VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV KOSTRUOVÁNÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF MACHINE DESIGN

SIMULÁTOR PRO OVĚŘENÍ FUNKCE BEZPEČNOSTNÍCH PÁSŮ

SIMULATOR FOR CHECK OF SEAT BELTS FUNCTION

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR
ZDENĚK NEUWIRTH

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR
DOC. ING. IVAN MAZŮREK, CSC.

BRNO 2009

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav konstruování
Akademický rok: 2008/2009

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Zdeněk Neuwirth

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Konstrukční inženýrství (2301T037)**

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

Simulátor pro ověření funkce bezpečnostních pásů

v anglickém jazyce:

Simulator for check of seat belts function

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Cílem diplomové práce je konstrukční návrh úprav bezpečnostně osvětového systému UAMK pro experimentální a výukové účely s těmito parametry: Stávající systém UAMK doplnit o volantovou tyč, umožnit přesné měření a záznam rychlosti, doplnit přípravkem pro snímání videokamerou.

Cíle diplomové práce:

Diplomová práce musí obsahovat:
1. Úvod
2. Přehled současného stavu poznání
3. Formulaci řešeného problému a jeho technickou a vývojovou analýzu
4. Vymezení cílů práce
5. Návrh metodického přístupu k řešení
6. Návrh variant řešení a výběr optimální varianty
7. Konstrukční řešení
8. Závěr (Konstrukční, technologický a ekonomický rozbor řešení)

Forma diplomové práce: průvodní zpráva, technická dokumentace
Typ práce: konstrukční
Účel práce: edukační, pro potřeby průmyslu, pro V-V a tvůrčí činnost ÚK.

Seznam odborné literatury:
www.uamk.cz

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Ivan Mazůrek, CSc.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2008/2009.

V Brně, dne 20.11.2008

L.S.

prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.	doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Ředitel ústavu	Děkan fakulty

ABSTRAKT

Diplomová práce je zaměřena na návrh konstrukce univerzálního zařízení pro představení a zkoumání účinků zpomalení a nárazu s možností nastavení počáteční rychlosti. Základním použitím navrhované zkušební stanice je simulace nárazu pro ověřování funkce bezpečnostních pásů. Nejprve jsou v práci představeny fyzikální veličiny, které popisují děje probíhající při nárazu, dále bezpečnostní pásy, jejich testování a zkušební zařízení. Značná část práce je věnovaná návrhu pohonu, systému maření kinetické energie a základní konstrukce. Postupně je prezentována navržená konstrukce a provedené pevnostní výpočty. V závěru práce jsou shrnuty základní vlastnosti navrhované konstrukce, uveden stručný finanční náhled, postup montáže a bezpečnostní pravidla pro používání tohoto zařízení.

KLÍČOVÁ SLOVA

Zkušební stanice, bezpečnostní pásy, náraz, zpomalení, kinetická energie, lineární pohon.

SUMMARY

Thesis is oriented on project construction universal apparatus for introduction and research effects deceleration and impact with possibility setting initial velocity. Basic application proposed test station is crash simulation for diagnostic safety belts. At first there're in work presented physical value that describe action in progress at impact, further safety belts, their testing and test . Considerable volume of work is devoted to project actuation, system obstruction kinetic energy and basic construction. Subsequently is presented proposed construction and performed strenght calculation. In the end there are summarized basic characteristics proposed construction, short financial opinion, process of installation and safety rules for using this equipment.

KEYWORDS

Test equipment, safety belts, impact, deceleration, kinetic energy, linear actuation.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE MÉ PRÁCE:

NEUWIRTH, Z. *Simulátor pro ověření funkce bezpečnostních pásů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 57 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Ivan Mazůrek, CSc.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval samostatně, za použití uvedené literatury a pod odborným vedením doc. Ing. Ivana Mazůrka, CSc.

V Brně, dne 20.5.2009

……………………….
Podpis

PODĚKOVÁNÍ

Velmi děkuji všem, kteří mě při tvorbě této práce podporovali, především manželce a rodičům. Dále děkuji doc. Ing. Ivanu Mazůrkovi, CSc. za vedení a cenné rady při řešení technických problémů.

OBSAH

OBSAH 11
ÚVOD 13
1 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ 14
1.1 Fyzikální zákonitosti 14
1.2 Přetížení a jeho hodnoty 15
1.3 Bezpečnostní pásy 16
1.4 Simulátory nárazu 17
1.5 Zkušebny zádržných systémů 19
2 FORMULACE ŘEŠENÉHO PROBLÉMU 21
A JEHO TECHNICKÁ A VÝVOJOVÁ ANALÝZA 21
3 VYMEZENÍ CÍLŮ PRÁCE 22
4 NÁVRH METODICKÉHO PŘÍSTUPU K ŘEŠENÍ 23
5 NÁVRH VARIANT ŘEŠENÍ 24
A VÝBĚR OPTIMÁLNÍ VARIANTY 24
5.1 Stávající, nebo nový celek? 24
5.2 Pohon použitý pro nový celek 25
5.2.1 Gravitační přístup – nakloněná rovina 25
5.2.2 Elektrický lineární motor 25
5.2.3 Rozjezd pomocí tlakového vzduchu 26
5.2.4 Další varianty pohonu 27
5.2.5 Rozhodnutí o nejlepší variantě pohonu 27
5.3 Návrh důležitých tvarů a rozměrů konstrukce 28
5.3.1 Statická, základní část konstrukce 28
5.3.2 Vozík 29
5.3.3 Spojení vozíku s dráhou 29
5.4 Maření kinetické energie 30
5.4.1 Přímý náraz do pevné překážky 30
5.4.2 Soustavy tlumičů a řízené tlumiče 30
5.4.3 Průmyslové tlumiče nárazu 30
5.4.4 Hydraulické tlumení s proměnným útlumem 31
5.4.5 Deformace vkládaných „materiálů“ 31
5.4.6 Výběr nejvhodnější varianty 31
5.5 Zkoušky a testování - Použitelnost 32
5.5.1 Testy s pasažérem 32
5.5.2 Testy s figurínou 32
5.5.3 Zkoušky utlumení nárazu různými systémy a materiály 32
5.5.4 Zkoumání reakce na přetížení, mechanický náraz 32
5.6 Měření 33
5.6.1 Umístění videokamery 33
6 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ 34
6.1 Celkový pohled na konstrukci 34
6.2 Schématicky namodelované části 35
6.3 Nosná konstrukce pneumatického motoru a dráhy 36
6.4 Vozík 37
6.5 Spojení vozíku s hnací částí 39
6.6 Stop zóna 40

6.7 Přídavná zařízení 41
6.8 Pevnostní výpočty 42
6.8.1 Zátěžné stavy 42
6.8.2 Postup výpočtů 43
6.8.3 Kritéria hodnocení 43
6.8.4 Spojení motoru s vozíkem 43
6.8.5 Stop zóna 44
6.8.6 Spodní část rámu vozíku 45
6.8.7 Zadní náprava 46
7 KONSTRUKČNÍ, TECHNOLOGICKÝ 49
A EKONOMICKÝ ROZBOR 49
7.1 Konstrukční rozbor 49
7.2 Ekonomický rozbor 49
7.3 Technologický rozbor a bezpečnostní pravidla 49
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ 51
SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN 53
SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ 54
SEZNAM TABULEK 56
SEZNAM PŘÍLOH 57

ÚVOD

V problematice, kterou se tato práce zabývá, je přetížení, tedy kladné či záporné zrychlení, a kinetická energie základním fyzikálním vyjádřením. Na povrchu naší planety je nejenom lidské tělo permanentně vystaveno zrychlení, mluvíme o tíhovém zrychlení, g = 9,81 m/s. Toto zrychlení, které si, pokud stojíme pevně na zemi, většinou ani neuvědomujeme, je právě přetížení o velikosti 1g.

Zkoumáním vlivů přetížení a mechanických účinků nárazu se zabývá více odvětví, jako například letecký, kosmický a automobilový průmysl, kde je v pomyslném středu zájmu lidské tělo a jeho reakce na stavy běžné nebo nastávající při nehodách. Dále to jsou oblasti vyrábějící nebo zkoušející ochranné pomůcky, obaly a obalovou techniku, příslušenství automobilů, elektronické prvky a další.

Tato práce se zaměřuje na vytvoření univerzálního zkušebního zařízení, které by mohlo být využito nejenom jako simulátor pro ověření funkce bezpečnostních pásů, simulátor nárazu, ale také jako výuková či výzkumná pomůcka pro děje spojené se zpomalením vozidla v důsledku nehody. Dalším možným využitím je použití jako testovací zařízení, kde se využívá nárazu nebo přetížení (zpomalení) při nárazu z počáteční stanovené rychlosti, jedná se o náhradu pádových a rázových zkoušek.

Důležitou částí této práce je kapitola zabývající se návrhem a výběrem variant, ve které je rozhodnuto o principu pohonu a o praktické realizaci pohonu, v závislosti na tom o konstrukci a dále pak o principu zpomalování a o zkouškách, které budou moci být realizovány. Neméně důležitou je část popisující vlastní konstrukci a některé kontrolní výpočty.

1 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

Tato kapitola je věnovaná zjednodušenému fyzikálnímu popisu dějů, které souvisí s přetížením, nárazem, dále jsou zde uvedeny některé příklady hodnot přetížení působící na člověka. V krátkosti jsou představeny bezpečnostní pásy a nároky na ně, simulátory nárazu, normy související s pásy a zkušebny používající se pro testování ukotvení bezpečnostních pásů, jejich nastavení a pro zkoumání dějů při nárazu.

1.1 Fyzikální zákonitosti

O neúprosnosti fyziky trefně píše autorka práce *Fyzika a dopravní nehody*: „Zákonům fyziky je totiž bez výjimky podřízen veškerý pohyb a žádným způsobem je – na rozdíl od dopravních předpisů – nelze porušit nebo obejít“ [19].

Chceme-li popsat probíhající děje fyzikálními (matematickými) rovnicemi, je nutné přijmout následující zjednodušení. Pohyblivá část (dále jen vozík) se při rozjezdu pohybuje rovnoměrně zrychleným pohybem, tedy s konstantním zrychlením, a to až do dosažení maximální, nastavené rychlosti. Poté vozík pokračuje v pohybu rovnoměrným přímočarým pohybem až do počátku nárazu. U pohybu vozíku zanedbáváme jízdní odpory. Zpomalení, průběh nárazu, probíhá s konstantním záporným zrychlením. Dále neuvažujeme deformace rámů, pouze k tomu určených částí. Pasažér nebo jiný zkoumaný sledovaný člen je považován za hmotný bod. Takto zjednodušený model můžeme popsat pomocí klasické mechaniky, Newtonových pohybových zákonů a Zákonů zachování energie. Jednou z nejdůležitějších veličin je kinetická, nebo také pohybová energie, která je v rámci Newtonovy mechaniky určena vztahem

$$E_K = \frac{1}{2} m \cdot v^2 \qquad (1)$$

kde:

E_K [J] - kinetická energie;

m [kg] - hmotnost tělesa;

v [m/s] - rychlost tělesa.

Další velice podstatnou veličinou je zrychlení, respektive zpomalení, které je dáno derivací rychlosti podle času, závislostí změny rychlosti na čase.

$$a = \frac{v_2 - v_1}{t} = \frac{\Delta v}{t} \qquad (2)$$

kde:

a [m.s^{-2}] - zrychlení;

Δv [m.s^{-1}] - rozdíl rychlostí;

t [s] - čas.

Nejen v souvislosti s automobilovým průmyslem se u zrychlení udává také jednotka [g], kde $1g = 9{,}81 m \cdot s^{-2}$, a pak mluvíme o přetížení. Z druhého Newtonova pohybového zákona snadno vyjádříme, že síla potřebná pro rozjezd s určitým zrychlením, případně zastavování s daným zpomalením, je daná jako součin zrychlení a hmotnosti tělesa.

$$F = m \cdot a \qquad (3)$$

kde:

F [N] - síla;

m [kg] - hmotnost;
a [m.s^{-2}] - zrychlení.

Další cestou, jak vyjádřit neznámou sílu, je využít známé vztahy pro výpočet kinetické energie a práce konané touto energií. Změna kinetické energie je rovná práci, kterou vykoná výslednice působících sil.

$$\Delta E_K = E_{K2} - E_{K1} = W \qquad (4)$$

kde:
ΔE_K [J] - rozdíl kinetických energií;
E_{K1} [J] - hodnota kinetické energie před změnou;
E_{K2} [J] - hodnota kinetické energie po změně;
W [J] - práce.

V případě rozjezdu z nulové rychlosti je $E_{K1} = 0J$, v případě nárazu je $E_{K2} = 0J$, tedy E_{K2} resp. E_{K1} je přímo rovna práci W, výsledné znaménko pak udává směr síly, kterou dostaneme jako podíl této práce a dráhy, na které je konaná.

$$F = \frac{W}{s} \qquad (5)$$

kde:
F [N] - síla, resp. výslednice sil;
W [J] - práce;
s [m] - dráha.

