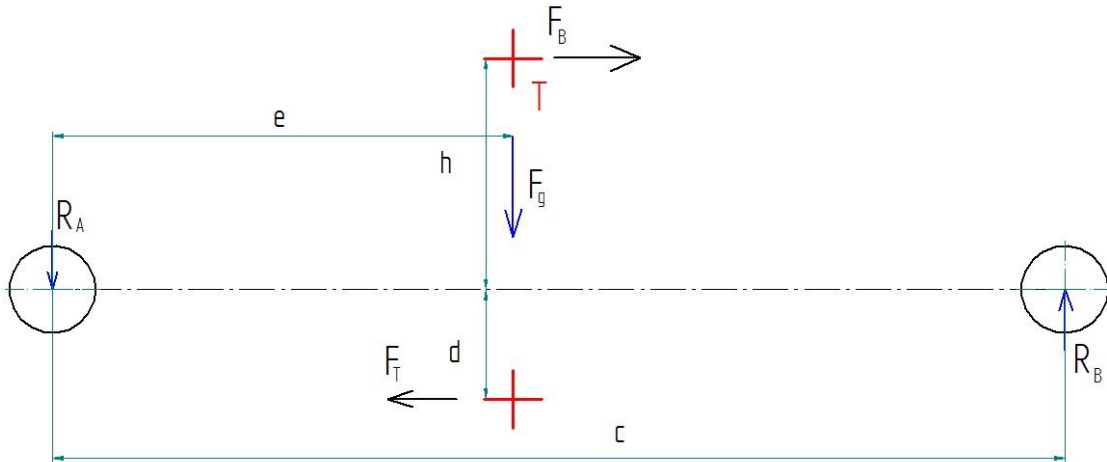
$$R_B = \frac{(F_V \times h) - (F_g \times e)}{c} \quad (14)$$

$$R_B = \frac{(4\,676 \times 0,3) - (5\,493,6 \times 1,043)}{1,754} = -2\,467 \text{ N} \quad (15)$$

$$R_A = -2\,467 + 5\,493,6 = 3\,027 \text{ N} \quad (16)$$

4.2.2.3. Výpočet reakcí při brzdění

Při výpočtu reakcí mezi vozíkem a jeho vedením, způsobených brzděním vozíku bylo postupováno dle následujícího schématu (obr. 29).



obr. 29.: Výpočtový model pro výpočet reakcí při brzdění

Při brzdění na vozík působí brzdná síla F_T a síla vyvolaná setrvačným účinkem nastavby namontované na vozík F_B . Při výpočtu je opět uvažován případ, kdy je na vozíku namontována nejtěžší možná nastavba o váze 334 kg. Pro výpočet potřebného zrychlení (zpomalení) je uvažována délky brzdné dráhy $s = 2$ metry. Celková hmotnost brzděné hmoty m_b je dána součtem hmotnosti samotného vozíku a na něm namontované nastavby, viz následující vzorec. Vozík je brzděn z rychlosti 50 km/h.

$$m_b = m_d + m_n \quad (17)$$

$$m_b = 226 + 334 = 560 \text{ kg}$$

Potřebné zrychlení (zpomalení) vypočteme úpravou následujících vzorců:

$$s = \frac{1}{2} a \times t^2 \quad (18)$$

$$t = \frac{v}{a} \quad (19)$$

$$s = \frac{1}{2} a \times \left(\frac{v}{a}\right)^2 \quad (20)$$

$$a = \frac{v^2}{2s} \quad (21)$$

$$v = \frac{50}{3,6} = 13,89 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (22)$$

$$a = \frac{13,89^2}{2 \times 2} = 48,23 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad (23)$$

Z vypočteného zpomalení je možno vypočítat brzdou sílu F_T , kterou bude třeba vyvodit na brzdou lištu pro zastavení vozíku na výše předepsané dráze.

$$F_T = m_b \times a \quad (24)$$

$$F_T = 560 \times 48,23 = 27\,009\, N \quad (25)$$

Síla od setrvačných účinků byla vypočtena dle následujícího vztahu.

$$F_B = m_n \times a \quad (26)$$

$$F_B = 334 \times 48,23 = 16\,109\, N \quad (27)$$

Nyní, po zjištění potřebné brzdny síly, je možné vypočítat reakce dle schématu na obr. 28. Reakce budou vyjádřeny pomocí rovnovážné rovnice ve svislém směru a pomocí momentové rovnice k podpoře A.

$$\sum z: R_B - R_A - F_g = 0 \quad (28)$$

$$R_A = R_B - F_g \quad (29)$$

$$M_A: R_B \times c - F_B \times h - F_T \times d - F_g \times e = 0 \quad (30)$$

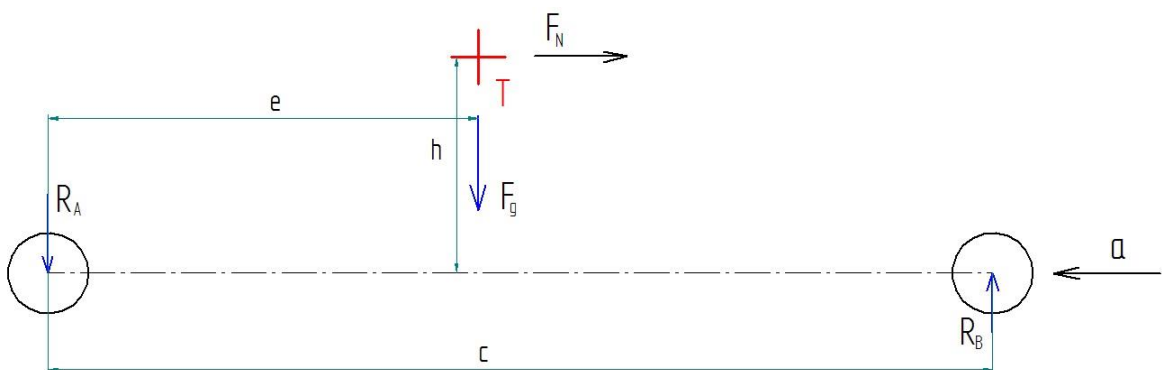
$$R_B = \frac{(F_B \times h) + (F_T \times d) + (F_g \times e)}{c} \quad (31)$$

$$R_B = \frac{(16\,109 \times 0,3) + (27\,009 \times 0,183) + (5\,493,6 \times 1,043)}{1,754} = 8\,840\, N \quad (32)$$

$$R_A = 8\,840 - 5\,493,6 = 3\,346\, N \quad (33)$$

4.2.2.4. Výpočet reakcí při nouzovém brzdění

Při výpočtu reakcí mezi vozíkem a jeho vedením způsobeným nouzovým brzděním vozíku bylo postupováno dle následujícího schématu (obr. 30).



obr. 30.: Výpočtový model pro výpočet reakcí při nouzovém brzdění

Nouzové brzdění nastává v případě selhání hlavní brzdy. Princip nouzového brzdění je stejný jako princip vytvoření nárazu u deceleračních zkoušek (podrobněji viz kapitola 2.2.1.1.). Pro výpočet zrychlení při nouzovém brzdění byl uvažován případ, kdy dojde k úplnému selhání hlavní brzdy – tedy nevyvine žádný brzdný účinek a vozík narazí v plné rychlosti (50 km/h) na zastavovací tyče s olivami. Pohybová energie vozíku je pohlcena pomocí polyuretanových vložek vložených do trubek vevařených ve vozíku. Délka polyuretanové vložky je 700 mm. Potřebné zpomalení je tedy vypočteno ze skutečnosti, že vozík zastavuje na dráze 700 mm z rychlosti 50 km/h.

$$a = \frac{v^2}{2s} \quad (34)$$

$$v = \frac{50}{3,6} = 13,89 \frac{m}{s} \quad (35)$$

$$a = \frac{13,89^2}{0,7 \times 2} = 139,79 \frac{m}{s^2} \quad (36)$$

Pro výpočet setrvačné síly nastavby při nouzovém brzdění je opět uvažována namontovaná nejtěžší nastavba o hmotnosti 337 kg.

$$F_N = m \times a \quad (37)$$

$$F_N = 334 \times 139,79 = 46\,022\,N \quad (38)$$

Z momentové rovnováhy k podpoře A a ze silové rovnováhy ve svislém směru lze vyjádřit neznámé reakce v podporách A a B.

$$\Sigma z: R_B - R_A - F_g = 0 \quad (39)$$

$$R_A = R_B - F_g \quad (40)$$

$$M_A: R_B \times c - F_N \times h - F_g \times e = 0 \quad (41)$$

$$R_B = \frac{(F_N \times h) + (F_g \times e)}{c} \quad (42)$$

$$R_B = \frac{(46\,022 \times 0,3) + (5\,493,6 \times 1,043)}{1,754} = 11\,138\,N \quad (43)$$

$$R_A = 11\,138 - 5\,493,6 = 5\,644,4\,N \quad (44)$$

4.2.2.5. Diskuze výsledků

Vypočtené nejvyšší hodnoty reakcí při jednotlivých stavech pohybu vozíku jsou přehledně shrnuty v následující tabulce (tab. 2).

tab. 2.: Srovnání velikosti reakcí

Stav	Velikost reakce [N]
Výstřel	3 027
Brzdění	8 840
Nouzové brzdění	11 138

Dimenzování komponent potřebných k vedení vozíku v dráze probíhalo dle vypočtených reakcí při nouzovém brzdění (největší hodnota).

4.2.3. Vedení vozíku

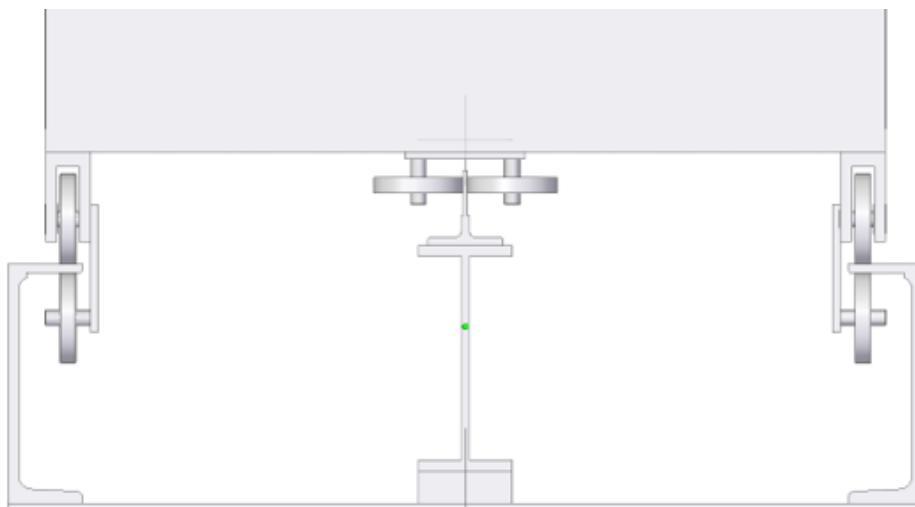
Jak již bylo zmíněno, vedení vozíku musí být dostatečně tuhé. Pokud by vedení nebylo tuhé, docházelo by k nežádoucím deformacím vedení a tím by došlo ke znehodnocení prováděného testu.

Dalším důležitým požadavkem je přesnost vedení. Je třeba, aby byl vozík veden ve směru výstřelu (osa Y) a aby nedocházelo k parazitním pohybům například v příčném směru (osa X). Parazitní pohyby by opět vedly ke znehodnocení prováděného testu.

Vedení musí zachytit reakce při jednotlivých stavech vozíku (výstřel, brzdění a nouzové brzdění). Všechny reakce působí ve směru osy Z.

4.2.3.1. Prvotní návrh vedení

Konstruktérem firmy Dekra bylo v prvotní fázi projektu navrženo vedení vozíku skládajícího se ze čtyř párů koleček pro vedení ve svislém a vodorovném směru (ve směru výstřelu) a dvou párů koleček pro vedení v příčném směru viz obr. 31.



obr. 31.: Původní koncept vedení vozíku

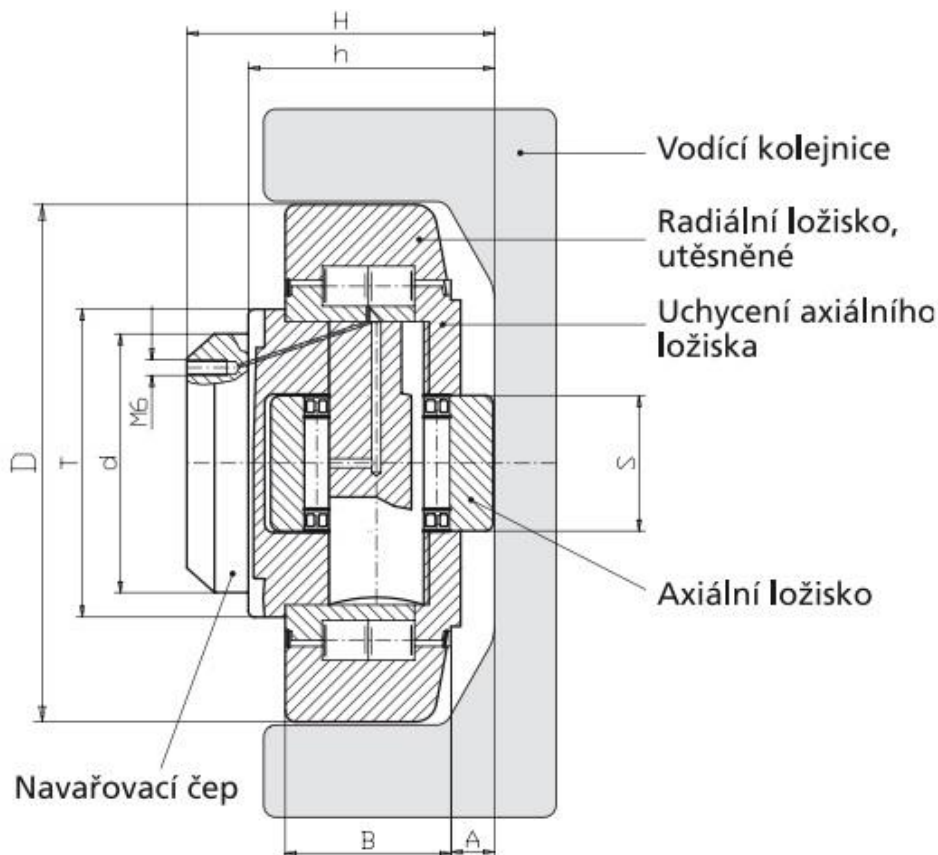
Odvalování koleček mělo probíhat po opracovaných normalizovaných profilech. Profil, který měl sloužit k vedení koleček v příčném směru, měl plnit také funkci brzdné lišty.

Prvotní návrh bohužel nebyl použitelný, protože vyžadoval použití příliš velkého počtu komponent, a to mělo negativní vliv na hmotnost celého zařízení. Další problém by mohl vzniknout při opracování profilů, které by vedlo k přílišnému snížení tuhosti profilů. Opracování profilů by v tomto případě bylo nutné k docílení požadované přesnosti vedení.