1.2 Přetížení a jeho hodnoty

1.2

Při posuzování velikosti nárazu se v souvislosti s automobily většinou mluví o zpomalení, resp. přetížení vyjádřeném v násobcích gravitačního zrychlení, tedy g. Hodnoty přetížení a časů, během nichž toto přetížení působí, pro jednotlivé rychlosti a deformační zóny, jak uvádí Martin Smělý v práci *Silniční záchytné systémy – náraz vozidla do pevné překážky*, jsou uvedeny v tabulce na obrázku 1-1 [20].

v	40/11,111			50/13,888			60/16,666		
x	0,25	0,50	1,00	0,25	0,50	1,00	0,25	0,50	1,00
a	245,906	123,453	61,727	385,754	192,877	96,439	555,511	277,756	138,889
g	25,2	12,6	6,3	39,3	19,7	9,8	56,6	28,3	14,2
t	0,045	0,090	0,180	0,036	0,072	0,144	0,030	0,060	0,120
v	80/22,222			110/30,556			130/36,111		
x	0,25	0,50	1,00	0,25	0,50	1,00	0,25	0,50	1,00
a	987,654	493,339	246,914	1867,284	933,642	466,821	2608,025	1304,012	625,006
g	100,678	50,339	25,169	190,345	95,175	47,586	265,854	132,927	66,463
t	0,0225	0,045	0,090	0,016	0,0327	0,0655	0,014	0,0277	0,055

v – rychlost vozidla při nárazu (km.h^{-1}/m.s^{-1})
x – deformační zóna (m)
a – zrychlení (v tomto případě spíše zpomalení) (m.s^{-2})
g – přetížení (m.s^{-2})
t – čas po, který byli účastníci nehody vystaveny přetížení (s)

Obr. 1-1 Hodnoty zpomalení v závislosti na rychlosti a deformační zóně [20]

Tyto hodnoty lze částečně ověřit za pomocí nahrávek z Crash testů, které se vyskytují na například na serveru YouTube. Je nutné, aby na záznamu byl viditelný čas a s určitou přesností se dala odměřit velikost deformace a dráha, po kterou je vozidlo zpomalováno. V tomto případě se jedná o náraz automobilu Škoda Fabia do

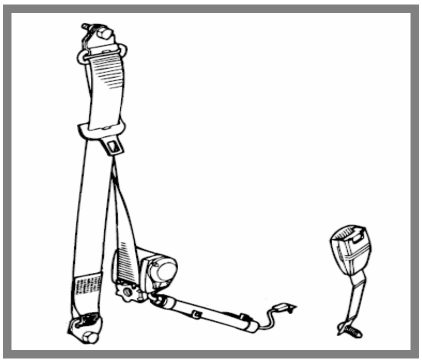
pevné překážky z počáteční rychlostí 50km/h, obrázek 1-2 [21] ukazuje vozidlo v čase 0 ms (milisekund) v době počátku nárazu a vpravo v čase 74 ms při maximální deformaci, směr pohybu se mění z pohybu vpřed na pohyb zpět. Pro zjištění dalších parametrů potřebných k výpočtu byly využity hodnoty, které automobilka prezentuje na svých stránkách. Za použití uvedených vzorců a získaných informací (velikost deformace 0,57 m; čas 0,074 s; hmotnost 1225 kg; počáteční rychlost 50 km/h tj. 13,89 m/s) bylo spočítáno, že kinetická energie, která musí být zmařena, je 118170,9 J; zpomalení je rovno 187,7 m/s^2, tedy 19,1 g.

Obr. 1-2 Náraz do pevné překážky [21]

Odolnost lidského těla vůči přetížení je dána velikostí přetížení a také časem, po který toto přetížení působí, dále se liší podle směru působení. Různou velikost člověk snese ve směru od hlavy k patě a jinou v opačném směru, kde je nebezpečné i dlouhodobé působení přetížení o velikosti 1 g. Nejodolnější je lidský organismus na přetížení působící směrem od hrudi k zádům, což je jeden z případů uvažovaných v této práci. Rozjezd sportovního vozu, který dosáhne 100 km/h za 3,5 s, znamená zrychlení 7,93 m/s^2, tj. přibližně 0,8 g. Největší přetížení při zrychlení, a to 82 g, přežil Eli Beeding v roce 1959, kdy z vlastní vůle dosáhl s raketovými saněmi rychlosti 116 km/h za čas 0,04 s. Dále se uvádí odolnost lidského organismu vůči 15 až 20 g po dobu desítek sekund. Maximální přetížení při zpomalení, a to 179,8 g, přežil (ale opravdu jen přežil) při nárazu automobilový závodník David Purley.

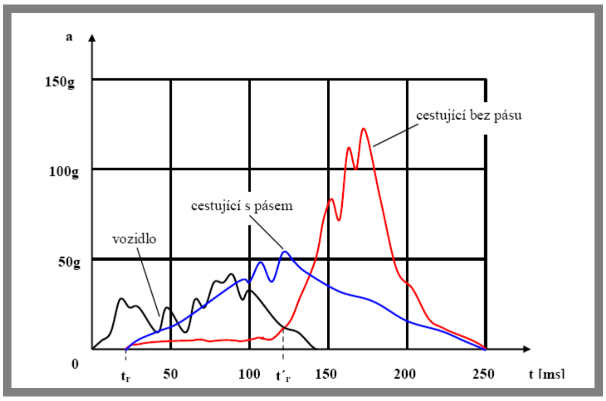
1.3 Bezpečnostní pásy

Bezpečnostní pásy patří společně s airbagy a deformačními zónami vozidla k nejdůležitějším prvkům pasivní bezpečnosti. Tedy elementům, které jsou ve vozidle využity až v průběhu nehody, nehodě nezabraňují, ale snižují nebezpečí zranění a smrti. V dnešní době jsou bezpečnostní pásy samonavíjecí, vybaveny předpínači (převážně pyrotechnickými) a v některých případech regulátory přídržného tlaku, jak je vidět na obrázku 1-3 [21].



Obr. 1-3 Bezpečnostní pásy [21]

Na bezpečnostní pásy společně s airbagy jsou kladeny vysoké nároky a to především rychlý nástup účinku, malé časové zpoždění počátku činnosti pásů od nárazu. Dále udržení „rozumného“, bezpečného zpomalení tak, aby nebyly překročeny biomechanické meze lidského těla, zajištění dostatečně velkého prostoru, vzdálenosti od dalších pasažérů, ale především od vnitřních částí automobilu. Funkce bezpečnostních pásů ve vozidle s ohledem na přetížení, zpomalení cestujících při nárazu je ukázaná v grafu na obrázku 1-4 [22].



Obr. 1-4 Funkce bezpečnostních pásů [22]

Situaci z grafu si můžeme představit na obrázku 1-5 [16]. Nepřipoutaný pasažér na zadním sedadle při nárazu pokračuje bez omezení v pohybu, až se jeho kinetická energie začne mařit o přední sedadlo, ve kterém je osoba držena bezpečnostním pásem, který společně s airbagem maří její kinetickou energii.

Obr. 1-5 Stanice DEKRA [16]

1.4

1.4 Simulátory nárazu

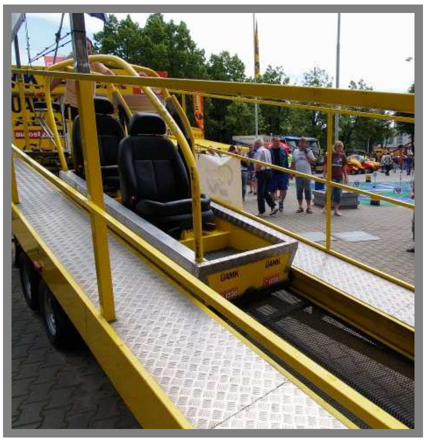
Na to, že je důležité používat bezpečnostní pásy a to i při nízkých rychlostech se v mnoha zemích snaží různé instituce řidiče upozornit s využitím simulátorů nárazu. Například společnost DTC ve Francii používá vozidlo, které naráží do betonového bloku, jak ukazuje obrázek 1-6 [4].

Obr. 1-6 Simulátor nárazu DTC [4]

České řidiče upozorňuje například ÚAMK svým bezpečnostně osvětovým programem simulátoru nárazu, který vyrábí firma ÚAMK Industry a.s.. Na obrázku 1-7 [14] je celkový pohled na simulátor nárazu s označením T-01.

Obr. 1-7 Simulátor nárazu T-01[14]

Tento simulátor je uzpůsoben pro jednoduché přemísťování. Celé zařízení je namontované na dvounápravovém podvozku přívěsného vozíku za automobil. Ustavení do pracovní polohy je zajištěno dvěma vysouvatelnými podpěrnými sloupy, jak je také vidět na obrázku 1-7. Pro svoji činnost potřebuje přívod napětí 220V, který napájí elektromotor sloužící k vytažení pohyblivé části vozíku vážícího 300 kg do horní polohy, ve které je ukázána na obrázku 1-8 [9].



Obr. 1-8 Vozík simulátoru nárazu [9]

Hmotnost 300 kg a délka dráhy přibližně 6,5 metrů v součinnosti s přitažlivostí zemskou, principem pohybu po nakloněné rovině a zákonem zachování energie udává rychlost kabině 12 km/h. Při nárazu na tomto simulátoru se dosahuje velikosti přetížení až 10g po dobu 50 milisekund, což podle provozovatele odpovídá zpomalení při nárazu automobilu z rychlosti 30 km/h.

1.5 Zkušebny zádržných systémů

1.5

Nejenom používání bezpečnostních pásů při jízdě na pozemních komunikacích, ale také například umístění kotevních bodů, schvalování do provozu a mnoho dalšího upravuje zákon. Podrobně se touto problematikou zabývají předpisy EHK OSN číslo 14 [17] a číslo 16 [18].

Všechny stanovené vlastnosti zádržných systémů musí být kontrolovány, testovány. Významnou skupinou jsou silové a únavové zkoušky, sloužící k testování upevnění bezpečnostních pásů, jejich odolnosti proti cyklickému namáhání a silovým účinkům. Příklad stanice na zkoušení upevnění bezpečnostních pásů ukazuje obrázek 1-9 [5].

Obr. 1-9 Zkušebna upevnění pásů [5]

Další skupinou jsou zkoušky dynamické, u těchto zkoušek jsou využívány zkušební figuríny, které mohou být vybaveny snímači zrychlení. Příklad dynamické zkušebny ukazuje obrázek 1-10 [3].

Obr. 1-10 Zkušební stanice Dynamic Test Center [3]

Tyto zkušebny se skládají z pohyblivého vozíku (saní) nesoucího sedačku, palubní desku, případně celý skelet automobilu a z částí vytvářejících a mařících pohyb. Stanice je vybavena optickými snímači pro měření zpomalení. Dalším příkladem je zkušebna firmy TÜV SÜD Auto CZ s.r.o, která je zachycena na obrázku 1-11 [23]. V levé části je detail vozíku - pohyblivé části zkušebny a vpravo ukázka jak velký prostor je pro tuto zkušebnu nutný.

Obr. 1-11 Zkušebna firmy TÜV SÜD Auto CZ [23]

2 FORMULACE ŘEŠENÉHO PROBLÉMU A JEHO TECHNICKÁ A VÝVOJOVÁ ANALÝZA

Hlavním problémem, kterým se tato práce zabývá, je nedostupnost jednoduchého zařízení, na kterém by se daly demonstrovat a dále s určitou přesností zkoumat účinky nárazu a přetížení, nejen na funkci bezpečnostních pásů, ale i na další prvky a v dalších odvětvích. Vytvářený simulátor by měl sloužit jednak jako výuková pomůcka a také jako základ pro další výzkumnou činnost, například v oblasti pasivní bezpečnosti v automobilech. Pomocí simulátoru by se mělo dát studentům osvětlit a přiblížit problematiku nárazu, funkci bezpečnostních prvků, atd.

Dle zadání je úkolem spojit jednoduchost simulátoru nárazu ÚAMK, kterou dobře vystihuje obrázek 2-1 [2], a výhody zkušeben zádržných systémů, jejich uzpůsobenost pro měření a zkoumání dějů doprovázejících náraz. Na navrhovaném simulátoru má být možno měřit rychlost, zrychlení (zpomalení) pohyblivé skupiny, dále pomocí kamery snímat potřebné děje a pohyby, chování pasažéra při nárazu.

Obr. 2-1 Simulátor nárazu ÚAMK [2]

Na začátku práce bylo nutné získat co nejvíce dostupných dat o problematice nárazu, o simulátoru nárazu ÚAMK, o zkouškách bezpečnostních pásů a o dalších zkouškách pracujících na podobném principu. Získaná data jsou zpracována v rešeršní části. V dalších kapitolách jsou postupně zpracovány jednotlivé části, jako je stanovení cílů, návrhy přístupu a variant, rozhodnutí o nejlepší variantě, konstrukční řešení nejlepší varianty a zhodnocení této varianty.

Technicky jde o vytvoření nového druhu simulátoru - zkušebny, tedy zařízení pro zkoumání a testování. Při vytváření celého zařízení je velký důraz kladen na univerzálnost, dále pak na nenáročnou konstrukci, na co nejjednodušší provedení svařovaných částí, na snadnou a přesnou montáž, jednoduchou obsluhu, nenáročnost pohonu vozíku a v neposlední řadě také na bezpečnost při provádění zkoušek. Dále je důležitá alespoň částečná možnost rozmontování, pro lepší skladování a případnou přepravu.

3 VYMEZENÍ CÍLŮ PRÁCE

Původní cíl dle zadání je navrhnout konstrukční řešení úprav bezpečnostně osvětového systému simulátoru nárazu společnosti ÚAMK, popřípadě navrhnout nový celek, který by vycházel s principu tohoto systému, tak aby vzniklo zařízení na ověřování funkce bezpečnostních pásů pro experimentální a výukové účely. Upravený stávající nebo nový celek bude dle zadání doplněn soustavou pro přesné měření zrychlení a rychlosti, dále přípravkem pro snímání videokamerou a o volantovou tyč.

Novým cílem je vytvořit univerzální zařízení pro představení a zkoumání účinků zpomalení (přetížení) a nárazu, s možností nastavení počátečních podmínek, například počáteční rychlosti. Prvním úkolem je rozhodnout o pohonu vozíku, zvážit použití nakloněné roviny, případně jiného pohonného členu. Pohyblivá část bude osazena alespoň jednou automobilovou sedačkou a bezpečnostním pásem, volantovou tyčí s volantem tak, aby bylo možno v budoucnu doplnit stanici systémem airbagu. V tomto případě by bylo vhodné stanici doplnit zkušební figurínou. Dalším dílčím cílem je stanovení způsobu maření rychlosti (kinetické energie) pohyblivé části. Nově navrhovaný celek bude splňovat výstupní požadavky původního zadání

Z konstrukčního hlediska je cílem navrhnout funkční celek, který bude tvořen základní konstrukcí, vozíkem (pohyblivou částí), částí tvořící pohyb, částí mařící energii nárazu a přídavných částí. Základní konstrukce bude vybavena dráhou, po které se bude pohybovat vozík, spojení dráhy s vozíkem musí být tvořeno tak, aby kolečka vozíku setrvávaly na dráze i při nárazu, tedy při zastavování vozíku, nebo se po nárazu do výchozí dráhy zase vrátila.

Výstupem bude zpráva o konstrukčním řešení se základními pevnostními výpočty a konstrukční, technologický a ekonomický rozbor. 3D model konstrukce a základní výkresy sestav.

4 NÁVRH METODICKÉHO PŘÍSTUPU K ŘEŠENÍ

Ujasnění si přístupu k řešení je důležitou součástí každé, nejen konstrukční práce. Prvním podstatným krokem je seznámení se s problematikou a vytvoření stručného popisu témat, které jsou pro zdárné dokončení této práce důležité. Pro tvorbu rešeršní části byl zvolen postup od obecného popisu fyzikálních zákonitostí spojených s nárazem, až k seznámení se simulátory, zkušebnami a zkouškami. Dále byl formulován problém a vymezeny cíle na základě potřeb.

V kapitole číslo 5 Návrhy variant je nejprve rozhodnuto zda se práce ubírá směrem úprav stávajícího systému ÚAMK, nebo cestou tvorby nového celku. Dále jsou nastíněny principy pohybu, tedy zdroje síly, která bude uvádět vozík do pohybu. V závislosti na této volbě je navržen základní tvar konstrukce, dalších konstrukčních celků a systému maření kinetické energie pohyblivé části. Dále jsou doporučené zkoušky a pokusy, které by se na této zkušebně mohli provádět. Některé návrhy jsou doplněny jednoduchými výpočty, ve kterých bylo využito základních znalostí z fyziky. K rozhodování o nejlepší variantě je přistupováno na základě podmínek stanovených na konci kapitoly 2.

V konstrukčním řešením je nejdříve představená výsledná konstrukce a poté postupně popsány jednotlivé dílčí celky a funkční závislosti. Dále prezentovány provedené pevnostní výpočty vybraných, problematických částí. V závislosti na výsledcích jsou navrženy a popřípadě realizovány úpravy.

3D model je vytvořen v softwaru pro počítačové modelování CATIA V5 R17, tento program jsem si vybral z důvodu potřeby dobré znalosti pro mé budoucí zaměstnání. Požadované výkresy jsou vytvořeny přímo v rozhraní Catie a případně upraveny v softwaru AutoCAD Mechanical 2008.

5 NÁVRH VARIANT ŘEŠENÍ A VÝBĚR OPTIMÁLNÍ VARIANTY

V kapitole jsou postupně navrženy směry, varianty a konkrétní řešení, které jsou podstatné pro rozhodování o principu, konstrukčním uspořádání a použitelnosti vytvářeného zařízení. Na konci jednotlivých podkapitol jsou vždy uvedeny zvolené varianty. Části věnované návrhům variant a výběru nejvhodnější je v celé práci věnováno hodně prostoru, a to z důvodu velkého množství funkčních, případně konstrukčních celků, o kterých bylo nutné rozhodnout.

5.1 Stávající, nebo nový celek?

V prvním kroku je nutné rozhodnout, zda se práce bude zabývat úpravou stávajícího simulátoru nárazu ÚAMK, nebo zda je lepší navrhnout úplně nový celek.

Simulátor nárazu s označením T-01 vyrábí a dodává česká firma ÚAMK Industry, cena tohoto simulátoru je 750 000 Kč, firma je vlastníkem 3D dat i průmyslového patentu. U této varianty je nutno počítat s parametry délky dráhy cca 5 metrů, celkové délky (bez oje) cca 6,5 metrů, délky vozíku (kabiny) cca 1,5 metrů, které musíme považovat za nezměnitelné. Sklon dráhy 15°, hmotnost kabiny 300 kg, celková výška 2,5 metrů jsou některé z parametrů, které se změnit dají. Rychlost udávaná při sklonu 15° je 12 km/h, tj. cca 3,3 m/s. Limitní pro rychlost je výška (h), při zanedbání jízdních odporů můžeme pro jednoduchost počítat, že

$$v = \sqrt{2gh} \tag{6}$$

kde:

v	[m/s]	- rychlost pohybu vozíku
g	[m/s^2]	- gravitační zrychlení
h	[m]	- výška

Stávajícího pracovního úhlu je dosahováno nadzvednutím jedné části simulátoru, vzdálenější jízdní osa (kola) vozíku slouží jako osa otáčení, zvedání jedné části probíhá až do okamžiku, kdy se druhá strana dotkne země, v této poloze je pak simulátor ustaven pomocí podpěrných sloupků. Celá váha je pak rozdělena na kola a podpěrné sloupy.

Zvýšení výšky, ze které je vozík vypouštěn, je jedním z problémů tohoto sytému. Protože prodloužení dráhy je v tomto případě velice obtížné, bylo by nutné se zaměřit pouze na zvýšení sklonu. K tomu by bylo nutné nadzvednutí celé části zařízení a tedy síly pravděpodobně větší, než jen lidské. Dalšími problémy při zvýšení sklonu je nesnadné pohybování po plošině zkušebny a hlavně působení sil při nárazu odlišné, neodpovídající nárazu ve vozidle. Nezanedbatelným negativem je i cena systému a nechuť firmy ÚAMK ke spolupráci.

Po zvážení těchto skutečností bylo rozhodnuto o vytvoření návrhu nového celku, se zvážením i jiných možných principů uvedení vozíku do pohybu.

5.2 Pohon použitý pro nový celek

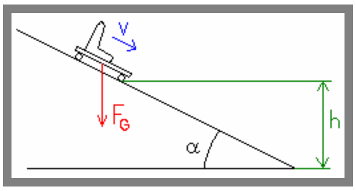
5.2

U navrhovaných principů pohybu, pohonů, tedy zdrojů síly, která bude uvádět vozík do pohybu, jsou stručně uvedeny důležité informace o maximální dosažitelné rychlosti, o energetické náročnosti, atd.

5.2.1 Gravitační přístup – nakloněná rovina

5.2.1

Jak již napovídá nadpis, jedná se o využití gravitačního zrychlení, zemské přitažlivosti a pohybu po nakloněné rovině. Podstatná pro dosažitelnou rychlost je výška (h) znázorněná v náčrtu 5-1, podle vztahu (6). Změny výšky může být dosaženo změnou délky nájezdu při zachování konstantního úhlu, nebo změnou úhlu při stejné délce dráhy, případně kombinací obou variant.



Obr. 5-1 Pohyb po nakloněné rovině

Zrychlení je při stejném zjednodušení jako u předchozího dáno vztahem

$$a = g \cdot \sin\alpha \qquad (7)$$

kde:

a [m/s^2] - zrychlení
g [m/s^2] - gravitační zrychlení
α [°] - úhel sklonu

Jedná se o energeticky nenáročnou variantu dosažení pohybu, energie musí být dodána jen k vytažení vozíku do startovací polohy, tedy dodání polohové energie, která se poté mění na energii kinetickou. Pro představu je v tabulce 1 uvedeno, jaká výška je potřeba pro dosažení určité rychlosti.

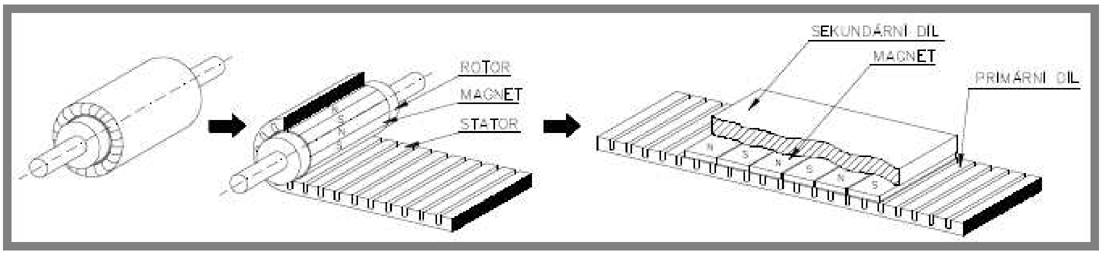
Tab. 1 Potřebná výška

h [m]	2	3	4	5	6	7	8
v [m/s]	6,3	7,6	8,8	9,9	10,8	11,7	12,5
v [km/h]	22,5	27,6	31,8	35,6	39	42,1	45,1

5.2.2 Elektrický lineární motor

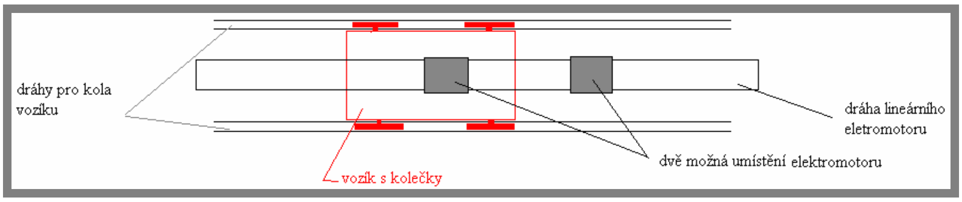
5.2.2

Princip synchronního lineárního motoru ukazuje obrázek 5-2 [34].



Obr. 5-2 Elektrický lineární motor [34]

Pro pohon vozíku zkušební stanice by mohl být použit elektrický lineární motor pro vysoce dynamické pohony z řady L3S, který nabízí firma Vues Brno s.r.o. Konkrétně byl po konzultaci s pracovníky firmy jako nejvhodnější vybrán motor typu L3S050P – 4815-IH. Celkové rozmístění a umístění částí elektromotoru je schématicky znázorněno na obrázek 5-3.



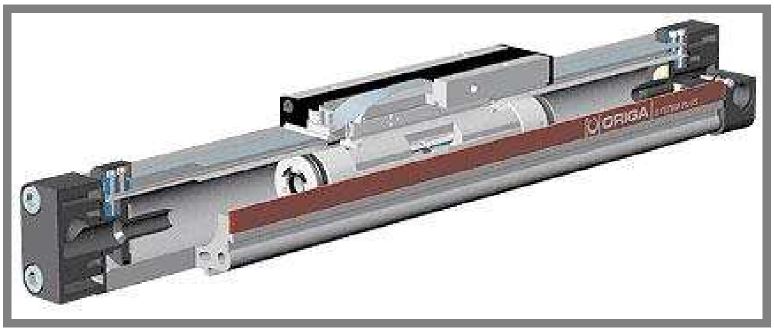
Obr. 5-3 Nákres rozmístění zkušebny

Podstatnými veličinami vybraného typu jsou síla rozběhová, krátkodobá maximální F_{max} je 2600 N, proud pro tuto sílu I_{max} je 32 A, dalšími jsou provozní veličiny síla F je 2000 N, proud I je 22,2 A a rychlost v je 5,1 m/s. Podstatným problémem je frekvence f = 159 Hz, která je nutná pro provoz tohoto motoru. Potřebná délka elektromotoru je stanovená z uvedených hodnot podle vzorců (1), (4) a (5). Hmotnost vozíku byla předběžně stanovena na 150 kg.