4.2.3.2. Kombinované rolny - výběr

Po provedení rešerše dostupných průmyslových řešení vedení byl nalezen způsob vedení pomocí kombinovaných roln. Kombinované rolny umožňují pohyb ve směru osy Y a zabraňují pohybu ve směru od X a Z. Kombinované rolny vyrábí společnost T.E.A. TECHNIK s.r.o., která se specializuje na výrobu lineárních vedení a pohonů.

Kombinované rolny jsou vyrobeny z materiálu UNI FE510C – DIN St 52-3 a pojezdové povrchy roln jsou tvrzené. Rolny jsou přivařovací – lze je navařit rovnou na součást, na kterou budou použity, nebo navařit na montážní desku, pomocí které poté budou připevněny na součást, na které budou použity. Všechny rolny mají možnost domazávání plastickým mazivem. Rolny je možné objednat v provedení s excentrem – to však pro tuto aplikaci není použitelné. [7]



obr. 32.: Kombinované rolny [7]

Rolna zabraňuje pohybu ve směru osy Z pomocí radiálního ložiska. Pohyb ve směru osy X je zabráněn pomocí axiálního ložiska (obr. 32).

K rolnám je možné objednat také vodící kolejnice. Kolejnice jsou k dodání v jednom kuse až do délky 12 m. Vzhledem k tomu, že je dráha kratší než 12 m, nebude třeba řešit žádné napojování kolejnic. Kolejnice tak bude z jednoho kusu materiálu. Napojení kolejnic by vyžadovalo složité úpravy po napojení a mohlo by mít negativní vliv na průběh zkoušky (neplynulý přechod apod.).

V tab. 2 (tabulka reakcí) je znázorněn přehled reakcí působících na vozík při jednotlivých stavech vozíku. Pro výběr rolny bude rozhodující hodnota reakce při nouzovém brzdění. Velikost reakcí byla vypočtena na základě 2D schémat v předchozích kapitolách. Z toho důvodu jsou reakce R_A a R_B reakcemi působícími vždy na jeden pár roln, tj. v podpoře A i B se reakce rozloží mezi dvě rolny na každou stranu vozíku (ve směru osy X). Velikost síly F_R , na kterou musí být rolna dimenzována pak odpovídá polovině nejvyšší vypočtené hodnoty (nouzové brzdění, viz následující vztah).

$$F_R = \frac{R_B}{2} \quad (45)$$

$$F_R = \frac{11\,138}{2} = 5\,569\,N \quad (46)$$

Rolna musí tedy unést minimálně 5 569 N. Je nutné podotknout, že při výpočtu se vycházelo ze zjednodušených matematických modelů. Při reálném provádění testů dojde ke změně jednotlivých nástaveb a tím i ke změně polohy jejich těžiště a hmotnosti. Vzhledem k variabilitě jednotlivých nástaveb nebylo možné podrobně rozebrat všechny druhy nástaveb a byl použit zjednodušený matematický model.

Jak je vidět na obr. 32, na konstrukci kombinované rolny je v radiálním směru (směr největšího zatížení v této aplikaci) použito válečkové ložisko. Válečkové ložisko je použito i pro zabránění pohybu vozíku ve směru osy X. Ze znalosti těchto skutečností je možné určit ekvivalentní statické a dynamické zatížení.

Výpočet ekvivalentního statického zatížení je proveden dle následujícího vzorce (47).

$$F_{e0} = X_0 \times F_r + Y_0 \times F_a \quad (47)$$

$$F_{e0} = 1 \times 5\,569 + 0 \times 0 = 5\,569\,N \quad (48)$$

Výpočet ekvivalentního dynamického zatížení je proveden dle následujícího vzorce (49).

$$F_e = V \times X \times F_r + Y \times F_a \quad (49)$$

$$F_e = 1 \times 1 \times 5\,569 + 0 \times 0 = 5\,569\,N \quad (50)$$

Hodnoty vypočtené ve vztazích (48) a (50) musejí být vždy menší než hodnoty únosností uvedených v katalozích výrobce pro vybraný typ rolny.

Po konzultaci se zadávající firmou a firmou, která bude zajišťovat výrobu zařízení, bylo rozhodnuto, že výběr rolny bude přikloněn na stranu bezpečnosti a bude vybrána rolna s výrazně vyšší únosností, než je minimální vypočtená. Vysoká bezpečnost při výběru rolny zajistí zabráněné nehody v případě přimontování nástavby, která by do soustavy vnášela výrazně vyšší zatížení, než se kterým bylo původně počítáno. V dohledné době by k této skutečnosti nemělo dojít, nicméně automobilový průmysl je v současnosti jedním z nejrychleji se rozvíjejících průmyslů a tím pádem je možné, že v budoucnu bude požadován test s použitím jiné (těžší, s jiným rozložením hmoty) nástavby, která by způsobila větší namáhání vedení vozíku.

Objednací číslo	D mm	T mm	d-0,05 mm	H mm	h mm	B mm	A mm	S mm	r mm	C kN	C _o kN	C _a kN	C _{oa} kN	Hmotnost kg
HEC 4.053*	52,5	40	30	33,0	27,0	17	5,0	15	2	24	33	10	14	0,36
HEC 4.054*	62,0	42	30	37,5	30,5	20	2,5	20	3	39	65	15	22	0,53
HEC 4.055	70,1	48	35	44,0	36,0	23	2,5	22	4	56	93	18	26	0,80
HEC 4.056	77,7	54	40	48,0	36,5	23	3,0	24	4	59	102	20	32	1,00
HEC 4.057	78,1	54	40	40,7	29,0	23	3,0	24	4	59	102	20	32	0,90
HEC 4.058	88,4	59	45	57,0	44,0	30	3,5	26	4	85	134	27	44	1,62
HEC 4.059	101,8	67	50	46,0	33,0	28	3,0	30	3	92	153	32	50	1,80
HEC 4.060	107,7	71	55	54,0	40,0	31	3,0	34	5	100	174	39	66	2,30
HEC 4.061	107,7	71	60	69,0	55,0	31	4,0	34	5	100	174	39	66	2,82
HEC 4.062	123,0	80	60	72,3	56,0	37	5,0	40	5	135	242	47	90	4,50
HEC 4.063	149,0	108	60	78,5	58,5	45	5,5	50	3	183	353	82	131	6,52

* bez možnosti domazání

C - dynamické radiální zatížení
Co - statické radiální zatížení

Ca - dynamické axiální zatížení
Coa - statické axiální zatížení

obr. 33.: Výběr rolny [7]

Byla vybrána rolna s typovým označením HEC 4.061, jejíž parametry jsou červeně zvýrazněny v přechozím obrázku (obr. 33). Po výběru rolny je možné vypočítat statickou bezpečnost a základní trvanlivost rolny.

Statická bezpečnost byla vypočtena dle následujícího vzorce (51).

$$s_0 = \frac{C_0}{F_{e0}} \quad (51)$$

$$s_0 = \frac{174}{5,569} = 31,24 \quad (52)$$

Z výsledku ve vztahu (52) je patrné, že vypočtená bezpečnost je skutečně vysoká a rolna tedy vysoce předimenzovaná. Byl tak splněn požadavek zadávající firmy a firmy provádějící výrobu.

Výpočet základní trvanlivosti byl proveden dle následujícího vztahu (53).

$$L_h = \frac{10^6}{60 \times n} \times \left(\frac{C}{F_e}\right)^3 \quad (53)$$

$$v = \frac{60 \times d}{\pi \times n} \quad (54)$$

Pro výpočet trvanlivosti je potřeba znát otáčky rolny. Průměr vybrané rolny d je 0,1077 m. Vozík zrychlí na maximální rychlost $v = 13,86$ m/s. Otáčky jsou vypočteny z následujícího vztahu a následně dosazeny do vzorce pro výpočet trvanlivosti.

$$n = \frac{60 \times v}{\pi \times d} \quad (55)$$

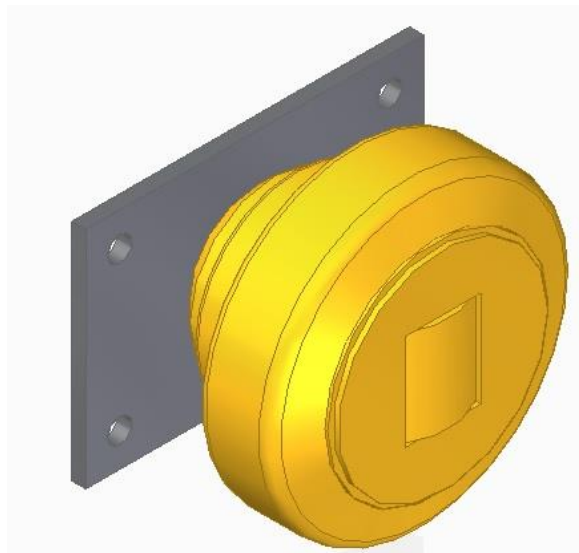
$$n = \frac{60 \times 13,89}{\pi \times 0,1077} = 2464,38 \text{ ot/min} \quad (56)$$

$$L_h = \frac{10^6}{60 \times 2464,38} \times \left(\frac{100}{5,569}\right)^3 = 39\,157 \text{ hod} \quad (57)$$

Z předchozího vztahu (57) je také vidět, že rolny jsou značně předimenzované. Tato skutečnost však vyhovuje požadavkům zadávající firmy, a tudíž nebude přistoupeno k výběru rolen s nižší únosností.

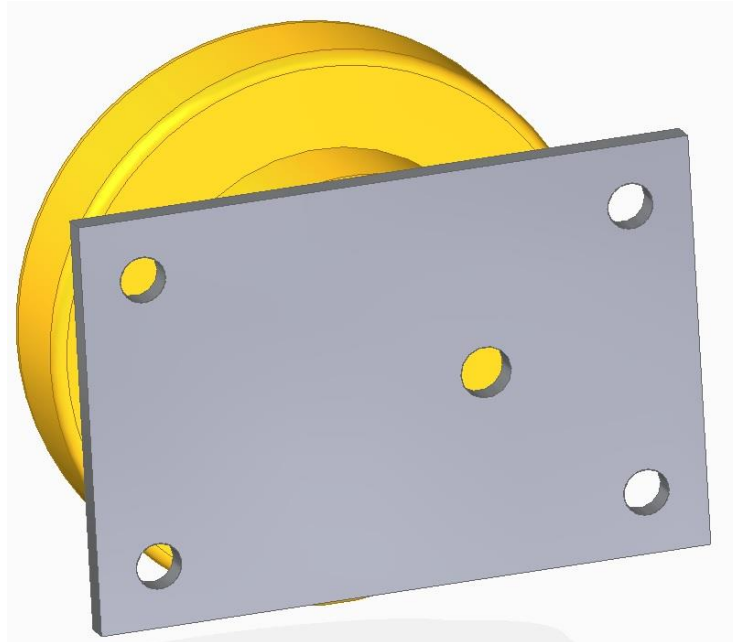
4.2.3.3. Kombinované rolny – uchycení k vozíku

Z hlediska smontovatelnosti a následné seřiditelnosti byla zvolena varianta připojení rolen na vozík pomocí přišroubované plechové desky, na kterou bude rolna navařena (obr. 34).



obr. 34.: Rolna a deska

Rolny mají možnost domazávání. Maznice bude připojena přes závit M6 z druhé strany desky, na kterou je rolna navařena. Je tedy proto zajistit přístup k díře pro připojení maznice při domazávání. V desce je vypálen otvor o průměru 10 mm, umožňující připojení maznice M6 k rolně a následné doplnění maziva (obr. 35).



obr. 35.: Domazávání

Vzhledem k potřebě demontovatelnosti desky s rolnou byl zvolen způsob připojení desky s rolnou k vozíku pomocí čtyř šroubů. Přenos sil bude probíhat pomocí smykového tření vyvolaného předpětím ve šroubu utaženém na požadovaný utahovací moment. Kontrola vhodnosti použitého šroubu byla provedena dle následujících vzorců.

$$F_{T0} = f \times F_{oc} \quad (58)$$

$$F_{oc} = \frac{F_{T0}}{f} \quad (59)$$

Veličina F_{T0} udává minimální třecí sílu, kterou je nutno vyvodit mezi stykovými plochami přivařovací desky a povrchu vozíku, na který bude deska přimontována. Veličina F_{oc} udává minimální osovou sílu všech šroubů, kterými je deska přichycena k vozíku. Za hodnotu F_{T0} je dosazena hodnota největší reakce mezi rolnou a kolejnicí.

pevnost		5.8		8.8		10.9		12.9	
D	R	Mu	Fo	Mu	Fo	Mu	Fo	Mu	Fo
		N·m	N	N·m	N	N·m	N	N·m	N
M 6	1	6,4	5448	9,7	8302	14,3	12194	16,7	14269
M 8	1,25	16,1	10003	24,5	15242	35,9	22388	42	26198
M10	1,5	31,8	15930	48,4	24275	71	35655	83	41724
M12	1,75	54,9	23231	84	35401	123	51995	144	60845
M14	2	88	31905	133	48618	196	71408	229	83563
M16	2	137	43939	209	66955	307	98340	359	115079

obr. 36.: Utahovací momenty šroubů [8]

Pro připojení desky k vozíku použity šrouby o velikosti M12 pevnostní třídy 10.9. Dle [8] je maximální utahovací moment 123 Nm a maximální vyvozená osová síla 51 995 N. Ze vztahu (59) je možné zjistit minimální sílu, kterou musí vyvodit skupina šroubů připojujících desku s rolnou k vozíku. Sílu, kterou musí přenést 1 šroub vypočteme dle následujících vzorců.

$$F_{T1} = \frac{F_R}{n_s} \quad (60)$$

Kde hodnota F_R je maximální vypočtená hodnota reakce na 1 rolnu a hodnota n_s udává počet použitých šroubů. Výsledná hodnota F_{T1} je zatížení, které musí přenést 1 šroub.

$$F_{T1} = \frac{5569}{4} = 1392 \text{ N} \quad (61)$$

Nyní je možné určit požadovanou osovou sílu v jednom šroubu. Uvažovaný součinitel tření ocel-ocel je 0,15.

$$F_{o1} = \frac{F_{T1}}{f} \quad (62)$$

$$F_{o1} = \frac{1392}{0,15} = 9\,280 \text{ N} \quad (63)$$

Vztah (63) udává minimální osovou sílu jednoho šroubu pro bezpečný přenos zatížení pomocí tření mezi vozíkem a deskou s rolnou. Z obr. 36 je patrné, že při dokonalém utažení šroubu M12 pevností třídy 10.9 je osová síla ve šroubu 51 995 N. Porovnáním této

osové síly s vypočtenou minimální osovou silou šroubu je možné vypočítat bezpečnost navrženého spoje, viz následující vztah.