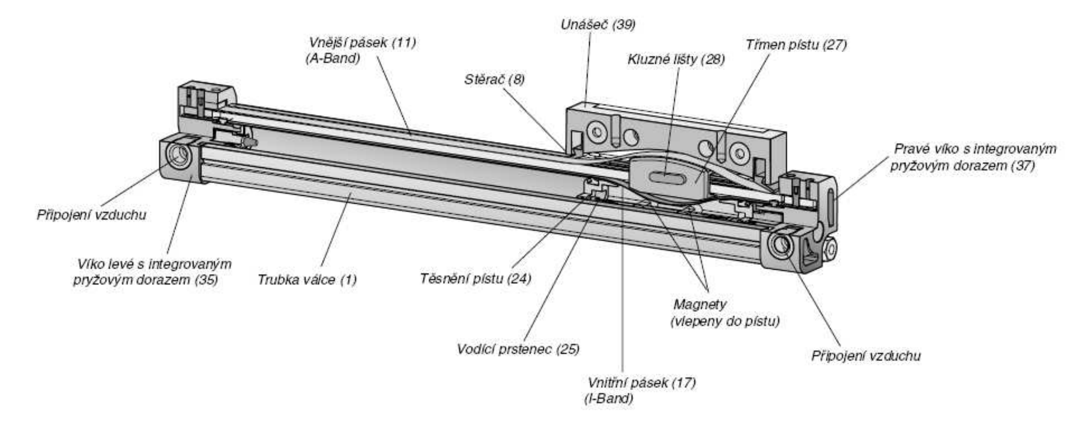
Výhodou tohoto pohonu je, že sekundární část je tvořena z jednotlivých dílů o délce 0,5 m a proto je možné ji poskládat do potřebné délky. Nevýhodou je velká energetická náročnost, nutnost použití frekvenčního měniče, jehož cena je cca 30 tisíc korun, spojení vozíku s měničem pomocí kabelů s cenou cca 5 tisíc korun.

5.2.3 Rozjezd pomocí tlakového vzduchu

Z nabídky pneumatických systémů se zdá být pro tuto aplikaci nejvhodnější použití průmyslově vyráběného lineárního bezpístnicového pneumatického válce. Obrázek 5-4 [35] ukazuje řez pneumatickým válcem ORIGA, který vyrábí a dodává firma Fluidtechnik Bohemia, s.r.o.. Na obrázku 5-5 [35] je nákres i s popisem.



Obr. 5-4 Lineární bezpístnicový pneumatický válec [35]



Obr. 5-5 Popis lineárního bezpístnicového pneumatického válce [35]

Konkrétně byl vybrán pneumatický válec konstrukční řady OSP-P s průměrem pístu 80 mm a pohybovou rychlostí 10 m/s. Maximální dosažitelná rychlost je určena dodanými ventily. Řízení je zajištěno magnetickým rozdělovačem, který umožňuje odděleně seřídit rychlost pro pohyb vpřed a pro zpětný pohyb. Tlumení, zastavení v koncových polohách je zajištěno konstrukcí pístu a dorazových ploch. Délka aktivního zdvihu 3 metry byla stanovena obdobným výpočtem jako v předchozí podkapitole. Údaje o síle a parazitních momentech obsahuje tabulka na obrázku 5-6 [35].

Válec-série [mm ∅]	Teoretická akční síla při 6 bar [N]	Efektivní akční síla F_A při 6 bar [N]	Max. moment			Max. zátěž L [N]	Délka tlumení [mm]
			M [Nm]	Ms [Nm]	Mv [Nm]		
OSP-P63	1870	1550	200	12	24	1650	32
OSP-P80	3016	2600	360	24	48	2400	39

Obr. 5-6 Tabulka vlastností [35]

Výhodou je jednoduchost obsluhy, energetická nenáročnost, pro provoz je vyžadovaná pouze dostatečná zásoba tlakového vzduchu. Další výhodou je to, že spojení motoru s vozíkem je pouze mechanické, všechny části pohonu mohou být jen na statické části konstrukce. Hlavní nevýhodou je nemožnost rozebrání pohonného celku.

5.2.4 Další varianty pohonu 5.2.4

Mezi další eventuální variantu pohonu patří například elektromotor s navíjecím bubnem, gumolano napínané mechanickým navijákem, hydraulický katapult nebo kombinace nakloněné roviny s některou další variantou.

5.2.5 Rozhodnutí o nejlepší variantě pohonu 5.2.5

Některé důležité informace potřebné pro rozhodnutí o nejlepší variantě pohonu jsou uvedeny v tabulce 2. Při zvažování gravitačního principu pohybu je nutno vzít v potaz také zákony a nařízení, které se vztahují k pohybu ve výškách.

Tab. 2 Souhrnná tabulka vlastností

Princip pohonu	Typ	Cena [Kč]	Rychlost v [m/s]	Síla F [N]	Přednosti	Zápory
Gravitační	nakloněná rovina		dle výšky		energeticky nenáročný	velká výška
Elektrický	L3S030P-3615-IH	cca 84 200	max. 5,6	max. 2600	rozmonto-vatelný	nízká rychlost
Pneumatický	OSP-P80 (3 metry)	cca 70 000	10	efektiv. 2600	silný, rychlý	vcelku

Po zvážení všech skutečností, postupně uvedených v kapitole 5.2, byl zvolen jako nejvhodnější a nejzajímavější princip pohonu lineární bezpístnicový pneumatický válec. Podstatnými výstupními vlastnostmi tohoto systému je pohybová rychlost 10 m/s, efektivní síla 2600N a z těchto hodnot odvíjející se aktivní délka 3 m.

5.3 Návrh důležitých tvarů a rozměrů konstrukce

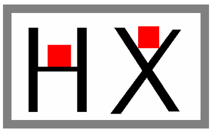
Základní tvar konstrukce je přímo závislý na zvoleném principu pohonu, dále se uvažuje konstrukce rovinná, uzpůsobená pro nesení pneumatického válce. Dalšími důležitými funkčními skupinami, o kterých musí být rozhodnuto, jsou základní data vozíku, pohybové spojení vozíku s dráhou, uspořádání místa maření energie, přenos síly, pohybu z motoru na vozík.

5.3.1 Statická, základní část konstrukce

Na tomto místě jsou v závislosti na velikosti motoru předběžně navrhnuty rozměry základní konstrukce. Pneumatický válec, který tato část konstrukce nese má tvar obdélníku o rozměrech 120 x 120 mm s délkou 3520 mm. Délka je daná potřebnou aktivní délkou válce 3000 mm a tak zvanou mrtvou zónou na začátku a konci válce, která činí 2 x 260 mm.

Protože pneumatický válec je náchylný na rázy a na mechanické zničení, je důležité, aby vozík nebyl pevně spojen s pístem pneumatického válce. Vozík musí být roztlačen, popřípadě roztáhnut a v dostatečné vzdálenosti od místa začátku nárazu odpojen od zdroje síly a to tak, aby pneumatický válec byl ochráněn i v případě zpětného poodjetí vozíku po nárazu.

Základní délka dráhy je stanovena na 5000 mm, v této hodnotě je započítaná také délka, na které bude vozík zpomalován. Další rozměry jsou stanoveny po specifikování dalších částí celého zařízení. Je vhodné, aby statická část o této délce byla sestavena z několika kratších dílů dráhy, délka jednotlivých dílů byla zvolena 1000 mm. Tvary navržené pro nosnou část dílů jsou „X“ a „H“ tvar, schématický ukázané na obrázku 5-7. Na obrázku je červeně znázorněn řez pneumatického motoru.



Obr. 5-7 Umístění pneumatického válce

Jednotlivé části budou provedeny jako svařované díly z čtvercových, kruhových nebo jiných standardně dodávaných profilů. Jako vhodnější varianta byl s přihlédnutím právě na obtížnost svařování a na výšku umístění pneu motoru vybrán „H“ tvar.

5.3.2

5.3.2 Vozík

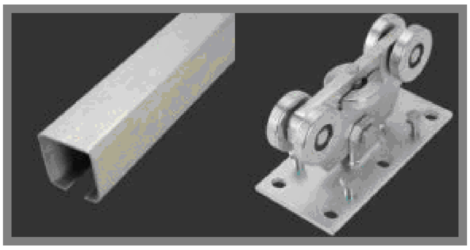
Základní hodnotou ovlivňující konstrukci je hmotnost, která byla na základě vybraného pohonu předběžně stanovena na 150 kg včetně osádky. Osádku bude tvořit právě jeden pasažér, pro kterého bude k dispozici automobilová sedačka připevněná k spodní části rámu. Rám bude dále tvořen imitací ochranného rámu v závodních vozidlech, tak aby na něm mohl být vytvořen horní úchyt bezpečnostního pásu a připevněna volantová tyč s volantem. Výchozí rozměry celého rámu byly po odměření prostoru ve vozidle stanoveny: délka 1500 mm, šířka 600 mm, výška nim. 1200 mm. Kolečka budou připevněna na samostatných nápravách, které budou na rám vozíku připevněny šroubovými spoji, a to z důvodu univerzálního použití náprav pro jiný druh vozíku, který by mohl sloužit k dalším zkouškám.

5.3.3

5.3.3 Spojení vozíku s dráhou

Nutnost trvání kontaktu mezi koly a dráhou i v okamžiku nárazu, případně jen krátkodobé přerušení kontaktu a následné vrácení do výchozí pozice je zásadní fakt při návrhů variant tohoto spojení.

Prvním z navrhovaných spojení je pomocí komponent pro samonosné brány, které ukazuje obrázek 5-8 [37]. Zásadním problémem je, že tento systém je konstruován pro zavěšení a tím by se konstrukce dráhy i vozíku znesnadnila.



Obr. 5-8 Komponenty samonosných vrat [37]

Další možnou variantou je spojení používané u horských drah, které se dělí na vnitřní a venkovní. Pro použití u tohoto zařízení je vhodnější použít systém, kde dráha je uvnitř a kolečka jí obklopují z venku, jak ukazuje obrázek 5-9 [38].

Obr. 5-9 Horská dráha Tatrabob [38]

Systém ukázaný na obrázku 5-9 byl vybrán jako vzor pro konstrukci spojení vozíku s dráhou.

5.4 Maření kinetické energie

Pro zastavení vozíku při nárazu musí být kinetická energie vypočítaná dle vzorce (1) zmařena, přetvořena. Situaci popisují vzorce (4) a (5). Důležité je znát limity zpomalení (přetížení), které jsou pro člověka nebezpečné.

5.4.1 Přímý náraz do pevné překážky

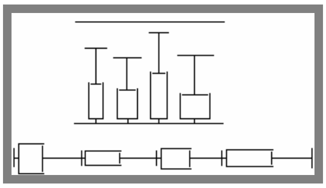
Konkrétně jde v tomto případě o náraz jedné konstrukce do druhé prostřednictvím gumových bloků, kde je počítáno s deformací na dráze cca 40 mm. Při nárazu z maximální rychlosti, kterou vyvine pohonný člen, se jedná o přetížení o velikosti přibližně 130 g. Přetížení o této hodnotě by mohlo být pro některé jedince smrtelné, v žádném případě se nejedná o bezpečné přetížení.

Tento způsob zpomalování (nárazu) je vhodný pro zkoušky s nižší nájezdovou rychlostí, nebo například pro testy s použitím figurín.

Pro všechny další návrhy platí, že délka aktivního tlumení by měla být maximálně 0,5 m, což je předpokládaná délka deformace automobilu při nárazu z rychlosti 10 m/s.

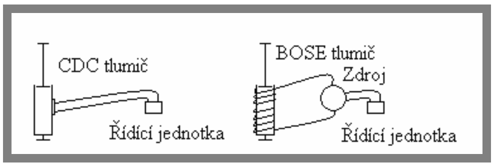
5.4.2 Soustavy tlumičů a řízené tlumiče

V této skupině návrhů jsou uvažovány tlumiče používané v automobilech. Na nákresech 5-10 jsou to soustavy automobilových tlumičů s různými délkami a charakteristikami poskládané vedle sebe, nebo za sebou.



Obr. 5-10 Soustavy tlumičů

Na obrázku 5-11 jsou nákresy elektronicky řízených tlumičů, které by mohly být pro tuto aplikaci také využity. Jedná se o tlumič označovaný CDC (vlevo), u kterého je elektronicky řízen průtok kapaliny a tím i charakteristika útlumu a tzv. BOSE tlumič (vpravo), kde se k tlumení používá magnetické pole. Oba tyto systémy musí být ovládány řídící jednotkou.

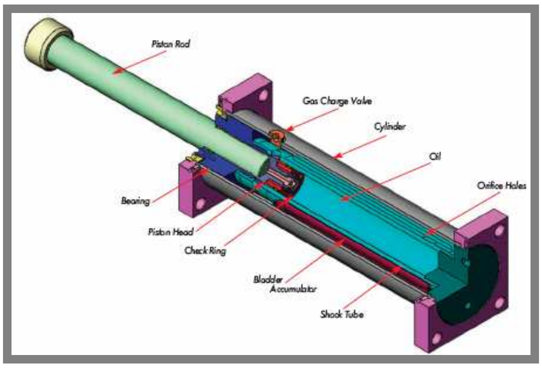


Obr. 5-11 Elektronicky řízené tlumiče

5.4.3 Průmyslové tlumiče nárazu

Jako nejvýhodnější byl pro tuto aplikaci vybrán hydraulický průmyslový tlumič rázu Enidine pro velká zatížení s označením HD 1,5 x 20 (délka tlumení 500 mm) od

firmy Ulbrich Hydroautomatik. Tlumič byl z katalogu firmy vybrán podle návodu na základě určujících hodnot, což jsou například rychlost a hmotnost. Řez tlumičem s popisem ukazuje obrázek 5-12 [39]. Tlumič poskytuje při vhodném nestavení konstantní tlumicí sílu po celou dobu tlumení.

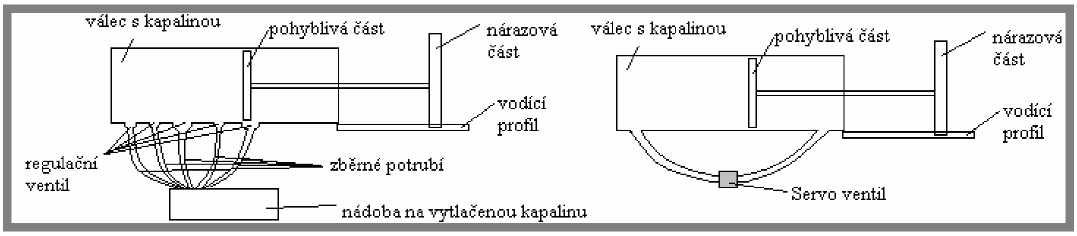


Obr. 5-12 Průmyslový tlumič nárazu Enidine [39]

5.4.4

5.4.4 Hydraulické tlumení s proměnným útlumem

Princip navržených tlumičů, které by musely být pro tuto aplikaci speciálně vyrobeny, ukazují nákresy na obrázek 5-13.



Obr. 5-13 Principy navrhovaných tlumičů

Vlevo načrtnutý systém ukazuje situaci, kde pohybem pístu směrem dovnitř je kapalina vytlačována přes regulační ventily do nádoby na kapalinu. Při pohybu pístu se ventily vyřazují z činnosti a tím se mění útlum. Jednotlivé regulační ventily mohou být nastavovány podle potřeby. Vpravo ukázaný funguje na principu přepouštění kapaliny z prostoru před do prostoru za pístem, průtok je regulován servoventilem.

Realizace obou navržených tlumičů by byla značně náročná.

5.4.5

5.4.5 Deformace vkládaných „materiálů“

Jedná se o maření kinetické energie deformací „materiálů“, případně „hotových výrobků“ do prostoru mezi pevnou část a vozík. Pevná část i vozík musí být k tomu uzpůsobeny. Příklad vkládaných jsou pěnový hliník, různé materiály skládané do profilů, ohýbané, profilované plechy, skládané kartony, umělohmotné výlisky, tlumící materiály jako molitan, polystyren, krabice a různé plechovky.

Před použitím některého z navrhovaných jako tlumicího členu v testech s pasažérem je nutné ověřit jeho účinnost a řádně proměřit všechny důležité veličiny.

5.4.6

5.4.6 Výběr nejvhodnější varianty

Z důvodu univerzálnosti je konstrukce navrhovaná tak, aby bylo možno využít více variant maření energie. Hlavní zvolené varianty jsou náraz do pevné překážky,

respektive do gumového bloku, průmyslový tlumič nárazu Enidine HD 1,5 x 20 a vkládání materiálů.

5.5 Zkoušky a testování - Použitelnost

V této kapitole jsou uvedeny návrhy některých zkoušek, simulací a testů, které by se daly na vytvářené zkušebně provádět. Demonstrace nárazu, upozornění na nutnost používání bezpečnostních pásů, je jedna se základních oblastí použití.

5.5.1 Testy s pasažérem

Zkoušky s různými vstupními podmínkami a nastavením, s možností objektivního zpracování subjektivních pocitů osob, které se budou zkoušky účastnit, pomocí dotazníku s výběrem hodnotícího stupně. Při těchto zkouškách je nutno dbát zvýšené opatrnosti a dodržovat bezpečnostní doporučení.

Stejné zkoušky lze současně hodnotit pomocí naměřených veličin, popřípadě podle záznamů z videokamery.

Mezi testy je možno zařadit zkoušky s různými bezpečnostními pásy, například dvoubodovými pásy, vícebodovými sportovními pásy, bez a s navíječem, bez nebo s pyrotechnickým předpínačem. Dále zkoušky s různými sedačkami, s různou tvrdostí, závodními sedačkami, natočenou sedačkou. Zkoušky schopnosti udržet břemeno při nárazu, udržet ruce na volantu, atd.

5.5.2 Testy s figurínou

Zkoušky hodnocené pouze pomocí měřených a snímaných veličin. Do této kategorie jsou zařazeny zkoušky s větším přetížením, tedy při nárazu do pevné zarážky. Podobně je možno testovat i upevnění dětských sedaček, pomocí různých systémů pásů. Zkoušky za použití airbagů, případně zkoumání podobných systémů.

5.5.3 Zkoušky utlumení nárazu různými systémy a materiály

Možnosti vkládání různých systémů a materiálů je nastíněno v kapitole 5.4.2 a následujících. Tyto zkoušky se zaměřují na měření zpomalení, případně na hodnocení záznamů z videokamery, která snímá deformovaný materiál.

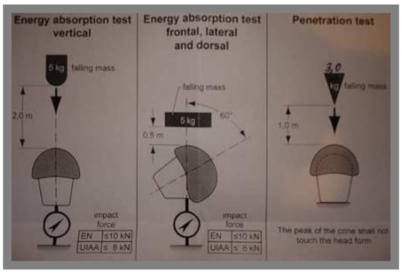
5.5.4 Zkoumání reakce na přetížení, mechanický náraz

V průběhu práce bylo po přihlédnutí k požadavkům trhu a po konzultaci s vedoucím práce rozhodnuto zvážit využití zkušebny, která umožňuje urychlit pohyblivou část na vzdálenosti cca 4 metrech na rychlost 10 m/s, jako stanici pro zkoušky reakcí na přetížení a zkoušky mechanických nárazů. Takto by se dalo provádět testování příslušenství automobilů, elektronických prvků, zkoušky mechanické odolnosti bezpečnostních pomůcek a zkoušky obalů.

Příslušenství automobilů, určené pro převážení kol a lyží a připevňované na střechu, musí pro schválení do provozu odolávat přetížení o velikosti 6 g nebo 3 g. Dalšími zkouškami, při kterých se ověřuje odolnost vůči přetížení, je testování elektronických prvků, které se řídí normou ČSN EN 60068-2-29.

Mechanickou odolnost vůči nárazu, běžně testovanou tak zvanými pádovými zkouškami, lze na této zkušebně také zkoumat. Jedná se o testování ochranných pomůcek, jako jsou například horolezecké helmy (norma EN 12492), přilby na

motorky (norma ES-22-05). Zkoušky horolezeckých helem ukazuje obrázek 1-12 [32].



Obr. 5-14 Test horolezeckých helem [32]

Další oblastí jsou zkoušky obalů a obalové techniky, které normálně využívají také principu pádových zkoušek dle normy EN 13117-2:2000. Jde například o bedny s přírodního dřeva, z plastu, oceli, hliníku, kombinované obaly, pytle z textilních tkanin a z papíru, atd. Některé speciální obaly je nutno testovat přetížením i mechanickým nárazem.

5.6 Měření

5.6

Pro měření je navrženo použití stávajícího vybavení laboratoří technické diagnostiky. Konkrétně se jedná o dvoukanálový akcelerometr ADXL s bezdrátovým přenosem informací. K zjišťování rychlosti je také využito akcelerometru, rychlost je daná integrací vektoru zrychlení podle času. Přesná místa pro umístění snímačů nejsou definovaná, ale je nutné dodržet pravidlo o neměnné poloze v průběhu jednotlivých měření, která se budou srovnávat.

5.6.1 Umístění videokamery

5.6.1

Prvním krokem je navržení místa pro snímání, tak aby mohlo být zaznamenáváno a posléze hodnoceno co nejvíce skutečností. Pohyb vpřed ve směru jízdy osoby připoutané na sedačce v okamžiku, kdy se kabina zastaví, je jedním z nejdůležitějších pohybů, který je nutné zachytit. Asi nejlepší je snímat osobu z profilu, ze zpomaleného záznamu je možno přesně určit pohyb osoby v čase. Další situací, kterou je možné zaznamenat je pohyb pásu, tedy rychlost s jakou (vzdálenost o jakou) se pás odvine. Další záznam může být pohyb rukou svírajících volant při nárazu.

Jako nejlepší se zdá umístit kameru na samostatný stativ a mechanicky jí s konstrukcí zkušebny nespojovat, protože při tomto spojení by byla vystavovaná velkým rázům. K zastavení vozíku dochází vždy ve stejném místě a proto je možné odměřit vhodné místo pro kameru a do těchto míst jí vždy umístit.

6 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

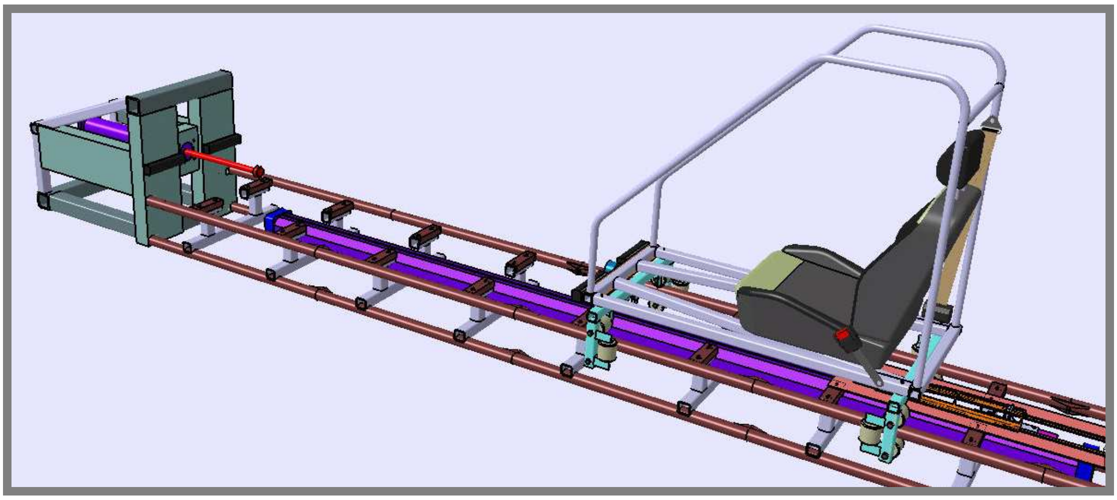
Konstrukční řešení celku je zcela závislé na zvolených variantách a na konkrétně zvolených zařízeních vytvářejících a mařících pohyb. Rozhodování o konkrétních zařízeních bylo zařazeno do předchozí kapitoly. V této části je již jen popsaná výsledná navrhovaná konstrukce, vzniklá na základě parametrů zvolených variant a zařízení, tyto parametry jsou uvedeny v tabulce 3.

Tab. 3 Zvolené varianty, mechanismy a jejich základní parametry

Oblast	Varianta, zařízení	Označení	Základní vnější rozměry
Základní tvar	rovinné provedení		
Pohon	pneumatický bezpístnicový válec Origa	OSP-P80	120 x 120 x 3520 mm
Nosná konstrukce	složená z dílů, základní tvar „H“		5000 mm (5 x 1000 mm)
Vozík	jednosedadlový, náprava vzor Tatrabob		1500 x 600 x 1200 mm
Maření energie	hydraulický průmyslový tlumič Enidine	HD 1,5 x 20	120 x 120 x 665 (1223) mm
	gumové bloky		deformace cca 40 mm
Deformační zóna	uzpůsobení pro vkládání materiálů		dle velikostí

6.1 Celkový pohled na konstrukci

Sestava navrhované konstrukce, která může být mimo jiné používána jako simulátor pro ověření funkce bezpečnostních pásů, ukazuje obrázek 6-1.