$$k = \frac{F_0}{F_{o1}} \quad (64)$$

$$k = \frac{51\,995}{9280} = 5,6 \quad (65)$$

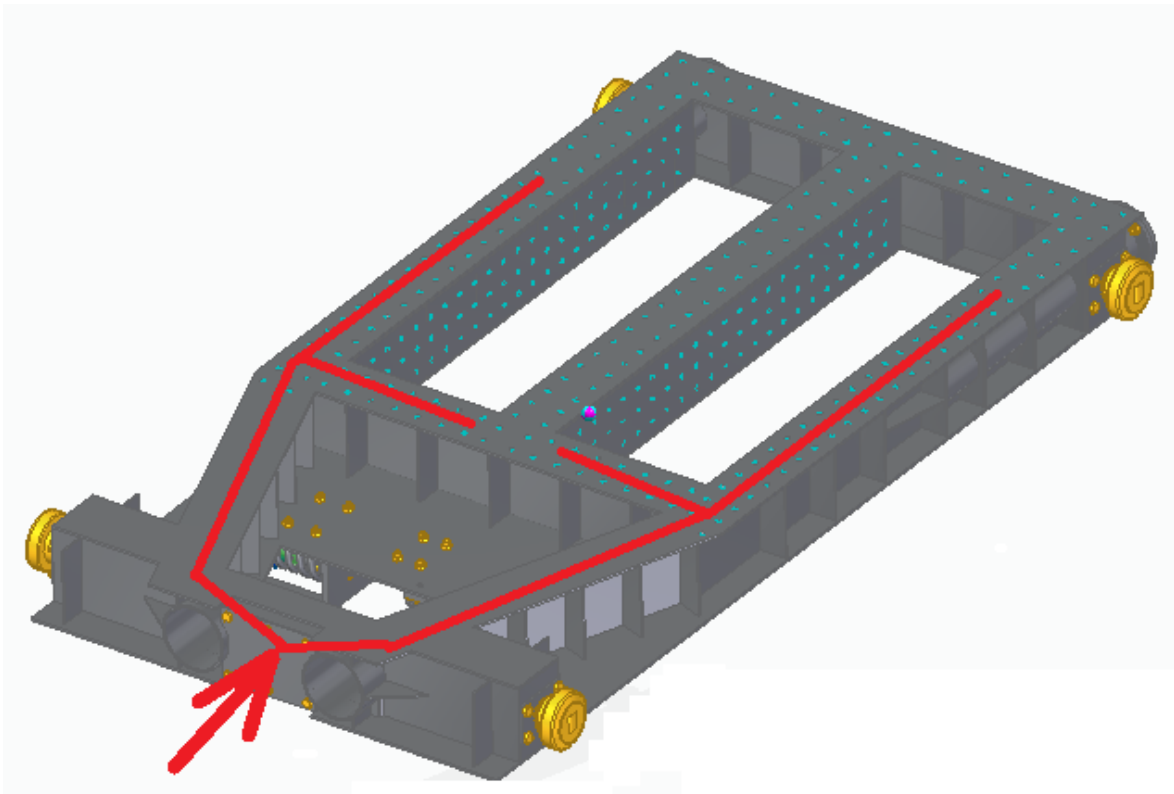
Hodnota výpočtu bezpečnosti (viz vztah 65) je 5,6, což je akceptovatelná hodnota bezpečnosti vzhledem k bezpečnosti obsluhy a prostředí, ve kterém bude zařízení provozováno.

4.2.4. Konstrukční prvky na vozíku

V kapitole 4.2.4. jsou popsány jednotlivé zajímavé konstrukční prvky, které jsou na vozíku použity a je zde zdůvodněno jejich použití. Konstrukčním prvkům týkajících se brzdění vozíku je věnována samostatná kapitola.

4.2.4.1. Rozložení zatížení

Konstrukce vozíku je svařena z vypálených plechů různé tloušťky. Je důležité, aby byl tvar vozíku uzpůsoben tak, aby co nejlépe absorboval vnesené zatížení.



obr. 37.: Rozložení zatížení vozíku

Předpokládané rozložení zatížení vozíku je vidět na obr. 37. Hlavním pilířem vozíku jsou dlouhé plechy roznášející zatížení do boků vozíku. Po celé délce těchto plechů jsou

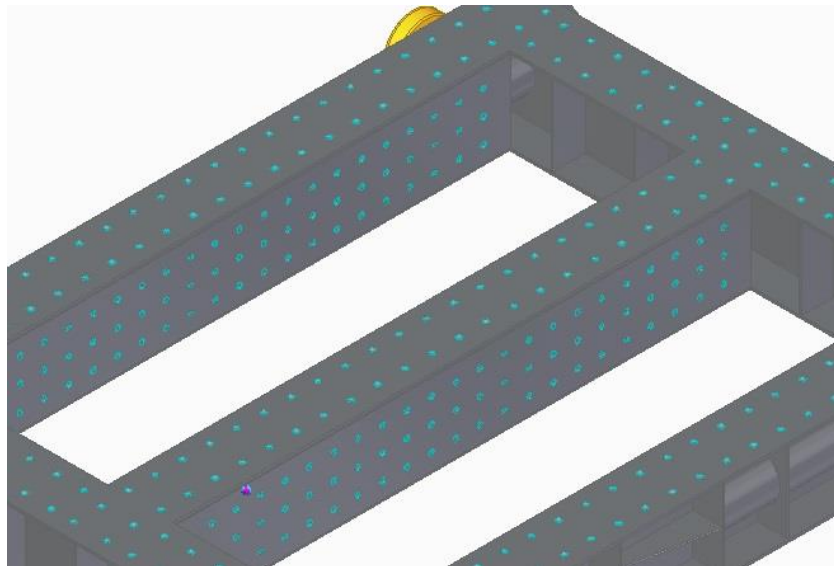
navážena žebra, která mají za úkol vyztužit celkovou konstrukci vozíku, a hlavně pohltit zatížení od nástavby, která je připevněna na horní straně vozíku.

Na vozíku byly z důvodu hmotnosti použity přesné výpalky z plechu. Umístění vhodně tvarovaného výpalku je totiž hmotnostně mnohem méně náročné než při použití normalizovaných profilů. Nevýhodou takto svařované konstrukce je její cena. Svaření z normalizovaných profilů je méně pracné a nevyžaduje takovou technologickou přípravu před samotným svařováním.

Výběr technologie svařování byl ponechán na dodavateli svařence dle jeho zvyklostí a vybavenosti svařovny.

4.2.4.2. Závité díry pro uchycení testovaných součástí

Zadávací firmou Dekra byly přesně definovány rozteče a velikosti závitových děr pro uchycení testovaných součástí a měřících zařízení pro provádění testů. Tyto rozteče nejsou stejné pro vertikálně a horizontálně uchycené součásti. Všechny závitové díry jsou velikosti M12. Při výrobě je důležité dodržení těchto roztečí a zároveň je nutné, aby byly dodrženy vzájemné vzdálenosti jednotlivých plechů, na kterých jsou závitové díry zhotoveny. V případě, že by nebyly všechny tyto vzdálenosti dodrženy, nebylo by možné použít již zhotovené přípravky pro testování a tím pádem by došlo ke zvýšení nákladů na testovací zařízení z důvodu nutnosti pořízení nových přípravků pro testování.

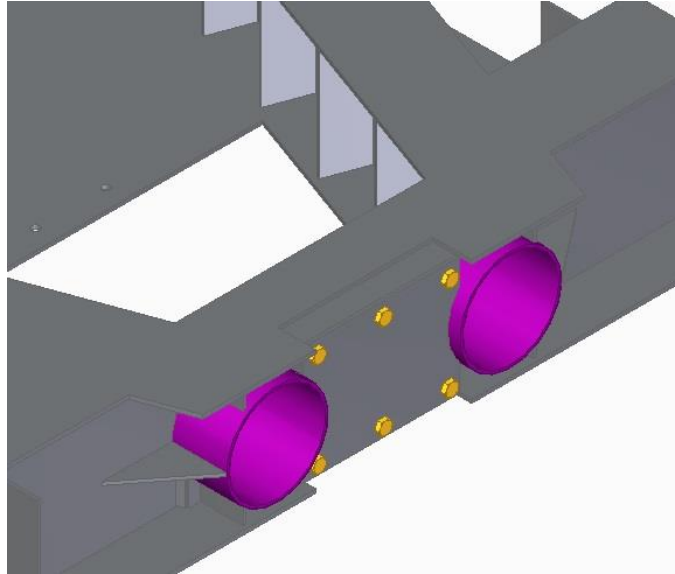


obr. 38.: Závité díry

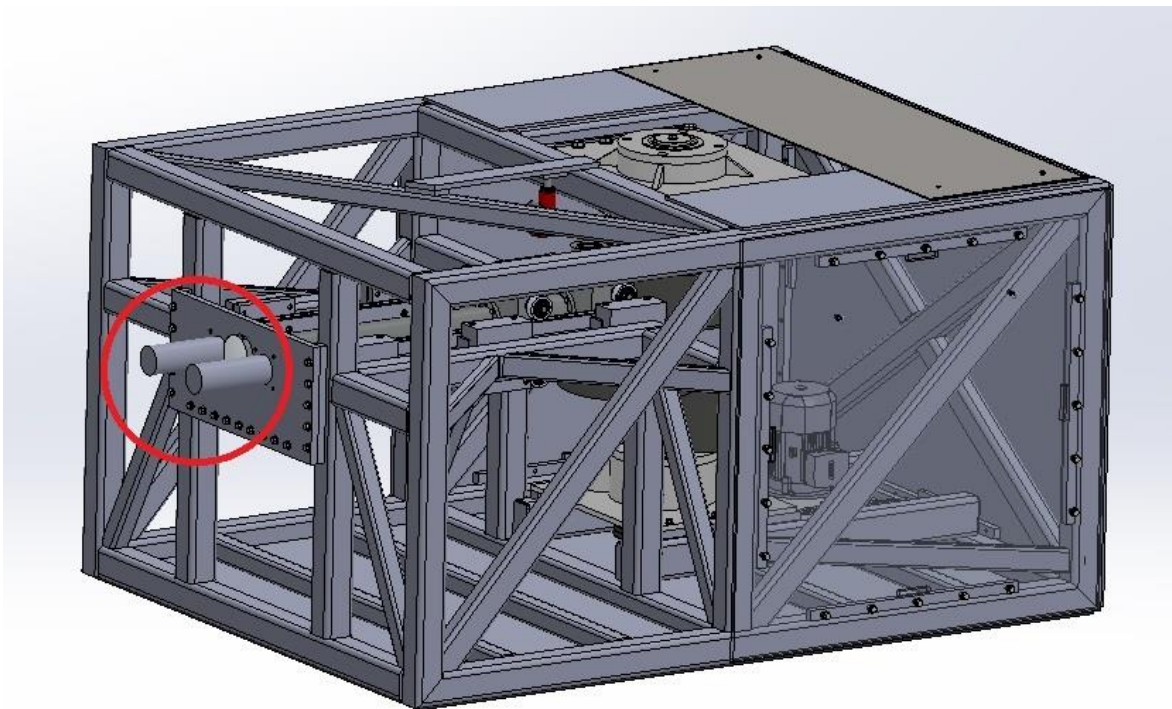
4.2.4.3. Trubky vevařené do čela vozíku

Při výstřelu z katapultu je nutné zastavit pylon, aby nedošlo ke sjetí rolen z lišt připevněných na rámu katapultu a tím pádem k znehodnocení celého zařízení. K zastavení pylonu byly použity dva tlumiče od firmy ACE. Tlumiče jsou namontovány z vnějšku rámu. Při přistavení vozíku do startovací polohy by tlumiče kolidovaly s konstrukcí vozíku. Bylo proto nutné vymyslet takový konstrukční prvek, který by umožnil proniknutí tlumičů

do konstrukce vozíku a zároveň by byla zachována tuhost vozíku. Do čela vozíku tedy byly vevařeny dvě trubky o průměru 130 mm s tloušťkou stěny 3 mm, které při přisunutí vozíku do startovní pozice umožní průnik tlumičů do vozíku a umožní tím bezproblémový start.



obr. 39.: Trubky vevařené v čele vozíku



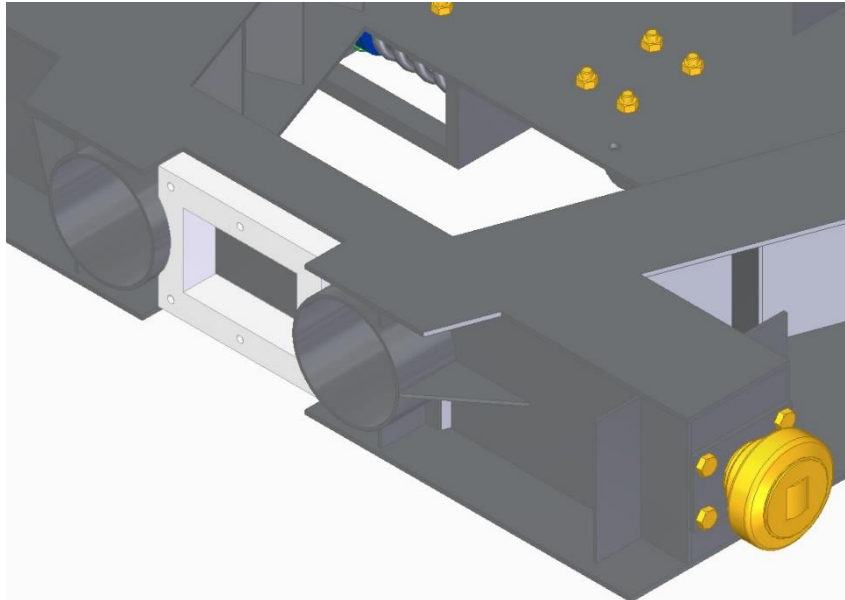
obr. 40.: Tlumiče pro zastavení pylonu

Na obrázku (obr. 39) jsou fialově znázorněny trubky vevařené v čele vozíku, které umožňují průnik tlumičů do konstrukce vozíku ve startovací poloze.

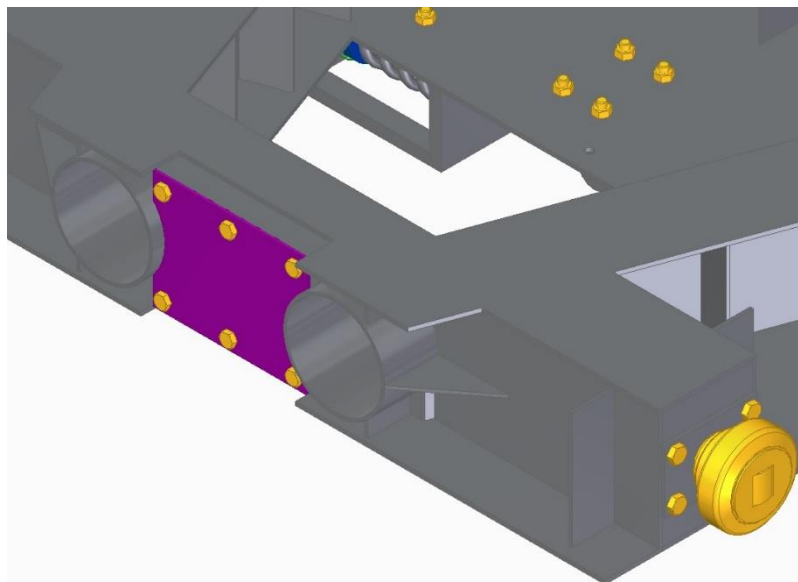
Na obrázku (obr. 40) jsou červeně označeny tlumiče, které pronikají skrze vevařené trubky do konstrukce vozíku.