Obr. 6-1 Sestava zkušební stanice

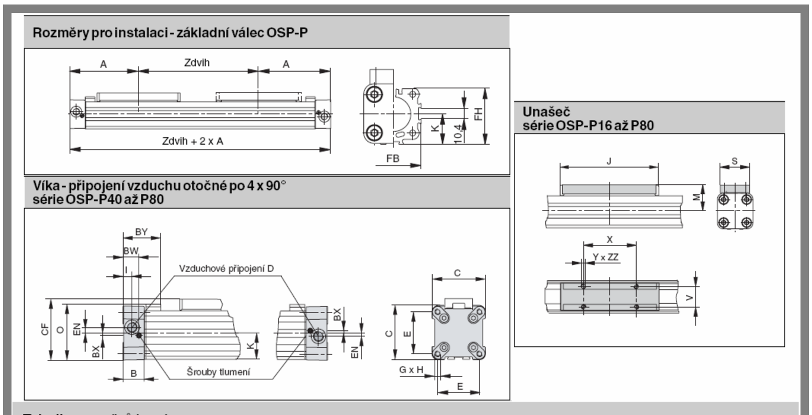
Stanice je koncipovaná jako rozmontovatelná z důvodu lepšího skladování a případné přepravy, velký důraz je kladen na univerzálnost. Většina komponentů jsou

navrhovány jako svařované součásti ze standardně dodávaných profilů. Důležité podsestavy jsou díly dráhy, vozík a stop zóna, která je na obrázku 6-1 úplně nalevo. Šroubová spojení jsou pouze popsána v textu a v sestavě jsou jen znázorněny díry pro šrouby. Základním materiálem je konstrukční ocel 11 523. Jednotlivé podsestavy jsou samostatně popsány v následujících kapitolách.

Základní rozměry, které charakterizují celou sestavu, jsou délka cca 5800 mm, maximální šířka 730 mm, a výška 1473 mm. Při provozu je však nutné počítat s větším pracovním prostorem, protože je důležité, aby byl při pohybu zachováván bezpečný odstup od pohyblivých části a dále byl vytvořen prostor pro snímání videokamerou.

6.2 Schématicky namodelované části

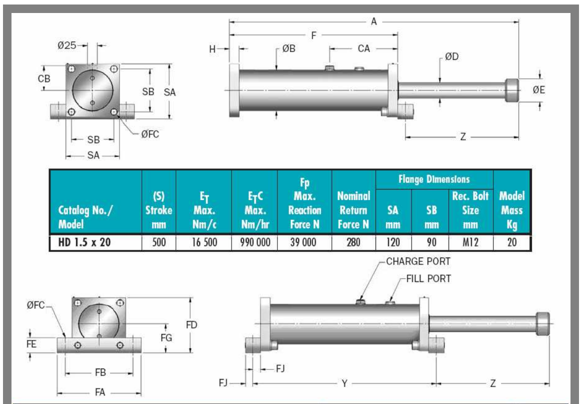
Schematicky byly namodelovány části, které nepatří mezi navrhované díly, ale jsou nutné pro správné navržení celé sestavy. Pneumatický válec podle dat v obrázku 6-2 [35] a hydraulický tlumič dle hodnot na obrázku 6-3 [39], v sestavě mají barvu fialovou, některé jejich části modrou a červenou.



Tabulka rozměrů (mm)

Válec - série	A	B	C	D	E	G	H	I	J	K	M	O	S	V	X	Y	Z min	BW	BX	BY	CF	EN	FB	FH	ZZ
OSP-P80	260	47	132	G1/2	96	M10	25	22	348	67	80	133	52	36	190	M10	384	37,5	–	73	147	16,5	122	122	20

Obr. 6-2 Rozměry pneumatického válce [35]

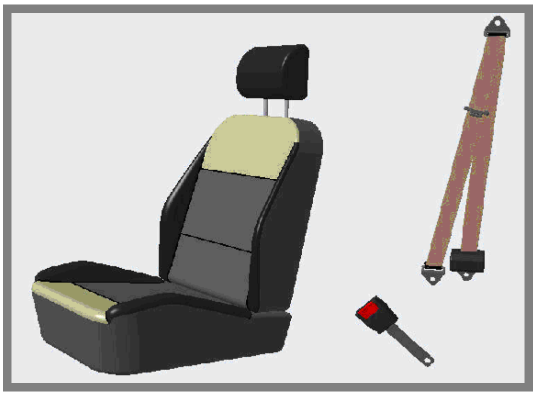


Catalog No./ Model	(S) Stroke mm	E_T Max. Nm/c	E_TC Max. Nm/hr	Fp Max. Reaction Force N	Nominal Return Force N	Flange Dimensions SA mm	Flange Dimensions SB mm	Flange Dimensions Rec. Bolt Size mm	Model Mass Kg
HD 1.5 x 20	500	16 500	990 000	39 000	280	120	90	M12	20

Catalog No./ Model	A mm	B mm	D mm	E mm	F mm	H mm	Y mm	Z mm	Foot Mount Dimensions FA mm	FB mm	FC mm	FD mm	FE mm	FG mm	FJ mm	Charge Port Dimensions CA mm	CB mm
HD 1.5 x 20	1 223	90	28	50	665	20	697	542	165	140	14	125	32	65	16	144	56

Obr. 6-3 Rozměry hydraulického tlumiče [39]

Mezi další pouze přibližně vymodelované části patří automobilová sedačka a bezpečnostní pás a jeho součásti, které jsou namodelovány podle odměřených skutečných hodnot. Tyto součásti jsou pro ilustraci ukázány na obrázku 6-4.

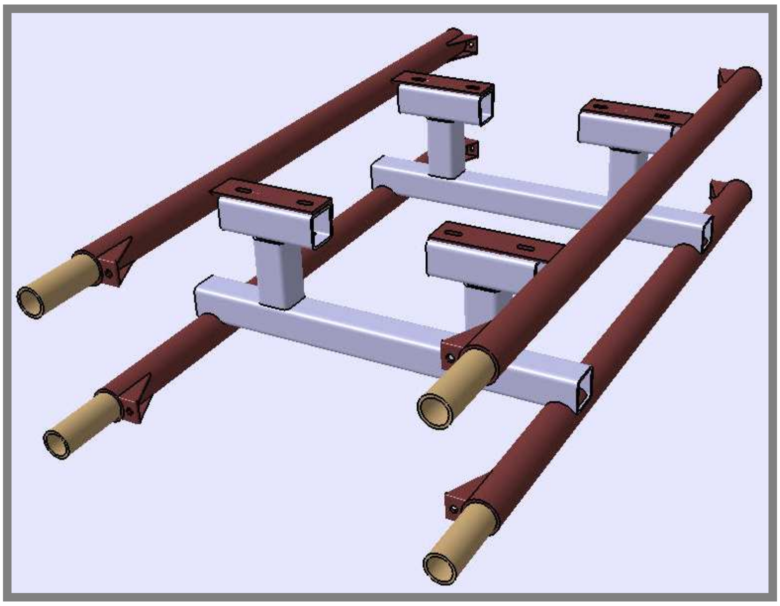


Obr. 6-4 Sedačka a bezpečnostní pás

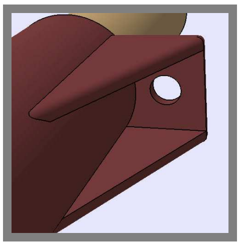
6.3 Nosná konstrukce pneumatického motoru a dráhy

Nosná konstrukce dráhy je tvořena čtyřmi stejnými podsestavami a jednou modifikovanou podsestavou, která je zařazena před stop zónu.

Podsestavu nazvanou díl dráhy ukazuje obrázek 6-5. Tato podsestava se skládá s pevného dílu a z pravé a levé horní kolejnice. Pevná část je navrhovaná jako svařenec z čtyřhranných trubek 50x50x4 různých délek, kruhových trubek ø 48,3x4 délky 1000 mm a kruhových trubek ø 40x4 délky 200 mm sloužících jako středící část pro přesnější spojení se sousedním dílem. Soudržnost celé této podsestavy s dalšími je zajištěna čtyřmi šrouby M8 na každé straně, tato část pro sešroubování je svařená z materiálu o tloušťce 4 mm a opatřená dírou jak ukazuje obrázek 6-6. Další variantou pro zajištění spojení podsestav dráhy je dlouhá šroubovice, kterou jsou přimontovány k sobě čtvercové příčné profily jedné a druhé podsestavy.

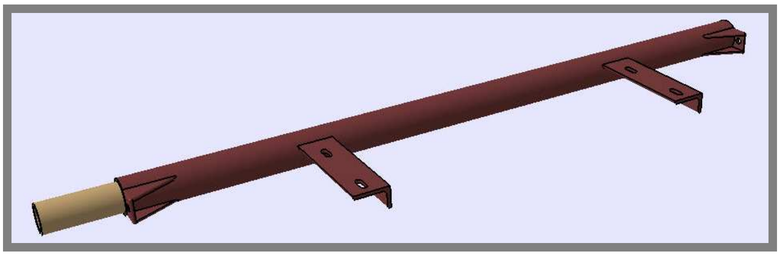


Obr. 6-5 Díl dráhy



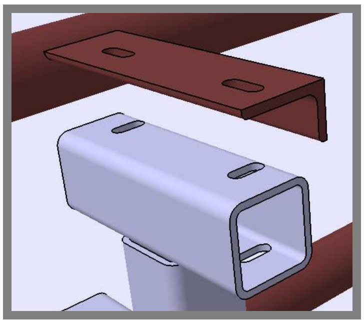
Obr. 6-6 Detail sešroubování

Další díly podsestavy jsou kolejnice, pravou horní kolejnici je možno vidět na obrázku 6-7. Je tvořena stejnými trubkami kruhového průřezu jako spodní část pevného dílu a nerovnoramennými L profily 50x30x5 délky cca 165 mm.



Obr. 6-7 Kolejnice horní pravá

Spojení kolejnice s pevnou částí je provedeno 2krát dvěma šrouby M8 o minimální délce 70 mm. Oválné díry pro šrouby umožňují podélné a příčné nastavení kolejnice, případné výškové nastavení je nutno provést pomocí podložek vložených mezi spojované části pevného dílu a kolejnice. Spojení ukazuje obrázek 6-8. Volnost kolejnice je nutná pro správné vyrovnání dráhy pro vozík, tak aby jeho pohyb byl plynulý.



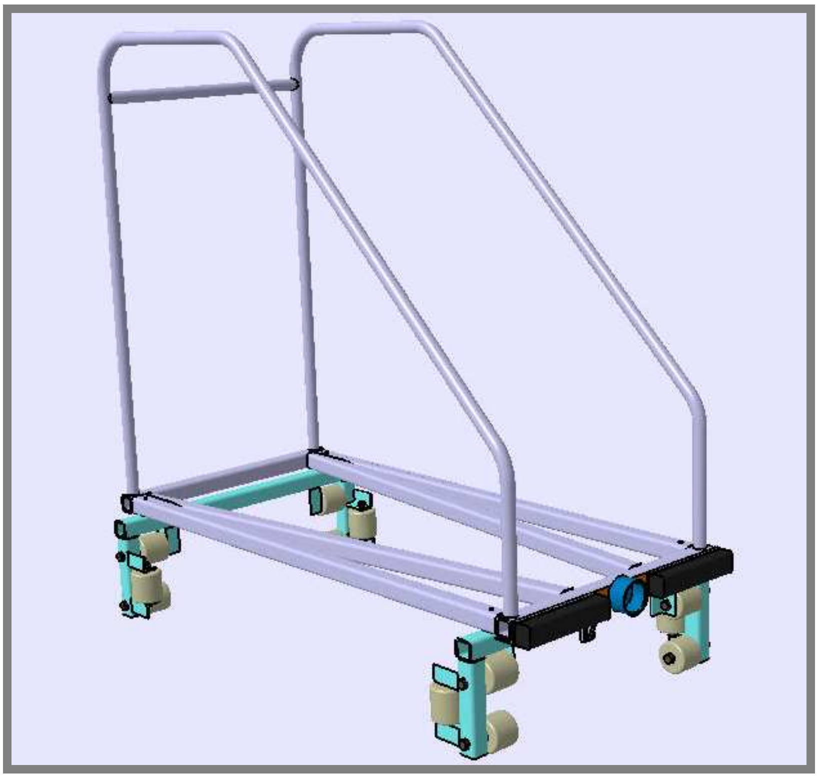
Obr. 6-8 Stavitelné spojení

6.4 Vozík

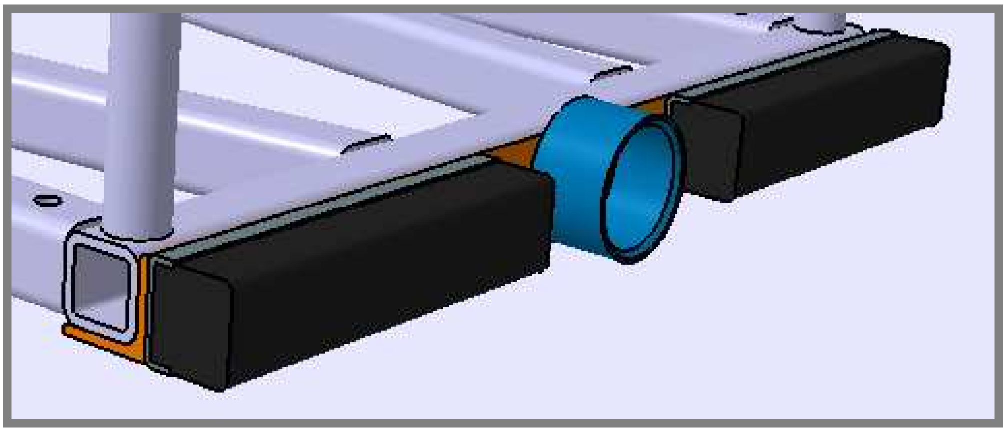
6.4

Základem sestavy vozíku je rám a dvě nápravy, jak je vidět na obrázku 6-9. Rám vozíku je svařen z čtyřhranných trubek 40x40x4 různých délek, které tvoří spodní část rámu. Přední příčník spodní části je čtyřhranná trubka 40x40x5, dále je tato přední část vyztužena tyčí s průřezem rovnoramenného L 45x45x5, jak ukazuje obrázek 6-10. Vrchní část rámu je navržena jako ohýbaná trubka o průměru 28 mm s tloušťkou 1,5 mm, konstrukce je vyztužená příčnou vzpěrou pro lepší pevnost. K přední části je proti nárazové části tlumiče umístěna trubka ø 70x5 o délce 40 mm

se zavařeným dnem materiálem o stejné tloušťce. Tato trubka, která je na obrázku znázorněna modrou barvou, slouží jako pojistné vedení proti ohnutí pístnice tlumiče při maximálním vysunutí a při případné neočekávané havárii. Dále jsou na obrázku 6-10 vidět gumové bloky, které jsou také připevněny k přední části a slouží jako dorazy, případně k zachycení celého nárazu společně s gumovými bloky na stop zóně.



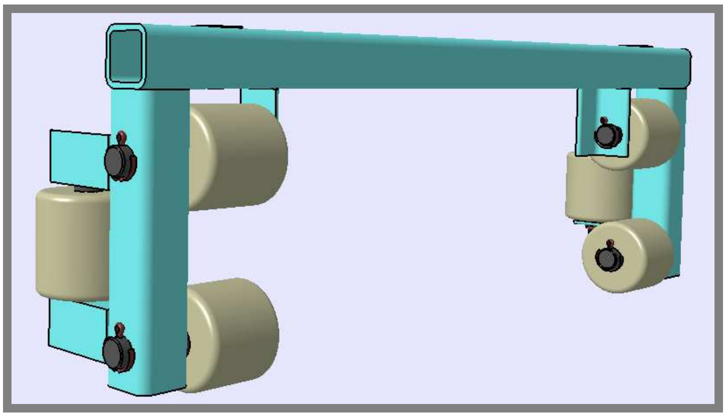
Obr. 6-9 Sestava vozíku



Obr. 6-10 Detail přední části vozíku

Nápravy jsou navržené jako samostatné díly, které jsou k rámu vozíku připojeny vždy dvěma šrouby M10 o potřebné délce. Náprava, jak ukazuje obrázek 6-11, je osazena kolečky (z internetové nabídky firmy Navrátil s.r.o. [13]) průměru 70 mm o délkách 70 mm (vrchní a boční kolečka) a 60 mm (spodní kolečka). Osičky průměru 20 mm a příslušné délky jsou z obou stran zajištěny závlačkami 2.0x050. Boční

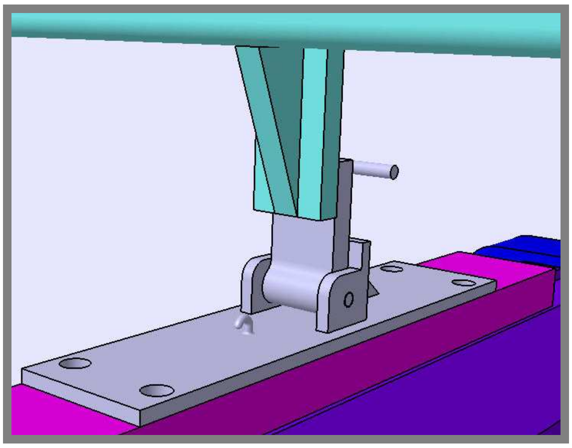
kolečka drží vozík na dráze, spodní kolečka přidržují vozík na dráze při nárazu, kdy by hrozilo tzv. vykolejení. Díky odkrytým spodním kolečkům se může vozík pohybovat i mimo kolejnice, například při přesunu, či skladování. Základní konstrukce nápravy je svařená z čtyřhranných trubek 40x40x4 o délce 700 mm a 190 mm a tyčí s průřezem L 30x30x4 délky 65 mm s otvory pro osy koleček.



Obr. 6-11 Detail zadní nápravy

6.5 Spojení vozíku s hnací částí

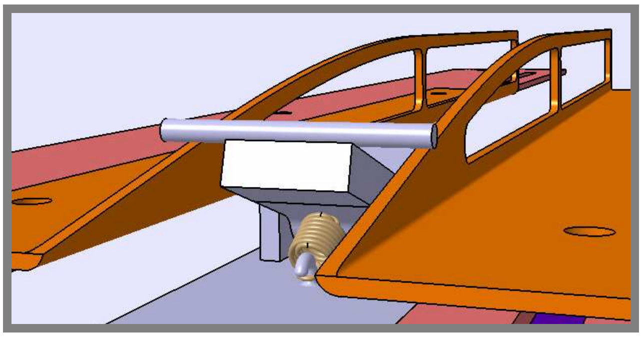
Spojení pro přenos síly z motoru (hnací část) na vozík (hnaná část) je ukázáno na obrázku 6-12. Zelenou barvu má část přední nápravy, šedou díl připevněný šrouby na motor.



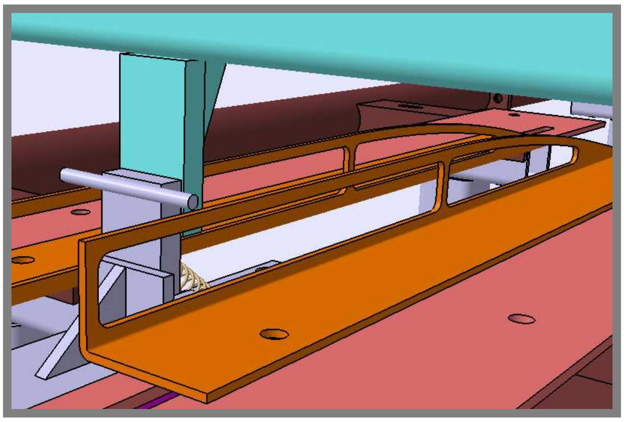
Obr. 6-12 Spojení vozík – motor

Pohyblivá část, tedy jakási páka je pohyblivě (umožňuje natočení) uložená v konstrukci připevněné na motor, pružinka tuto část přitahuje do pozice která je znázorněna na obrázku 6-13. Při zpětném pohybu motoru se páka dostane do kontaktu s vodícím plechem, který je na obrázku oranžový. Další zvedání páky je dáno profilem vodícího plechu, až do míst, kde se motor zastaví ve své koncové (výchozí) poloze. Obrázek 6-14 ukazuje celé spojení ve výchozí pozici v době, kdy je již ručně přisunut vozík. Při začátku rozjezdu je pohyblivá páka přitlačena na kontaktní plochu přední nápravy a také na opěrnou část uložení. Popsaná funkce zajišťuje přenos pohybu z motoru na vozík, volné pokračování vozíku v jízdě, když

píst pneumatického válce dojede do koncové polohy. Především pak sklopení páky při odjetí vozíku, tak aby byl pneumatický motor chráněn proti poškození, například při prudkém zpětném pohybu vozíku po nárazu.



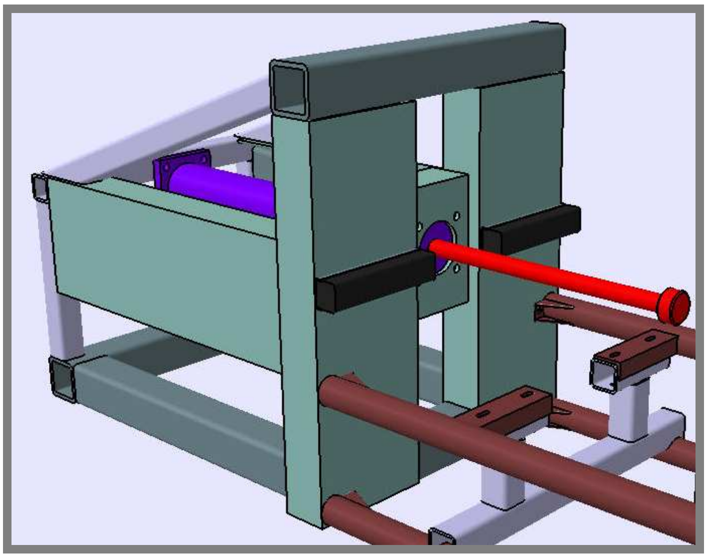
Obr. 6-13 Pohyblivá část motoru při pohybu do výchozí pozice



Obr. 6-14 Spojení vozík – motor ve výchozí pozice

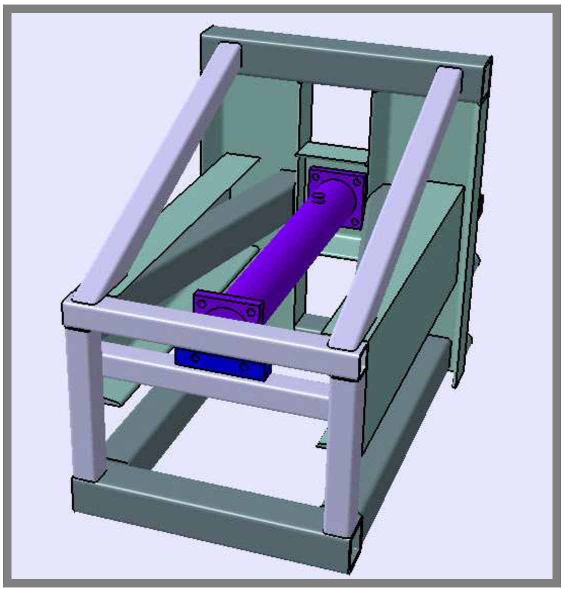
6.6 Stop zóna

Jako stop zóna (obrázek 6-15) je v této práci označena konstrukce, která zachycuje náraz, je k ní připevněn tlumič nárazu a druhý pár gumových bloků.



Obr. 6-15 Stop zóna s napojením na dráhu

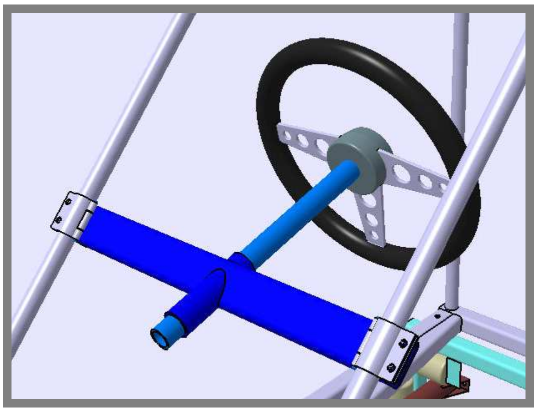
Konstrukční provedení vzpěr a připevnění tlumiče je ukázáno na obrázku 6-16. Svařovaný díl je tvořen tyčemi průřezu U 220x80 s tloušťkou 9 mm, délkami 640 mm a 732mm, trubkami čtyřhrannými 80x80x8 mm použitými na spodní základnu, vrchní a vnitřní vzpěry, trubkami čtyřhrannými 50x50x5 mm, které tvoří zadní část a zpevňují vrchní část. Celkové rozměry jsou výška 720 mm, délka 792 mm a šířka 590. Tlumič je připevněn šrouby M 12, gumové bloky je možno připevnit šrouby, případně jiným způsobem pevně přimontovat.



Obr. 6-16 Konstrukční provedení stop zóny

6.7 Přídavná zařízení

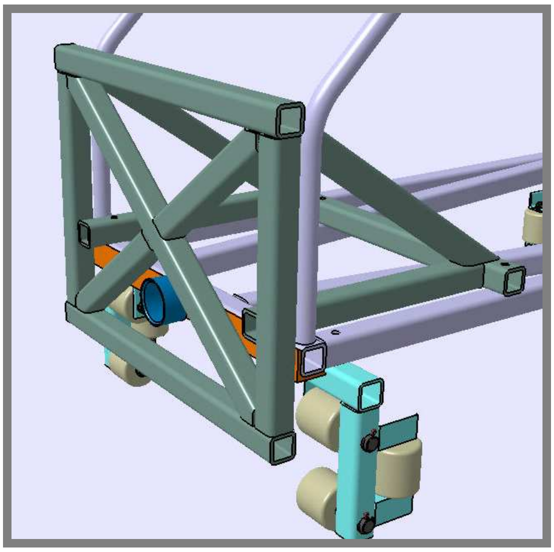
Mezi přídavná zařízení patří volant (obrázku 6-17), který je možno na vozík připevnit pomocí objímek, jak ukazuje model. Upevnění na vozík umožňuje výškové nastavení a spojení volantové tyče s příčníkem modré barvy, nastavení podélné.