4.2.4.4. Opěrný plech pro pylon

Při výstřelu je nutné přenést pohybovou energii z pylonu na vozík. Přenos energie probíhá pomocí dotyku pylonu a vozíku. Do čela vozíku je přivařen plech se závitovými dírami pro 6 šroubů o velikosti M10. Na tento plech se pomocí šroubů přišroubuje další tenký plech, do kterého se bude opírat hlavice pylonu. Tento plech je vyměnitelný, protože se po určitém počtu výstřelů předpokládá vymačkání hlavice pylonu do tohoto plechu.



obr. 41.: Plech přivařený v čele vozíku (bíle označen)

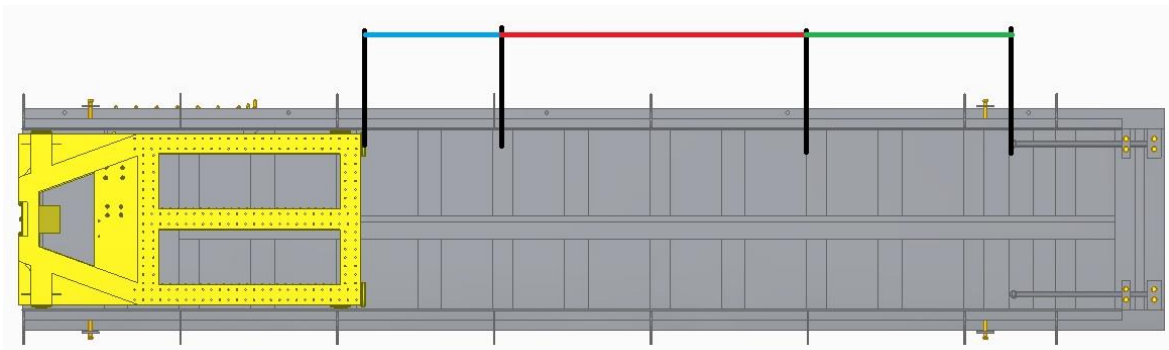


obr. 42.: Vyměnitelný plech (fialově označen)

4.3. Brzdění vozíku

Jak již bylo výše zmíněno, návrh hydraulické brzdy pro zabrzdění vozíku měl za úkol student bakalářského studijního programu v rámci své bakalářské práce. Jeho práce zahrnovala návrh brzdového válce, který má na starosti zvýšení tlaku v hydraulickém okruhu a spuštění brzdy, návrh samotného brzdového třmenu, brzdových pístků a návrh zařízení, které sníží tlak v hydraulickém okruhu a bude možné odjet s vozíkem zpět do startovací polohy. V rámci předkládané diplomové práce byl navržen pouze spouštěcí mechanismus, který má za úkol zvýšení tlaku v brzdovém válci.

4.3.1. Brzdná dráha



obr. 43.: Brzdná dráha

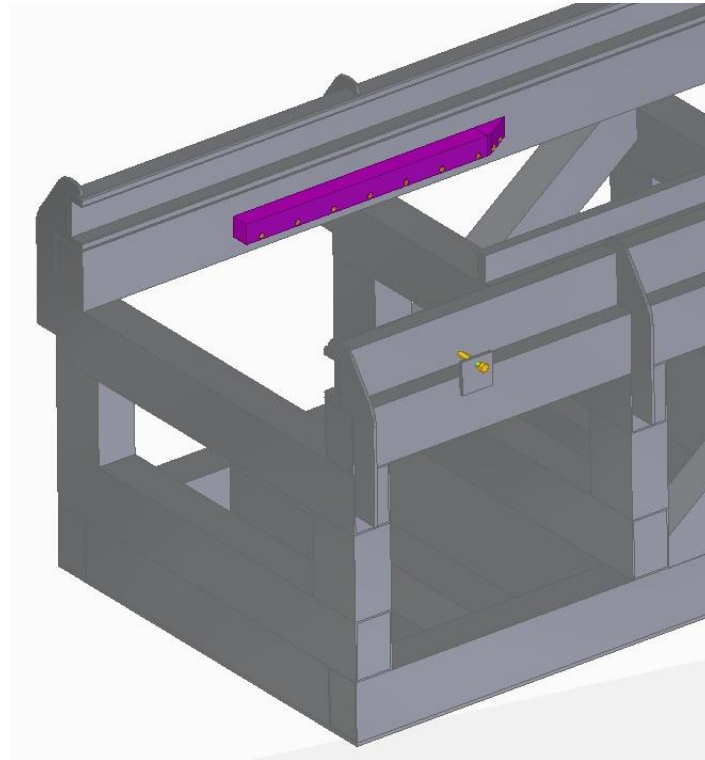
Na obrázku (obr. 43) jsou různými barvami zvýrazněny úseky, které ukazují jednotlivé pohybové stavy vozíku. Délka dráhy musela být navržena s ohledem na pohodlné provedení měření a zároveň musela být dostatečně dlouhá kvůli zabrzdění. Délka dráhy je však omezena prostorem, který je k dispozici v hale firmy Dekra, protože dodatečné stavební úpravy v hale nejsou možné. Délka modře označeného úseku je 900 mm. Modře označený úsek znázorňuje vzdálenost, na které probíhá měření. Tato vzdálenost je rovna zdvihu vačky zaokrouhlenému na stovky milimetrů. Červeně označený úsek znázorňuje vzdálenost, na kterou je vypočteno zastavení vozíku pomocí brzdy. Červeně označený úsek je dlouhý 2 m. Zeleně označený úsek dráhy znázorňuje rezervní prostor. Předpokládá se, že rezervní prostor bude využit po opotřebení destiček nebo případně při zavzdušnění hydraulického okruhu. Po překročení rezervního prostoru dojde k nouzovému brzdění. Rezervní prostor je dlouhý přibližně 1 m.

4.3.2. Spouštěcí mechanismus

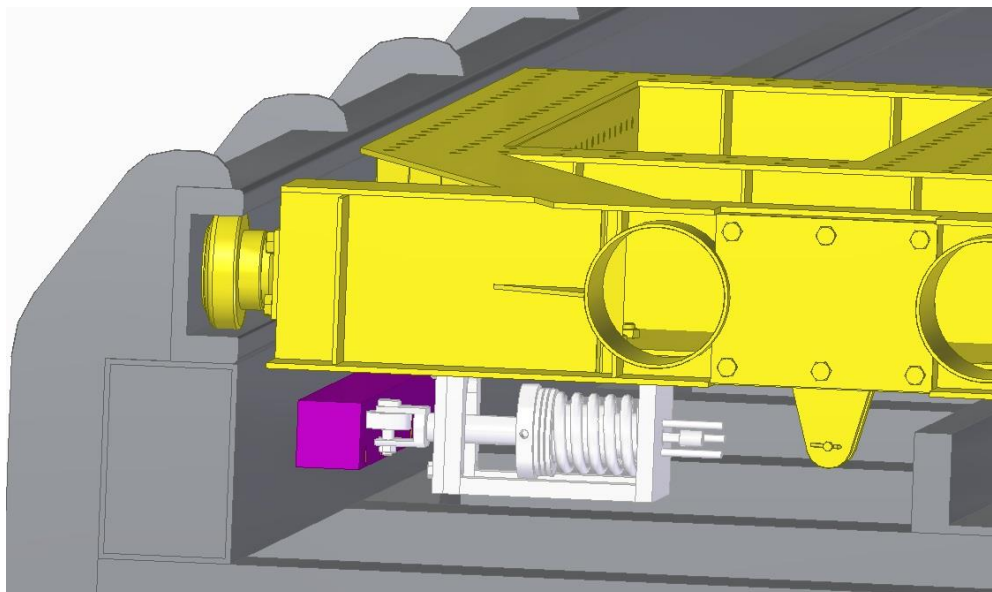
Často diskutovaným tématem při návrhu vozíku byl systém, který bude spouštět brzdou. Byly porovnávány různé varianty spuštění brzdy, a to i včetně vytvoření optické brány pomocí snímačů, které by spouštěly brzdou. Tato řešení byla sice důmyslná, ale příliš komplikovaná a drahá. Bylo tedy rozhodnuto o vytvoření mechanického spouštěče. Ten funguje na principu tzv. lineární vačky.

4.3.2.1. Lineární vačka

Na obrázku (obr. 44) je fialovou barvou znázorněna tzv. lineární vačka, která má za úkol určení místa, ve kterém začne brzdit brzdňý systém na vozíku. Nejde o nic jiného než o přišroubovanou lištu ke dráze, po které se odvaluje kolečko přitisklé na lištu pomocí předepnuté pružiny. Když toto kolečko sjede z lišty, dojde k natlakování hydraulického okruhu brzdy a tím k zabrzdění vozíku.

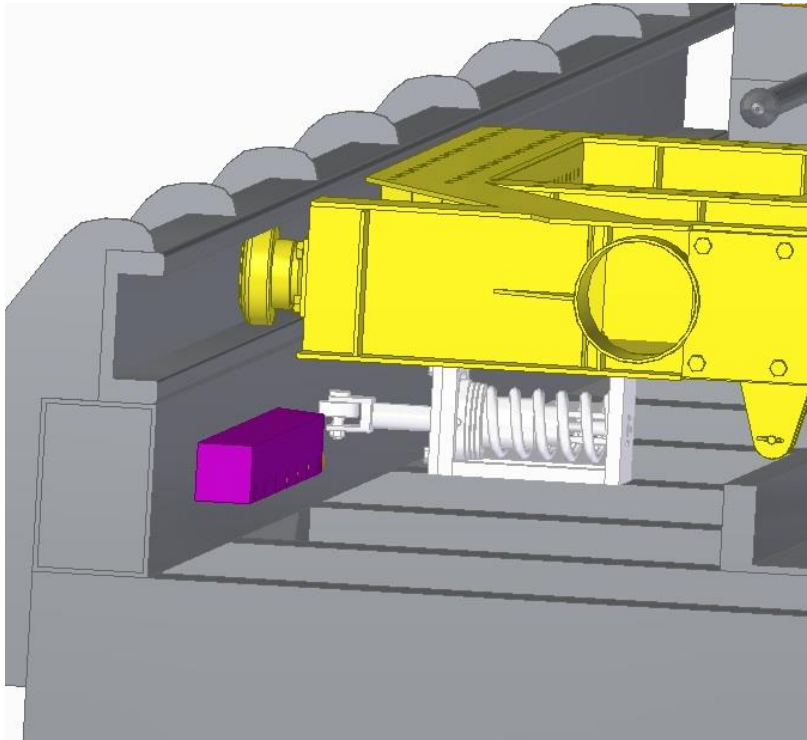


obr. 44.: Lineární vačka



obr. 45.: Spouštěcí mechanismus

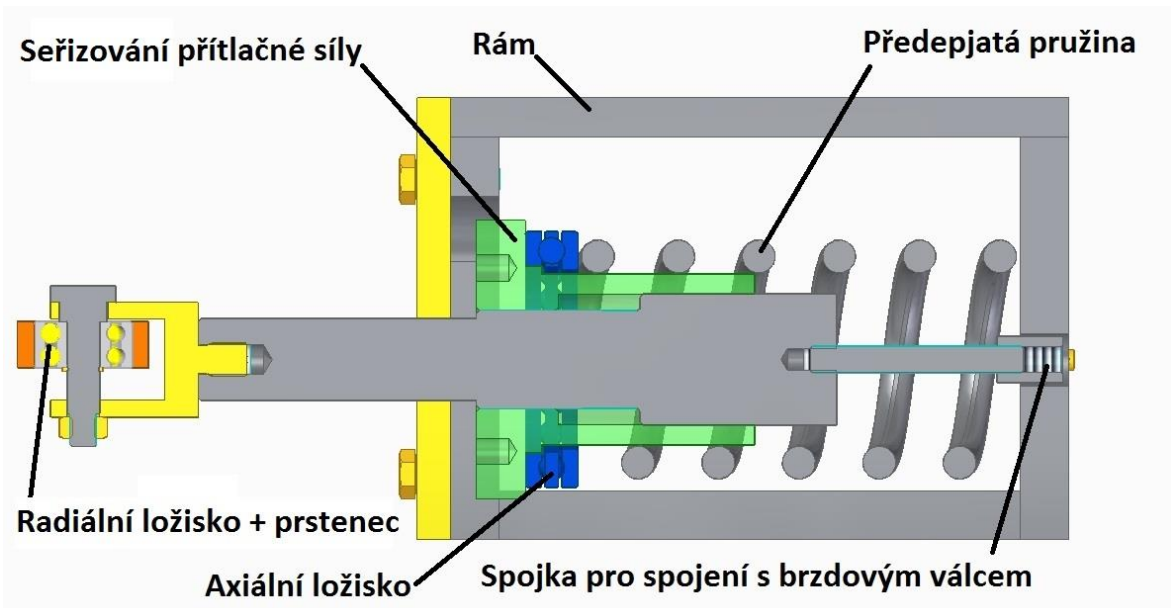
Na obrázku (obr. 45) je bíle označeny spouštěcí mechanismus brzdy při provádění měření. Kolečko se odvaluje po fialově označené lineární vačce a s vozíkem je možné pohybovat.



obr. 46.: Spouštěcí mechanismus

Na obrázku (obr. 46) je bíle znázorněn spouštěcí mechanismus ve stavu, kdy již sjel z lineární vačky a spustil brzdění.

4.3.2.2. Řez spouštěcím mechanismem

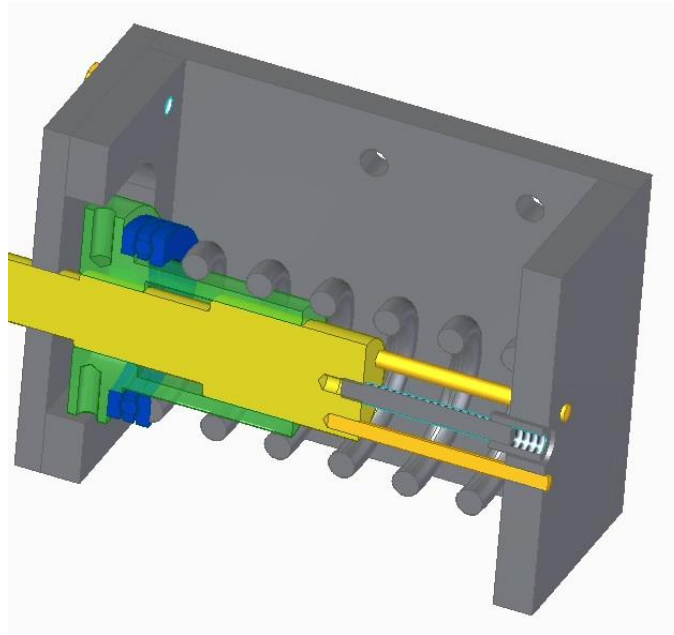


obr. 47.: Spouštěcí mechanismus

Na obrázku (obr. 47) je znázorněn řez spouštěcím mechanismem. Mechanismus se skládá z rámu, který je připevněn pomocí šroubů ke konstrukci vozíku. Přenos zatížení probíhá pomocí tření obdobně, jako je tomu u spojení desek s rolnami s konstrukcí vozíku. Radiální ložisko s prstencem je přitlačováno na lineární vačku pomocí předepjaté pružiny. Přitlačnou sílu je možné regulovat pomocí seřizovacího mechanismu – vysoustružený seřizovací prvek je na obrázku (obr. 47) označen zelenou barvou. Aby nedocházelo k poškození povrchu seřizovacího prvku třením o pružinu, bylo do systému vloženo axiální ložisko, pomocí kterého lze pružinu otáčením předepnout, aniž by došlo k poškrábání povrchu.

4.3.2.3. Posouvání spouštěcího mechanismu

Při spuštění brzdění musí dojít ke sjetí ložiska s prstencem z lineární vačky a tím pádem díky stlačené pružině k posunutí celého čepu, na kterém je přimontováno radiální ložisko s prstencem. Čep je uložen v otvoru vyhotoveném do desky přišroubované k rámu spouštěcího mechanismu (na obr. 47 je deska označena žlutě). Na druhé straně, v místě opření pružiny o rám spouštěcího mechanismu, je uložen čep pomocí třech kolíků procházejících skrz díry v rámu. Čep a kolíky musejí být v díře uloženy s dostatečnou vůlí, aby mohlo dojít k bezproblémovému posouvání mechanismu. Čep musí být vyroben z jiného materiálu, nebo být zušlechťen na rozdílnou tvrdost oproti desce, ve které se bude pohybovat, a to proto, aby nedocházelo k zadírání těchto dvou součástí mezi sebou. Kolíky musejí být v čepu nalisovány. Pro bezproblémový chod zařízení je doporučeno časté promazávání stykových ploch vzájemně se dotýkajících součástí. Posouvání mechanismu je znázorněno na obr. 48. Součásti, posouvající se v rámu, jsou znázorněny žlutou barvou.



obr. 48.: Posouvání mechanismu

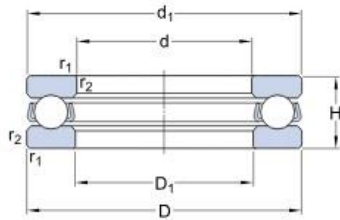
4.3.2.4. Pružina spouštěcího mechanismu

Pružina byla zvolena studentem, který zpracovával návrh samotné brzdy. Pružinu vybíral na základě výpočtů tlaku v brzdovém válci, který je zapotřebí ke spuštění brzdy. Byla vybrána pružina od firmy Hennlich. Na základě výpočtů byla stanovena tlačná pružina s tuhostí 74 N/mm. Volná délka pružiny je 135 mm a ve stavu maximálního stlačení má pružina délku 82,2 mm. Při maximálním stlačení vyvine pružina maximální možnou sílu $F_{NP} = 3\,919\text{ N}$. Pružina je vyrobena z materiálu EN 10270-1 SH. Celý spouštěcí mechanismus byl navrhován právě na základě parametrů a rozměrů pružiny. Obzvláště důležitý parametr pro návrh spouštěcího mechanismu je maximální možná síla vyvinutá pružinou. S ohledem na tuto sílu jsou dimenzovány další součásti náležící ke spouštěcímu mechanismu. [10]

4.3.2.5. Axiální ložisko

Jak již bylo zmíněno, axiální ložisko v mechanismu slouží k pohodlnému nastavení předpětí pružiny. Pokud by ložisko nebylo do mechanismu zahrnuto, otáčením seřizovacího prvku by docházelo k otěru mezi seřizovacím prvkem a pružinou a tím pádem k poškození povrchů těchto dvou součástí. Axiální ložisko tomuto jevu zabraňuje.

Axiální ložiska od firmy SKF disponují velice vysokou statickou únosností i při malých rozměrech ložisek. Ložisko bylo vybíráno spíše dle rozměrových parametrů než dle únosnosti, jelikož zatížení od pružiny by bez problémů uneslo mnohem menší ložisko, než je to námi použité. Rozměry ložiska jsou zobrazeny na následujícím obrázku (obr. 49). [11]



d		55	mm
D		78	mm
H		16	mm
d ₁	≈	78	mm
D ₁	≈	57	mm
r _{1,2}	min.	0.6	mm

obr. 49.: Rozměry axiálního ložiska [11]

Vzhledem k tomu, že u ložiska nepředpokládáme častou frekvenci otáčení, je tedy provedena pouze kontrola vzhledem ke statické únosnosti ložiska. Výrobce SKF u použitého ložiska uvádí statickou únosnost 81,5 kN. Výpočet bezpečnosti vůči statické únosnosti je proveden v následujících vzorcích.

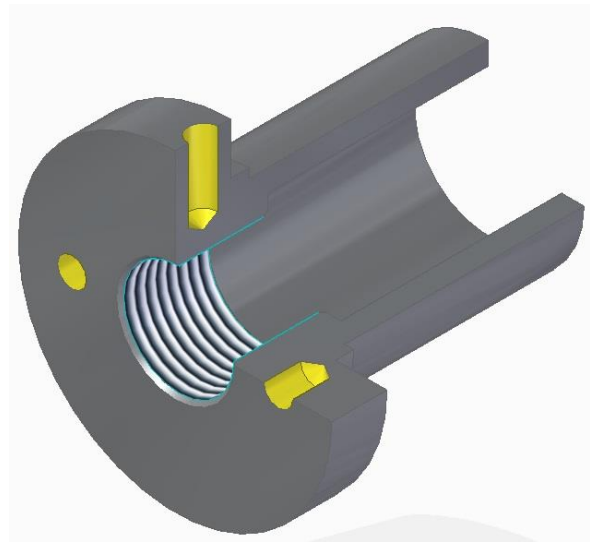
$$s_0 = \frac{C_0}{F_{NP}} \quad (66)$$

$$s_0 = \frac{81\,500}{3\,919} = 20,8 \quad (67)$$

Z vypočtené bezpečnosti ve vzorci 67 je patrné, že vybrané ložisko vydrží vyvolané zatížení s vysokou bezpečností. Ve vzorci 67 byl zároveň potvrzen původní předpoklad, že ložisko bez problémů vydrží malé zatížení vyvolané pružinou a je značně předimenzované. Z prostorových důvodů však nebylo možné použít menší ložisko.

4.3.2.6. Seřizovací prvek

Předepínání pružiny zabezpečuje vysoustružený seřizovací prvek, který je pomocí závitu M30 x 1,5 spojena s posouvajícím se čepem. Jemný závit poskytuje možnost přesnějšího nastavení předpětí pružiny. Na obrázku (obr. 50) jsou žlutě zvýrazněny vyvrtané otvory, které umožňují otáčení součástí a tím i nastavení předpětí pružiny. Otvory jsou vyvrtány tak, aby bylo možné předpětí nastavit jak z čela, tak i z boku spouštěcího mechanismu.



obr. 50.: Seřizovací prvek

4.3.2.7. Radiální ložisko

Po lineární vačce se odvaluje radiální ložisko, na kterém je nalisován prstenec. Pro kontrolu únosnosti ložiska je třeba nejdříve vypočítat jeho otáčky. Maximální rychlost vozíku je 50 km/h – tu je třeba přepočítat na otáčky.

$$v_{max} = \frac{50}{3,6} = 13,89 \text{ m/s} \quad (68)$$

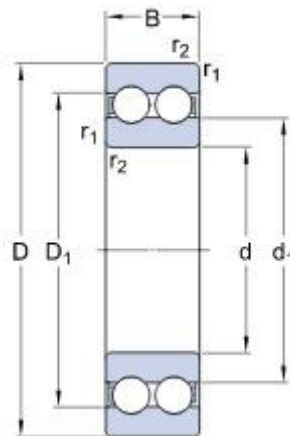
$$v = \frac{60 \times d}{\pi \times n} \quad (69)$$

$$n = \frac{60 \times v}{\pi \times d} \quad (70)$$

Vnější průměr prstence, který je nalisován na ložisku a odvaluje se po lineární vačce, je 40 mm. Nyní jsou již známy všechny veličiny a lze tedy vypočítat otáčky ložiska.

$$n = \frac{60 \times 13,89}{\pi \times 0,04} = 6\,635 \text{ ot/min} \quad (71)$$

Bylo vybráno dvouřadé kuličkové ložisko od firmy SKF s označením 4200 ATN9. Parametry ložiska jsou uvedeny v následujícím obrázku (obr. 51) a tabulce (tab.3). [11]



obr. 51.: Dvouřadé kuličkové ložisko [11]

tab. 3.: Parametry dvouřadého kuličkového ložiska [11]

Hlavní rozměry			Základní únosnost	
D	d	B	Statická (C ₀)	Dynamická (C)
mm			kN	
30	10	14	5,2	9,23

Dvouřadé kuličkové ložisko bylo vybráno díky své relativně vysoké únosnosti vůči ložiskům jednořadým. Ložisko bude zatíženo předepnutou pružinou, která může vyvinout maximální radiální sílu 3 919 N. S touto hodnotou tedy bude počítáno při výpočtu statické a dynamické únosnosti ložiska. Ložisko není nijak axiálně zatíženo. Výpočet ekvivalentního statického zatížení je realizován dle následujícího vzorce (72).

$$F_{e0} = X_0 \times F_r + Y_0 \times F_a \quad (72)$$

$$F_{e0} = 1 \times 3\,919 + 0 \times 0 = 3\,919 \text{ N} \quad (73)$$

Výpočet ekvivalentního dynamického zatížení je proveden dle následujícího vzorce (74).

$$F_e = V \times X \times F_r + Y \times F_a \quad (74)$$

$$F_e = 1 \times 1 \times 3\,919 + 0 \times 0 = 3\,919 \text{ N} \quad (75)$$

Statická bezpečnost byla vypočtena dle následujícího vzorce (76).

$$s_0 = \frac{C_0}{F_{e0}} \quad (76)$$

$$s_0 = \frac{5\,200}{3\,919} = 1,33 \quad (77)$$

Trvanlivost ložiska vypočteme dle následujícího vzorce (78).

$$L_h = \frac{10^6}{60 \times n} \times \left(\frac{C}{F_e}\right)^3 \quad (78)$$

$$L_h = \frac{10^6}{60 \times 6\,635} \times \left(\frac{9\,230}{3\,919}\right)^3 = 32 \text{ hod} \quad (79)$$

Ze vztahu 79 bylo zjištěno, že trvanlivost ložiska na spouštěcím mechanismu je pouze 32 hodin. Vypočtená hodnota se zdá být velice malá, ovšem vezmeme – li v potaz, že jeden test trvá maximálně 3 vteřiny a z toho ložisko je pod zatížením pouze zlomek z tohoto testu (maximálně vteřinu), je vypočtená trvanlivost ložiska vyhovující. Budeme – li uvažovat, že je ložisko v provozu pod zatížením pouze vteřinu z celého testování, můžeme pro lepší představu vypočítat počet testů n_t , které je možné provést při použití jednoho ložiska.

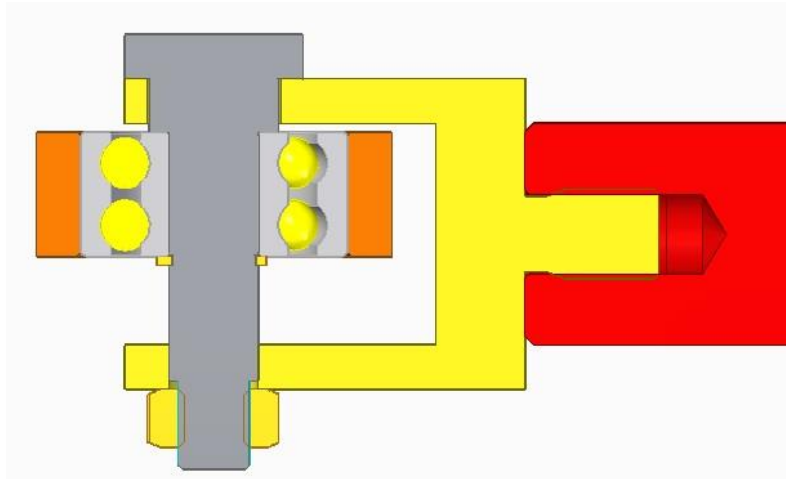
$$n_t = \frac{L_h}{t} \quad (80)$$

$$n_t = \frac{115\,200}{1} = 115\,200 \text{ testů} \quad (81)$$

Ze vztahu 81 je patrné, že počet testů, které je ložisko schopno absolvovat, než jej bude třeba vyměnit, je dostatečně vysoký.

4.3.2.8. Uložení ložiska

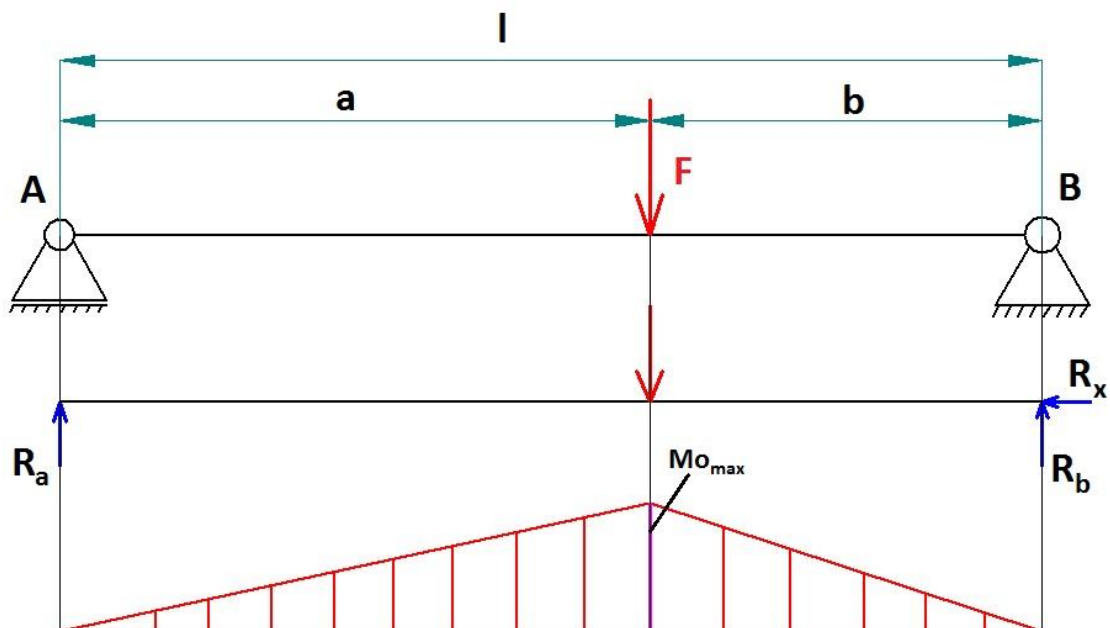
Ložisko je na spouštěcím mechanismu nalisováno na čep, který je uložen ve vidlici. Vidlice je pomocí závitů našroubována na posuvný čep spouštěcího mechanismu. Vidlice a čep jsou rozděleny z důvodu snazší výroby a z důvodu smontovatelnosti mechanismu. Čep je ve vidlici přesně uložen a pojištěn pomocí matice M8. Ložisko je na čepu axiálně zajištěno pojistným kroužkem.



obr. 52.: Uložení ložiska

4.3.2.9. Kontrola čepu na ohyb

Vzhledem k relativně vysokému namáhání čepu, na kterém je uloženo ložisko spouštěcího mechanismu, je nutné zkontrolovat čep na ohyb. Kontrola byla provedena dle obr. 53.



obr. 53.: Kontrola čepu na ohyb

$$\sum x: R_x = 0 \quad (82)$$

$$\sum y: R_a + R_b - F = 0 \quad (83)$$

$$\sum M_B: R_a \times l - F \times b = 0 \quad (84)$$

$$R_A = \frac{F \times b}{l} \quad (85)$$

$$R_B = F - \frac{F \times b}{l} \quad (86)$$

Po vyjádření reakcí v podporách je možné přejít k výpočtu maximálního ohybového momentu, který dle obr. 53 bude v místě působení síly a následně k výpočtu ohybového napětí a bezpečnosti v ohybu.

$$M_{omax} = R_A \times a = \frac{F \times b}{l} \times a \quad (87)$$

$$M_{omax} = \frac{3\,919 \times 13}{34} \times 21 = 31\,467 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (88)$$

$$\sigma_o = \frac{M_{omax}}{W_o} = \frac{M_{omax}}{\frac{\pi \times d^3}{32}} \quad (89)$$

$$\sigma_o = \frac{31\,467}{\frac{\pi \times 10^3}{32}} = 320,69 \text{ MPa} \quad (90)$$

Čep bude vyroben z oceli C45 a zušlechtěn na tvrdost 250 HB. Tím zajistíme minimální mez kluzu materiálu 490 MPa. Vůči této mezi kluzu je v následujícím vztahu vypočtena bezpečnost.

$$k_o = \frac{R_{emin}}{\sigma_o} \quad (91)$$

$$k_o = \frac{490}{320,69} = 1,53 \quad (92)$$

Ze vztahu 91 bylo zjištěno, že při použití předepsaného materiálu a zároveň zušlechtěného na požadovanou tvrdost, bude výsledná bezpečnost vyhovující.

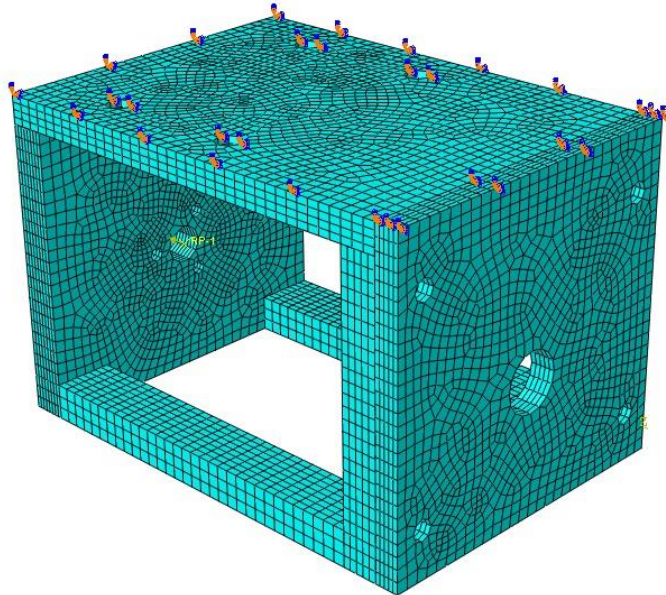
4.3.2.10. Kontrola rámu spouštěcího mechanismu

Pro správné fungování spouštěcího mechanismu je důležité, aby byl rám spouštěcího mechanismu dostatečně tuhý. Rám je koncipován jako svařenec, a tak je potřeba jednotlivé plechy svařit tak, aby byla zajištěna co možná největší tuhost.

Byl vytvořen výpočtový model v programu Abaqus, ve kterém byl proveden i samotný výpočet. Do výpočtu byly pro jeho jednoduchost zahrnuty pouze prvky rámu, zbytek

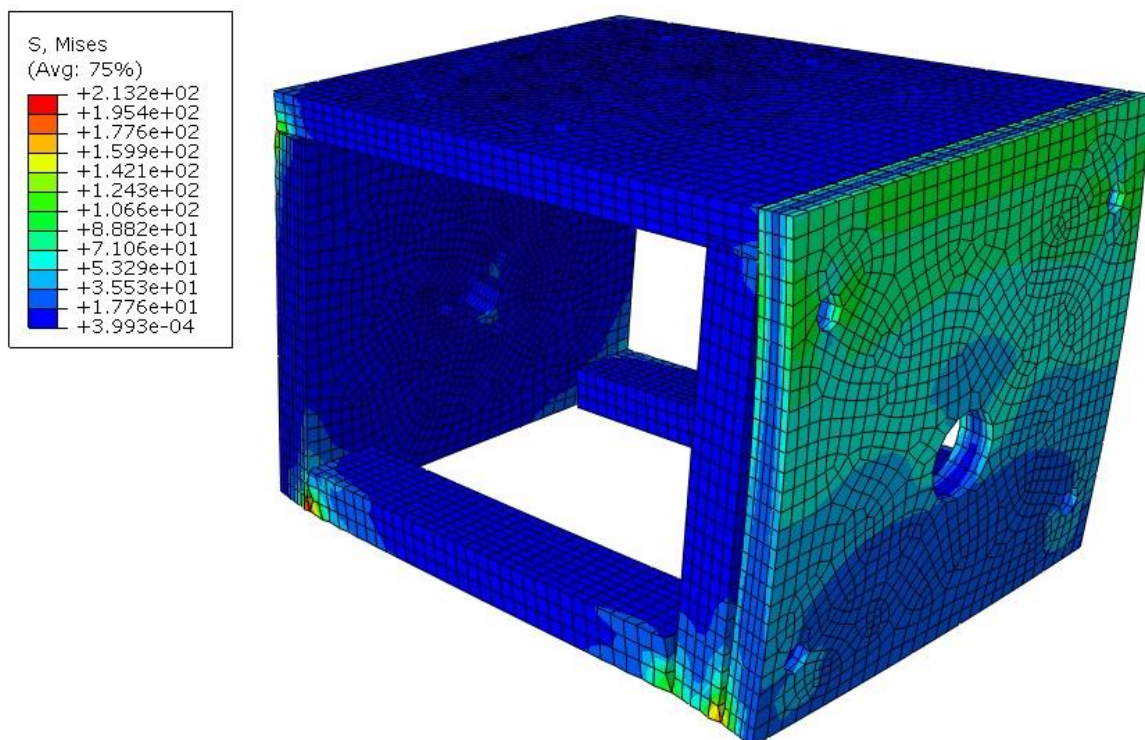
součástí byl ve výpočtu zanedbán. Model byl vytvořen s celkovým počtem 26 035 elementů.

Rám mechanismu je zatížen maximální silou, která je rovna maximální síle vyvinuté pružinou (3 919 N). Výpočtový model je vidět na následujícím obrázku.



obr. 54.: Výpočtový model

Výpočtem provedeným v programu Abaqus bylo stanoveno největší napětí 213 MPa. Toto napětí bylo zjištěno v rozích v místě, kde bude svar mezi dvěma plechy. Vzhledem k použitému materiálu, který má mez kluzu 355 MPa, lze považovat toto napětí za akceptovatelné. Výsledky MKP analýzy jsou vidět na následujícím obrázku (obr. 55).



obr. 55.: Výsledky MKP analýzy

4.3.2.11. Připojení spouštěcího mechanismu k vozíku

Pro připojení spouštěcího mechanismu k vozíku nebylo použito žádného tvarového prvku, nýbrž se síly přenášejí jen třením. Bylo tedy nutné vyvodit dostatečně velkou osovou sílu ve šroubech, které spojují mechanismus s vozíkem. Spoj byl opět dimenzován na maximální sílu pružiny, kterou je schopna vyvinout (3 919 N).

$$F_{T1} = \frac{F_p}{n_\xi} \quad (93)$$

Hodnota F_p je maximální síla v pružině a hodnota n_ξ udává počet použitých šroubů. Výsledná hodnota F_{T1} je zatížení, které musí přenést 1 šroub.

$$F_{T1} = \frac{3\,919}{4} = 980\,N \quad (94)$$

Nyní je možné určit požadovanou osovou sílu v jednom šroubu. Uvažovaný součinitel tření ocel-ocel je 0,15.

$$F_{o1} = \frac{F_{T1}}{f} \quad (95)$$

$$F_{o1} = \frac{980}{0,15} = 6\,533\,N \quad (96)$$

Vztah (96) tedy udává minimální osovou sílu jednoho šroubu pro bezpečný přenos zatížení pomocí tření mezi vozíkem a deskou s rolnou. Při dokonalém utažení šroubu M10 pevností třídy 8.8 je osová síla ve šroubu 24 275 N. Porovnáním této osové síly s vypočtenou minimální osovou silou šroubu je možné vypočítat bezpečnost navrženého spoje, viz následující vztah.

$$k = \frac{F_o}{F_{o1}} \quad (97)$$

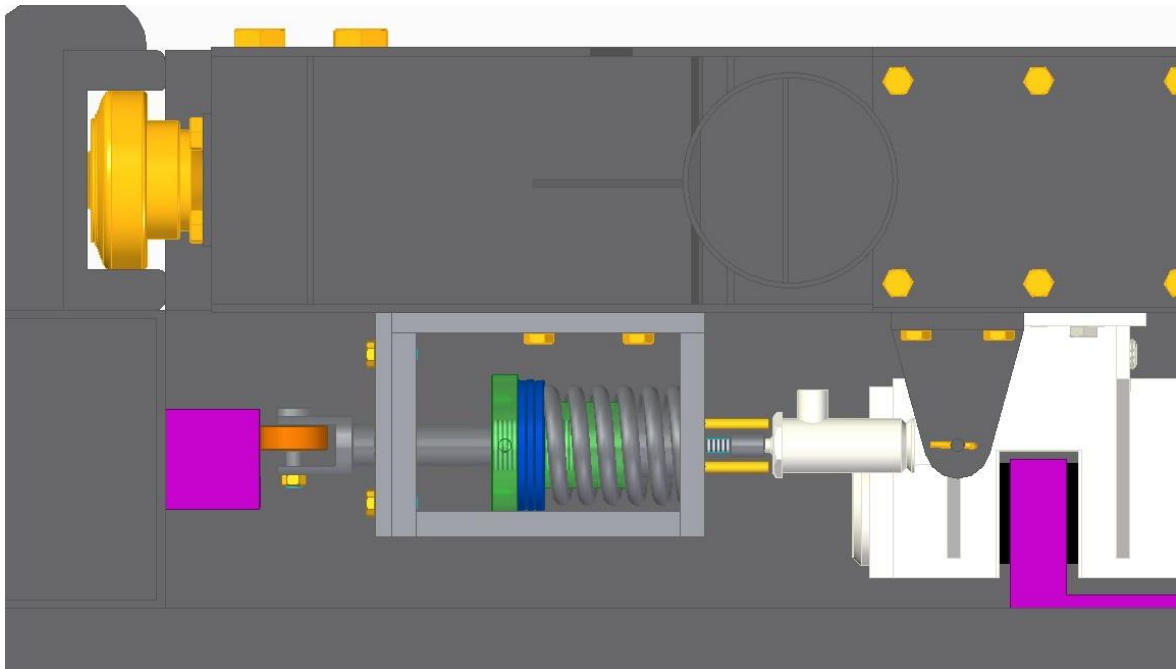
$$k = \frac{24\,275}{6\,533} = 3,72 \quad (98)$$

Bezpečnost spoje vyšla ve vztahu (98) 3,72, což je akceptovatelná hodnota bezpečnosti vzhledem k bezpečnosti obsluhy a prostředí, ve kterém bude zařízení provozováno.

4.3.3. Princip tlakování hydraulického okruhu

V prvotní fázi návrhu vozíku bylo zamýšleno použití volně dostupného automobilového brzdového válce, který je připojen na brzdový pedál a pomocí něhož dochází k tlakování hydraulického okruhu. Při výpočtech ale nebyl nalezen žádný vhodný brzdový válec, a tak muselo dojít k návrhu vlastního brzdového válce. Překážkou při hledání vhodného válce byl také fakt, že bylo zapotřebí taženého brzdového válce. V automobilech je u většiny případů použit tlačенý brzdový válec.

Princip tlakování hydraulického okruhu u vozíku tedy spočívá v připojení brzdového válce ke spouštěcímu mechanismu. Při sjetí kolečka z lineární vačky dojde pomocí předeprnuté pružiny k pohybu mechanismu, ke kterému je připojeno táhlo spouštěcího válce a tím pádem i k pohybu pístu ve válci.

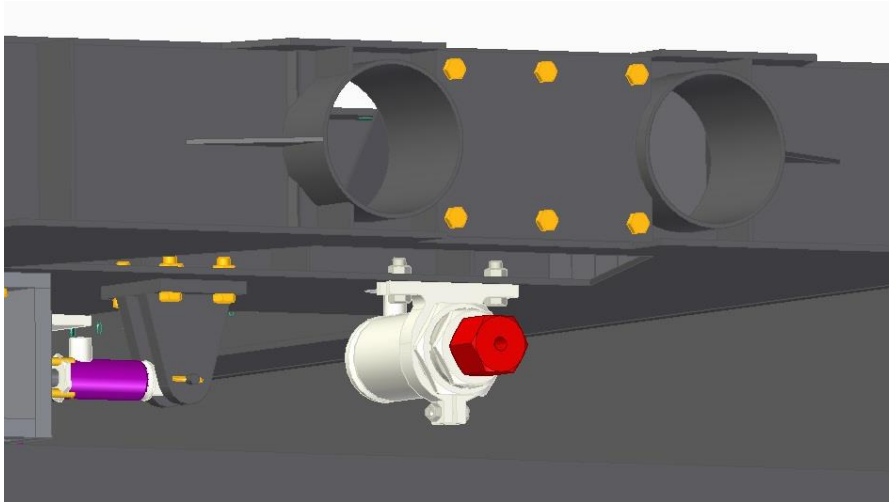


obr. 56.: Spouštěcí mechanismus, brzdový válec, brzda

Na obrázku (obr. 56) jsou bíle označeny komponenty vytvořené studentem bakalářského studijního programu. Je zde patrné připojení spouštěcího mechanismu k taženému brzdovému válci. K propojení dochází pomocí jednoduché závitové spojky. Bíle označena je také brzda svírající fialově označenou brzdou lištu.

4.3.4. Princip odtlakování hydraulického okruhu

Po zabrzdění vozíku je třeba vozík přesunout do původní polohy pro provedení dalšího měření.



obr. 57.: Odbrzďovací systém

Ze spodu vozíku je proto namontován další válec (obr. 57), který je připevněn na hydraulický okruh. Po zabrzdění vozíku se připojí klíč na červeně označený šestihran a jeho povolením dojde ke zvětšení prostoru ve válci a tím pádem k poklesu tlaku v systému. Vozík tak bude odbrzděn a je možno ho přesunout zpět do počáteční polohy.

4.3.5. Brzda

Jak již bylo řečeno, brzda a mechanismy k ní příslušející (vyjma spouštěcího mechanismu), byly navrženy studentem bakalářského studijního programu. V této práci proto nejsou uvedeny podrobné výpočty k těmto komponentám a jsou zde uvedeny pouze základní parametry a popis funkce jednotlivých prvků.

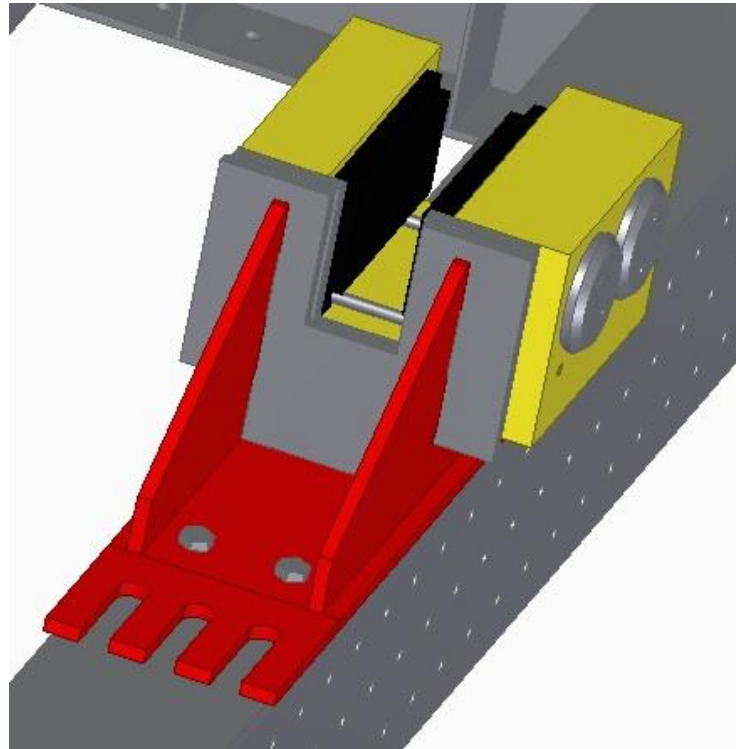
Třmen brzdy bude vyroben z jednoho kusu materiálu. Třmen je navržen jako plovoucí, aby eliminoval nepřesnosti brzdové lišty a nedocházelo k odlenutí brzdových destiček. Třmen brzdy je tedy ve vlastním držáku brzdy uložen na dvou čepech, které umožňují jeho posouvání. Brzdové destičky budou vyrobeny na míru dle výkresu, jelikož nebylo možné použít běžně vyráběné destičky. Parametry brzdy jsou vidět v následující tabulce (tab. 4).

tab. 4.: Základní parametry brzdy

Brzdná síla [N]	Přítlačná síla pístku [N]	Průměr pístku [mm]	Tlak v kapalině [MPa]
27 006	33 758	52	7,95

Jelikož brzda generuje vysoké zatížení pro čepy, na kterých je uložena, bylo nutné navrhnout takovou konstrukční úpravu, do které bude přeneseno toto zatížení. Tato konstrukční úprava je vidět na obrázku níže (obr. 58). Při zabrzdění se třmen brzdy opře o červeně označené plechy, které jsou svařeny s držákem brzdy. Celý držák je k vozíku

přípevněn pomocí šroubů. Před držákem je k vozíku přivařen výpalek, o který se při brzdění celý držák s brzdou opře a tím pádem nebudou muset šrouby přenášet tak vysoké zatížení.



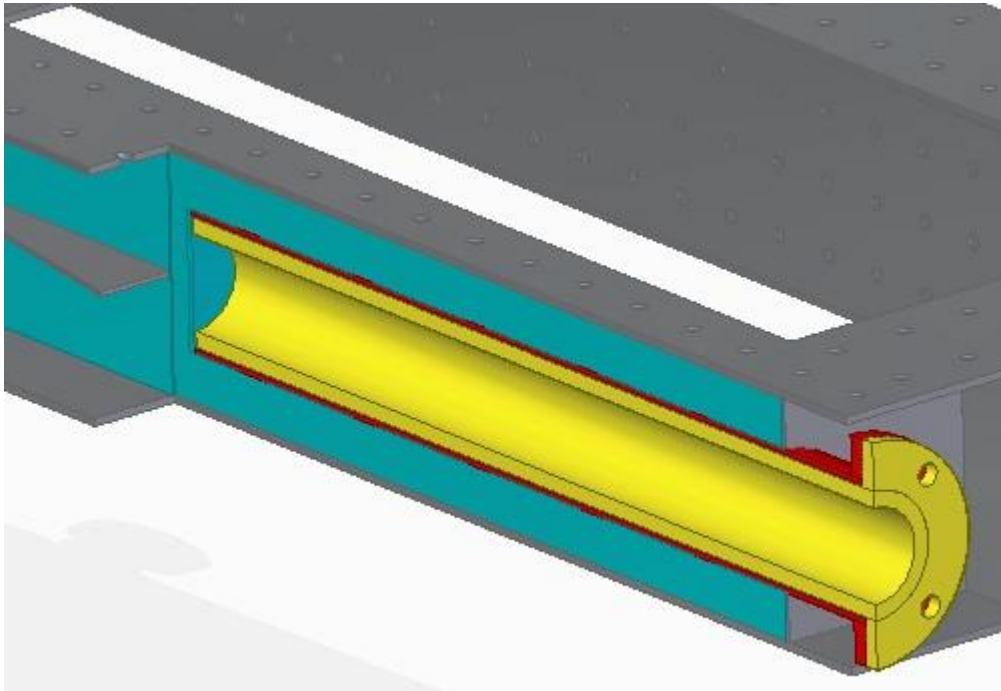
obr. 58.: Brzda

4.4. Nouzové brzdění

Návrh nouzového brzdění byl inspirován metodikou provádění testů decelerační zkouškou. Princip je v podstatě totožný. Ve vozíku jsou vloženy polyuretanové vložky a na rámu jsou uloženy tyče s olivami, do kterých narazí polyuretanové vložky a vozík je zabrzděn (pohybová energie se přemění na teplo v polyuretanu).

Při návrhu musel být zohledněn problém se zabezpečením polyuretanových vložek do trubek, ve kterých jsou vložky uloženy. Tento problém není nijak častý, nicméně k němu občas dochází. Je tedy žádoucí, aby byly trubky, ve kterých jsou polyuretanové vložky uloženy, demontovatelné z vozíku.

Ve vozíku je tedy vevařena tenkostěnná trubka s přírubou, do které se vkládá další silnostěnná trubka s přírubou. Polyuretanová vložka je uložena v silnostěnné demontovatelné trubce. Trubky jsou spojeny přes příruby a je tedy možné silnostěnnou trubku z vozíku demontovat a vložku z trubky pomocí hydraulického lisu vytlačit.



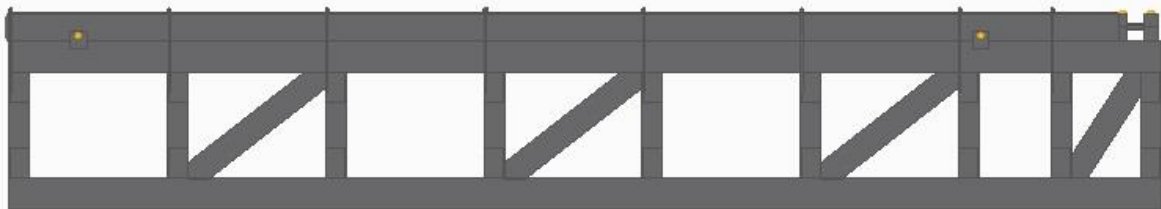
obr. 59.: Konstrukční řešení trubek ve vozíku

Na obrázku výše (obr. 59) je žlutě zvýrazněna demontovatelná trubka s přírubou, ve které je uložena polyuretanová vložka. Červeně je zvýrazněna vevařená trubka s přírubou a modře je zvýrazněna bočnice vozíku, ve které je červená trubka vevařena.

Výpočet sil generovaných nouzovým brzděním je popsán v kap. 4.2.2.4. Uložení tyčí pro nouzové brzdění je popsáno v sekci, kde je popsán vlastní návrh dráhy, a to v kapitole 4.5.3.

4.5. Návrh dráhy

Dráha je svařena z ocelových dutých profilů se čtvercovým a obdélníkovým průřezem. Na dráze je přivařena brzdná lišta. Na vrchní straně dráhy jsou uchyceny tyče s olivami pro nouzové brzdění. Dráha bude zesponu evakuována pomocí vývěvy – kvůli velkým silám, které generuje celé zařízení nemůže být přišroubována k podlaze (docházelo by k vytrhávání šroubů z betonu).



obr. 60.: Dráha

Na obrázku (obr. 60) je vidět dráha v pohledu z boku. Profily jsou jednoduše naskládány na sebe a svařeny. Tuhost celé dráze dodávají zavětrovací jekly. Tuhost celé dráhy je potřebná hlavně při brzdění, a to jak při nouzovém, tak při normálním. Propojení rámu katapultu a dráhy není zahrnuto do rozsahu této diplomové práce a bude jej řešit sama firma WStec vyrábějící toto zařízení.

4.5.1. Použité normalizované profily

Naprostá většina dráhy je svařena z ocelových dutých profilů o rozměru 180x120x5 dle normy EN 10219. Na určitých místech byly použity ještě ocelové duté profily o rozměru 140x140x5 taktéž dle normy EN 10219. Funkce profilů 140x140x5 bude vysvětlena v následujících kapitolách. Profily jsou vyrobeny z oceli S355J2H. Dále byly použity profily pro vedení vozíku (již bylo zmíněno výše). Profily pro vedení vozíku jsou od firmy TEA technik, normalizované duté profily byly zvoleny u firmy Feron. [7, 12]

4.5.2. Ustavení vodících kolejnic

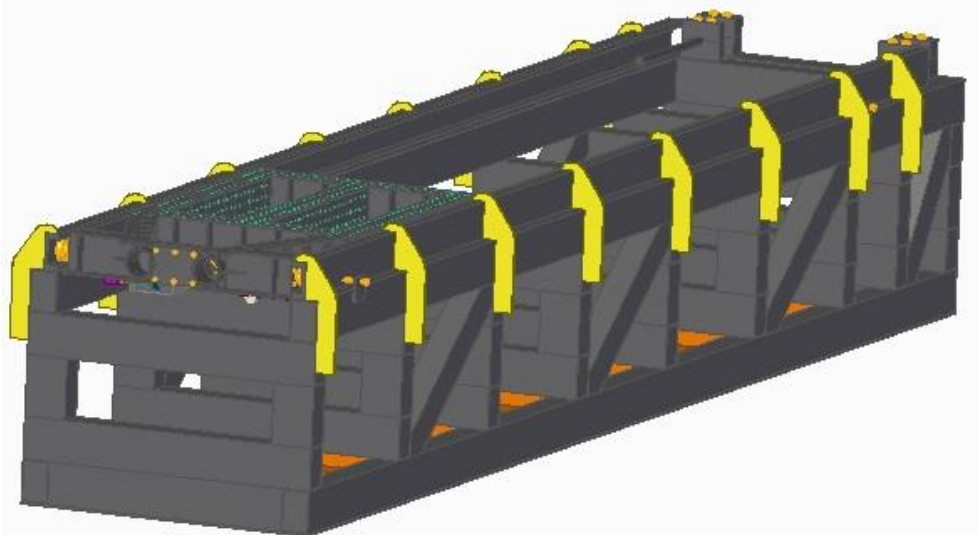
Vodící kolejnice musejí být ustaveny s určitou přesností vůči rolnám vozíku. Je nutné, aby byla zachována vzájemná rovnoběžnost kolejnic, a to kvůli hladkému průjezdu vozíku. Pokud nebudou kolejnice správně ustavené, může vozík budto kmitat mezi kolejnicemi, nebo dojde ke zničení roln (pokud nebude mezi kolejnicemi dostatek místa pro průjezd vozíku).

Ustavení kolejnic musí proběhnout až po úplné výrobě vozíku. Vozík je totiž pro ustavení kolejnic potřeba použít. Kolejnice budou položeny na připravenou dráhu a mezi ně se umístí vozík. Vozíkem se projede celá dráha a kolejnice se přitlačí k rolnám vozíku pomocí šroubů, které plní funkci odtlačovacího šroubu. Otáčením šroubu se bude kolejnice posouvat směrem do středu dráhy. Pomocí těchto odtlačovacích šroubů lze docílit přesné polohy kolejnic. Princip odtlačovacích šroubů je vidět na následujícím obrázku (obr. 61).



obr. 61.: Odtlačovací šroub

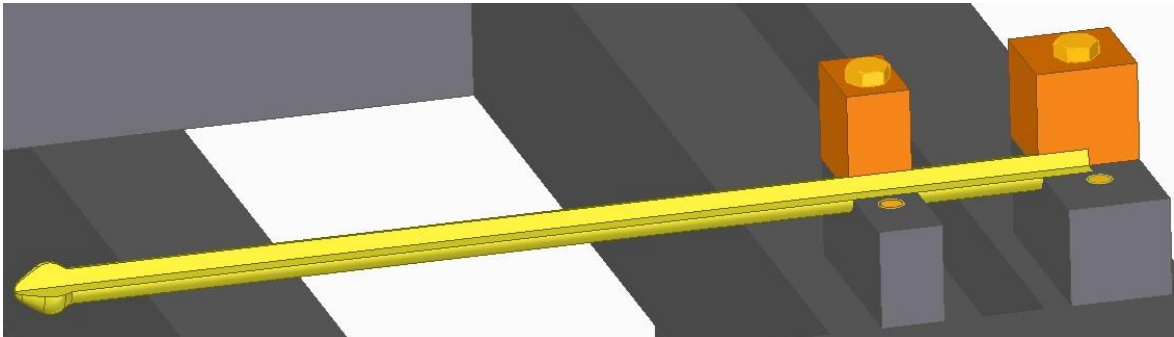
Po správném ustavení kolejnic musí dojít k pojištění polohy kolejnic. Kolejnice proto budou přivařeny k jeklu, na kterém jsou posazeny. Kolejnice budou ještě pojištěny pomocí přivařených příložek, které jsou navrženy tak, aby rovnoměrně roznesly zatížení do zbytku rámu a nebyl zatěžován pouze svar mezi kolejnicí a jeklem, na kterém je kolejnice posazena. Tyto příložky jsou na obrázcích (obr. 61, 62) označeny žlutou barvou.



obr. 62.: Příložky

4.5.3. Uložení tyčí pro nouzové brzdění

Každá tyč pro nouzové brzdění je ve dráze uložena pomocí dvou vyfrézovaných kostek, které jsou přivařeny ke dráze. Tyto kostky jsou rozděleny na dvě poloviny a spojeny šroubovými spoji. Zadní kostka není provrtána skrz, ale pouze do poloviny. Tím zajistíme, že síla vzniklá při nárazu bude přenášena pomocí svarů, a ne pomocí šroubového spoje. Uložení tyčí je vidět na následujícím obrázku (obr. 63).



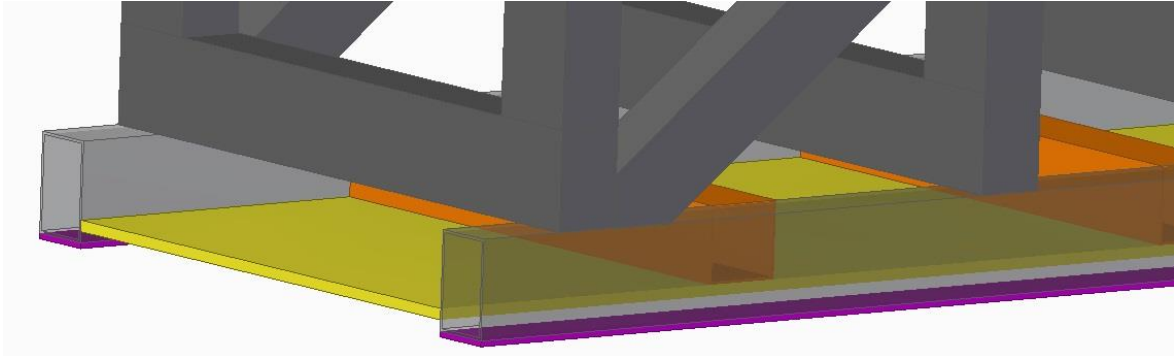
obr. 63.: Uložení tyčí

4.5.4. Evakuovaný prostor

Dráha bude posazena na nivelované podlahy. Celý systém katapultu generuje poměrně vysoké síly, které se přes rám přenášejí do země. Pevné uchycení katapultu přímo do podlahy by generovalo velké síly a není možné katapult spolehlivě ukotvit tak, aby nedocházelo k vytrhávání z podlahy. Proto byl konstruktérem firmy Dekra navržen systém evakuace prostoru pod celým katapultem. Jak na rám katapultu, tak na rám dráhy bude připojena vývěva a celý prostor pod oběma prvky bude pomocí vývěvy evakuován.

Výpočet podtlaku potřebného pro pevné uchycení sestavy k podlaze pouze pomocí vývěvy provedl kolega Bc. Karel Mládek, který zabezpečuje návrh rámu katapultu. Byla využita sériově vyráběná vývěva, která je již fyzicky přítomna ve firmě Dekra, kde bude celé zařízení instalováno.

Pod celým zařízením bude instalováno pryžové těsnění, které bude k dráze a k rámu katapultu přilepeno pomocí chemoprénového těsnění, a to z důvodu dosažení maximální těsnosti mezi zařízením a podlahou, aby co nejlépe došlo k vytvoření podtlaku.



obr. 64.: Evakuace – konstrukční řešení

Na obrázku (obr. 64) je fialově znázorněna vrstva pryžového těsnění. Vzhledem k vytvořenému podtlaku bylo třeba navrhnout dostatečně tuhou desku, která vymeze evakuovaný prostor a k němu odpovídající výztuže, aby nedocházelo k průhybu desky pomocí podtlaku. Deska je silná 20 mm a na obrázku (obr. 64) je zvýrazněna žlutou barvou. Výztuže jsou vytvořeny z jeklů o rozměru 140x140x5 a na obrázku (obr. 64) jsou zvýrazněny oranžovou barvou. Propojení evakuovaných prostor a jejich napojení na vývěvu řeší sama výrobní firma WStec.

4.5.4.1. Vývěva



obr. 65.: Vývěva R32 Refrigerant series [13]

Použití vývěvy na obrázku (obr. 65) bylo podmínkou zadávající firmy, jelikož tuto vývěvu již vlastní a koupě nové vývěvy by zbytečně navýšovala výslednou cenu vyrobeného zařízení. Vývěva je schopna vyvinout tak velký podtlak, že hodnota absolutního tlaku v evakuovaném prostoru dosáhne 2 Pa. Lze tedy říci, že vývěva vykoná téměř dokonalé vakuum. [13]

5. Závěr

V rešerši byla čtenáři přiblížena problematika akceleračních testů komponent používaných v automobilovém průmyslu. Byla popsána problematika deceleračních zkoušek a následně byly zhodnoceny výhody a nevýhody deceleračních zkoušek. Následně byly popsány zkoušky akcelerační a bylo odůvodněno, proč bylo přistoupeno k návrhu mechanického zařízení a jaké přinese výhody oproti běžně používanému hydraulickému zařízení.

V další části byl analyzován první vyrobený prototyp. Došlo k analýze nedostatků, na které bylo upozorněno na schůzkách se zadávající firmou, která první prototyp testovala. Na základě provedené analýzy byl navržen nový prototyp.

V poslední, nejdelší části, byl proveden samotný návrh vozíku a jeho dráhy. Největší změnou byl přechod na vedený vozík, oproti původně použitému vozíku s gumovými koly, který byl brzděn navinutými gumolany. Byly provedeny výpočty jednotlivých pohybových stavů a na základě nich byly vybrány komponenty použité k vedení vozíku ve dráze. Byly zvoleny kombinované rolny od firmy TEA Technik, které jsou dodávány současně s kolejniciemi zajišťujícími vedení vozíku. Použití normalizovaných komponent výrazně zlevní výrobu. V práci je podrobně popsán postup při výběru jednotlivých komponent a jsou ukázány i slepé uličky, do kterých se tým účastníků se projektu dostal.

Celkem obsáhlou část diplomové práce tvoří návrh spouštěcího mechanismu, který spouští brzdění. Zajímavým konstrukčním prvkem je použití takzvané lineární vačky, pomocí níž je spuštěno brzdění. Součástí spouštěcího mechanismu jsou dvě ložiska, jejichž únosnost byla ověřena pomocí analytických výpočtů využívajících všeobecně známé vztahy.

Zajímavou zkušeností bylo ověření pevnosti rámu spouštěcího mechanismu pomocí MKP výpočtu v programu Abaqus, jehož školní licence je studentům od ČVUT poskytnuta.

Brzdění vozíku bylo v průběhu celého projektu často diskutované téma a objevila se spousta zajímavých způsobů, kterými by bylo možné vozík ubrzdít. Bohužel se nepodařilo dostat původní myšlenke použít mechanicky ovládanou brzdu (byla snaha vyhnout se hydraulickému ovládní). Žádná mechanicky ovládaná brzda však nebyla schopna vyvinout tak vysoký brzdový výkon, aby vozík spolehlivě ubrzdila. Proto bylo přistoupeno k hydraulicky ovládané brzdě a její návrh provedl student bakalářského studijního programu Martin Procházka, se kterým autor této práce úzce spolupracoval.

Nyní bylo od všech účastníků na projektu ze strany ČVUT dosaženo všech cílů, které se od nich očekávaly a projekt přechází do rukou firmy WStec, která celé zařízení vyrobí a následně bude provádět „oživení“ vyrobeného zařízení. Na navržené zařízení je samozřejmě možné aplikovat nové studie a současnou podobnu návrhu dále rozvíjet, dokud nebude zařízení reálně dosahovat uspokojivých výsledků.

V ideálním případě bude v budoucnu možné zařízení sériově vyrábět a nabízet automobilkám k testům jimi navržených komponent.

Použitá literatura

- [1] Observatoř bezpečnosti silničního provozu [Online]. [cit. 2019-2-10]. Dostupné z: <https://www.czrso.cz/clanek/aktivni-a-pasivni-prvky-bezpecnosti-motorovych-vozidel/?id=1611>
- [2] Instron CSAadvanced [Online]. [cit. 2019-02-10]. Dostupné z: <http://www.instron.co.uk/en-gb/products/testing-systems/crash-simulation/csa?region=United%20Kingdom&lang=en-GB>
- [3] PIVKO brakes [Online]. [cit. 2019-2-20]. Dostupné z: <https://www.pivkobrakes.com/>
- [4] Mayr GmbH [Online]. [cit. 2019-2-25]. Dostupné z: <https://www.mayr.com/en/products/safety-brakes/roba-linearstop>
- [5] BOLZANO [Online]. [cit. 2019-2-25]. Dostupné z: https://www.bolzano.cz/cz/technicka-podpora/technicka-prirucka/tycove-oceli-uhlikove-konstrukcni-a-legovane/nelegovane-konstrukcni-oceli-podle-en-10025/prehled-vlastnosti-oceli-s355jo?searched=s355&advsearch=oneword&highlight=ajaxSearch_highlight+ajaxSearch_highlight1
- [6] JECH, D. Svařitelnost ocelí pro součásti parních turbín. BRNO: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 45 s. [Online]. [cit. 2019-3-12]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=29154
- [7] TEATECHNIK [Online]. [cit. 2019-3-22]. Dostupné z: <https://www.teatechnik.cz/kombinovane-rolny-profilu/>
- [8] BRIOL. [Online]. [cit. 2019-4-16]. Dostupné z: <https://www.briol.cz/technicke-informace/utahovaci-momenty-sroubu>
- [9] ACE [Online]. [cit. 2019-4-16]. Dostupné z: <https://www.ace-ace.com/com/products/automation-control/miniature-shock-absorbers/sc-300-to-sc-650/sc300eum-5-to-9.html>
- [10] HENNLICH [Online]. [cit. 2019-5-10]. Dostupné z: <https://www.hennlich.cz/produkty/pruziny-tlacne-pruziny-162/tlacne-pruziny-z-pruzinove-oceli.html>
- [11] SKF [Online]. [cit. 2019-5-12]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/products/>
- [12] FERONA [Online]. [cit. 2019-5-12]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/>
- [13] VALUE [Online]. [cit. 2019-5-12]. Dostupné z: <http://www.worldvalue.cn/pro/en/17.aspx>
- [14] ESIPA [Online]. [cit. 2019-2-10]. Dostupné z: <https://esipa.cz/sbirka/sbsrv.dll/sb?DR=SB&CP=42018X0629>

Seznam obrázků

obr. 1.: Křivka zrychlení	2
obr. 2.: Tyče a trubky pro vytvoření nárazu	3
obr. 3.: Sledovací zařízení.....	3
obr. 4.: Trubka s vložkou [14].....	4
obr. 5.: Kolečka vozíku.....	4
obr. 6.: Hydraulický akcelerační stand [2].....	5
obr. 7.: Katapult – první prototyp	6
obr. 8.: Nový koncept katapultu.....	7
obr. 9.: Špička zrychlení.....	8
obr. 10.: Pylon	9
obr. 11.: Vyměnitelná vačka.....	10
obr. 12.: Vačka na prvním prototypu	10
obr. 13.: Vozík použitý na prvním prototypu	10
obr. 14.: Rám vozíku.....	11
obr. 15.: Konzola uchycení pylonu	12
obr. 16.: Manipulační kolečko.....	12
obr. 17.: Uchycení lan.....	13
obr. 18.: Uchycovací mechanismu	13
obr. 19.: Buben s brzdou	13
obr. 20.: Hmotnosti nastavbových komponent pro zkoušku EHK 44	15
obr. 21.: Automobilová brzda	16
obr. 22.: Pneumatická kotoučová brzda [3]	17
obr. 23.: Záchraná brzda [4].....	17
obr. 24.: Alternativní způsob brzdění.....	18
obr. 25.: 3D model vozíku	19
obr. 26.: Zavedení souřadnicového systému	21
obr. 27.: Společné těžiště.....	21
obr. 28.: Výpočtový model pro výpočet reakcí při výstřelu	22
obr. 29.: Výpočtový model pro výpočet reakcí při brzdění.....	24
obr. 30.: Výpočtový model pro výpočet reakcí při nouzovém brzdění	25
obr. 31.: Původní koncept vedení vozíku	27
obr. 32.: Kombinované rolny [7]	28
obr. 33.: Výběr rolny [7]	30
obr. 34.: Rolna a deska	31
obr. 35.: Domazávání	32
obr. 36.: Utahovací momenty šroubů [8].....	33
obr. 37.: Rozložení zatížení vozíku	34
obr. 38.: Závitové díry	35
obr. 39.: Trubky vevařené v čele vozíku.....	36
obr. 40.: Tlumiče pro zastavení pylonu.....	36
obr. 41.: Plech přivařený v čele vozíku (bíle označen)	37
obr. 42.: Vyměnitelný plech (fialově označen).....	37
obr. 43.: Brzdná dráha.....	38
obr. 44.: Lineární vačka	39
obr. 45.: Spouštěcí mechanismus	39
obr. 46.: Spouštěcí mechanismus	40

obr. 47.: Spouštěcí mechanismus	41
obr. 48.: Posouvání mechanismu	42
obr. 49.: Rozměry axiálního ložiska [11]	43
obr. 50.: Seřizovací prvek	43
obr. 51.: Dvouřadé kuličkové ložisko [11]	44
obr. 52.: Uložení ložiska	46
obr. 53.: Kontrola čepu na ohyb.....	46
obr. 54.: Výpočtový model	48
obr. 55.: Výsledky MKP analýzy.....	48
obr. 56.: Spouštěcí mechanismus, brzdový válec, brzda.....	50
obr. 57.: Odbrzďovací systém	51
obr. 58.: Brzda	52
obr. 59.: Konstrukční řešení trubek ve vozíku.....	53
obr. 60.: Dráha	53
obr. 61.: Odtlačovací šroub	54
obr. 62.: Příložky.....	55
obr. 63.: Uložení tyčí	55
obr. 64.: Evakuace – konstrukční řešení.....	56
obr. 65.: Vývěva R32 Refrigerant series [13].....	56



Seznam tabulek

tab. 1.: Přehled vlastností oceli [5].....	20
tab. 2.: Srovnání velikosti reakcí	27
tab. 3.: Parametry dvouřadého kuličkového ložiska [11].....	44
tab. 4.: Základní parametry brzdy	51

Seznam příloh

Příloha 1 – 3D model ve formátu STEP