Obr. 6-17 Volant

Přídavný rám sloužící ke zkouškám, při kterých je třeba deformovat části vkládané mezi stop zónu a vozík, je ukázán na obrázku 6-18. Rám je svařen z čtyřhranných trubek 40x40x5 různých délek, k vozíku je připevněn šrouby M8 potřebné délky.

Rám je dobré doplnit například překližkovou deskou připevněnou na čelo rámu, které je 464 mm vysoké a 590 mm široké.



Obr. 6-18 Přídavný bourací rám

6.8 Pevnostní výpočty

Kontrola zvolených dílů sestavy je pro potřebu této práce prováděna statickými výpočty s částečným uvážením možných stavů při vložení dynamiky do průběhu zatěžování. Výpočty jsou prováděny pomocí metody konečných prvků (MKP) v programu ANSYS Workbench. Díly podrobené pevnostním výpočtům byly zvoleny s ohledem na největší uvažované zatížení a na základě předpokládaného průběhu nárazu. Výpočty v této práci jsou pouze ověřující, pro kompletní kontrolu by bylo nutné provést celou řadu dalších výpočtů, jako například dynamické výpočty s modelem pasažéra pomocí příslušných programů, atd. Výpočty tohoto typu jsou však nad rámec této práce.

6.8.1 Zátěžné stavy

Pro správné posouzení dílů, které je třeba podrobit výpočtům, je nejprve nutné stanovit zátěžné stavy. Prvním ze stavů je rozjezd, kterým je nejvíce namáháno spojení mezi motorem a vozíkem. Zatěžující síla je rovna maximální síle motoru, tedy 3016 N.

Náraz je druhý a nejnebezpečnější stav, který je dále rozdělen na běžný provozní stav, kdy je náraz tlumen hydraulickým tlumičem na dráze 0,5 m s uvažováním konstantního průběhu tlumící síly. A dále na kritický stav, kde se jedná o náraz do gumových bloků, které jsou na vozíku a stop zóně, s předpokládanou deformací 40 mm. Zatížení, tedy působící síla, nebude při tomto nárazu pravděpodobně rovnoměrná, ale bude dosahovat vyšších než vypočítaných hodnot, a proto je síla vypočítaná podle vzorců (1), (4) a (5) vynásobená zvoleným koeficientem 1,7. Tak aby byla pokrytá špička zatížení.

Vypočítané síly zadávány do míst kontaktů jsou $F_{tlumič} = 18000 N$, $F_{tlumič}$ je síla, kterou působí tlumič proti pohybu vozíku při jeho zpomalování a $F_{ráz} = 350625 N$,

$F_{ráz}$ je uvažovaná maximální síla (po vynásobení koeficientem), která působí zpomalování z rychlosti 10 m/s při nárazu do gumových bloků, tedy zpomalení na vzdálenosti 40 mm. K tomuto stavu by ovšem nemělo docházet, jedná se o stav havarijní. Náraz s pasažérem do gumových bloků je možno provádět jen při snížené rychlosti.

Vždy je počítáno s hmotností rámu vozíku 65 kg a hmotností pasažéra 100 kg, celkově tedy 165 kg.

Náraz ovlivňuje oblasti přímo zatížením míst kontaktu, což je případ stop zóny a vozík a nebo vznikajícími silami doprovázející vynucený pohyb, jako je například zvedání zadní části vozíku a zatěžování zadní nápravy. Zadní náprava, respektive spodní osy koleček zadní nápravy jsou ohrožovány nadzvedáváním zadní části vozíku při nárazu. V tomto výpočtu je nutné uvažovat síly vnášené pasažérem prostřednictvím pásů do rámu vozíku.

6.8.2 Postup výpočtů

6.8.2

Stručný popis přípravy modelu, přenesení do prostředí Ansys Workbench a samotná příprava, spuštění a následné vyhodnocení výsledků je obecně uvedeno v této kapitole. V dalších podkapitolách jsou uvedeny pouze okrajové podmínky a důležité výsledky.

Model pro výpočet je vhodné v prostředí Catia zjednodušit tak, aby objem dat byl co nejmenší, ale nebylo z modelu odstraněno to, co by podstatně ovlivňovalo výsledek. Dalším krokem přípravy modelu je upravení, vytvoření kontaktních ploch, tak aby jen do nich mohla být zadána síla, například vytvořením odsazení zanedbatelné tloušťky v požadovaném místě. Upravený model je třeba uložit do formátu (například STP), který je možno načíst ve výpočtovém programu. V prostředí Ansys Workbench je poté vytvořena síť konečných prvků (tzv. mešování modelu), pro všechny výpočty byla zvolena automatická metoda tvorby sítě se zadáním vzdálenosti uzlů. Vzdálenost uzlů se u jednotlivých modelů liší, aby nebyl překročen povolený počet uzlů. Následně jsou zjednodušeně zadány okrajové podmínky, zatěžující síly a vazby do míst spojení s okolními díly a spuštěn výpočet.

6.8.3 Kritéria hodnocení

6.8.3

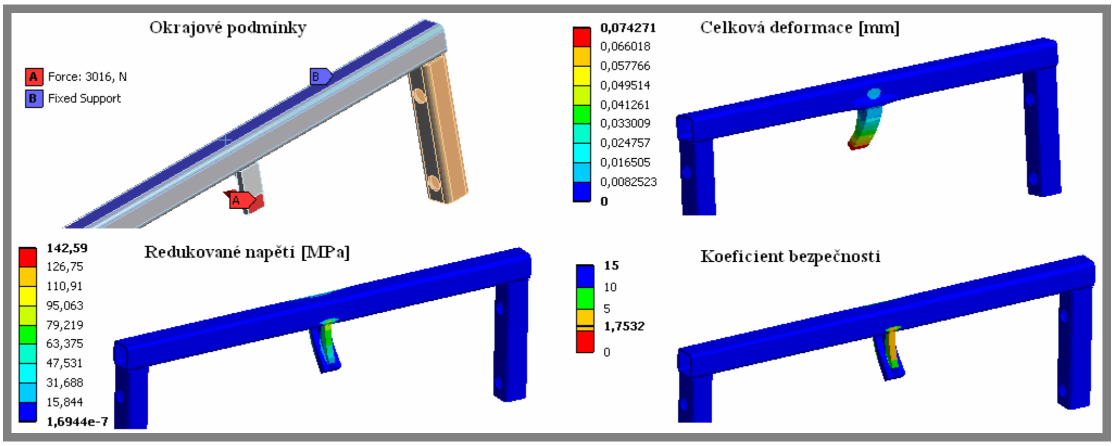
Vybraná kritéria hodnocení jsou redukované napětí podle HMH (Equivalent (von-Mises) Stress) a bezpečnost vůči mezi kluzu (Safety Factor), tedy koeficient bezpečnosti. U některých částí jsou ukázány celkové deformace (Total Deformation). Obrázky ukazují situaci po úpravách, tedy několikátý výpočet v řadě. Rozložení vypočítaných hodnot pro jednotlivé body sítě je znázorněno pomocí barevné „mapy". Na obrázcích je vždy ukázána stupnice škály barev s přirazeným rozsahem hodnot dané veličiny. Síly jsou zadávány v Newtonech [N]. Vypočítané hodnoty celkových deformací jsou v milimetrech [mm] a redukovaná napětí v MegaPascalech [MPa]. Koeficient bezpečnosti je bezrozměrný, je dán poměrem napětí na mezi kluzu a vypočítaným redukovaným napětím. Při výpočtech je uvažován materiál 11 523 s pevností v tahu $R_m = 580MPa$ a s napětím na mezi kluzu $R_e = 350MPa$.

6.8.4 Spojení motoru s vozíkem

6.8.4

Kontaktní místa spojení motoru s vozíkem jsou zatěžovány silou 3016 N. Výpočet přední nápravy zatížené silou od motoru prezentuje obrázek 6-19, vlevo nahoře

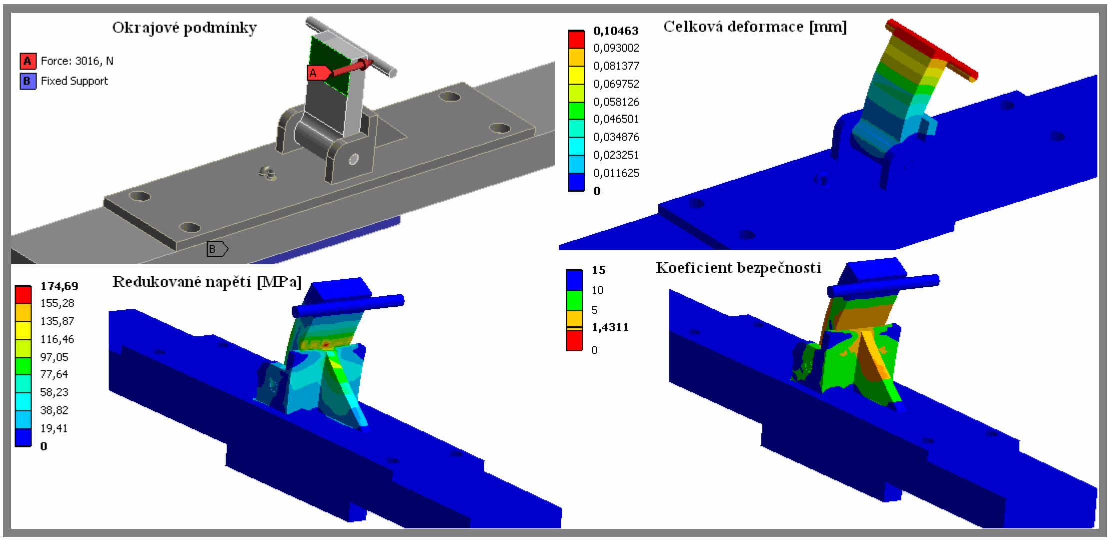
zadaná síla a okrajové podmínky, vpravo nahoře celková deformace, dole redukované napětí a koeficient bezpečnosti.



Obr. 6-19 Přední náprava

Při tloušťce materiálu počítané části 10 mm dosahuje napětí maximální hodnoty 142,59 MPa a to v místě spojení žebra s nápravou. Maximální hodnota vypočítaného napětí nepřesahuje hodnotu napětí na mezi kluzu.

Páka spodního dílu byla na základě prvních výpočtů zesílená.Ověření zesílené páky ukazuje obrázek 6-20.



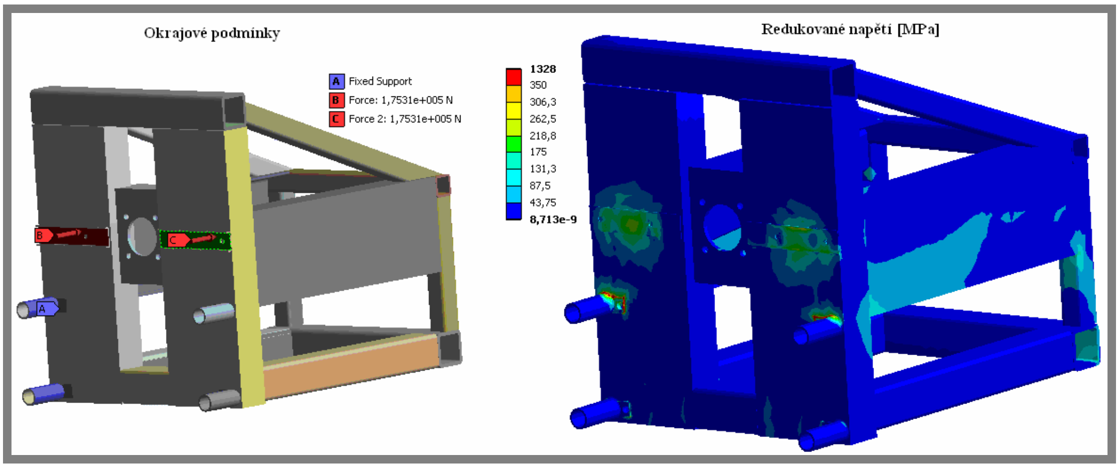
Obr. 6-20 Páka pro přenos hnací síly z motoru

Vypočítané napětí dosahuje maximální hodnoty v místě těsně nad opěrnou plochou, hodnota zůstává pod hranicí meze kluzu.

6.8.5 Stop zóna

Výpočet tohoto dílu je důležitý pro správné navržení konstrukce, tak aby snesla zatížení při kritickém nárazu vozíku. Síla zadávaná do levé a pravé části je rovna polovině $F_{r\acute{a}z}$. Původně navržená konstrukce zcela nevyhověla a proto bylo navrhnuto řešení, které je představeno v kapitole 6.6. Zadání síly, okrajových

podmínek a rozložení vypočítaných hodnot redukované napětí jsou ukázány na obrázku 6-21.



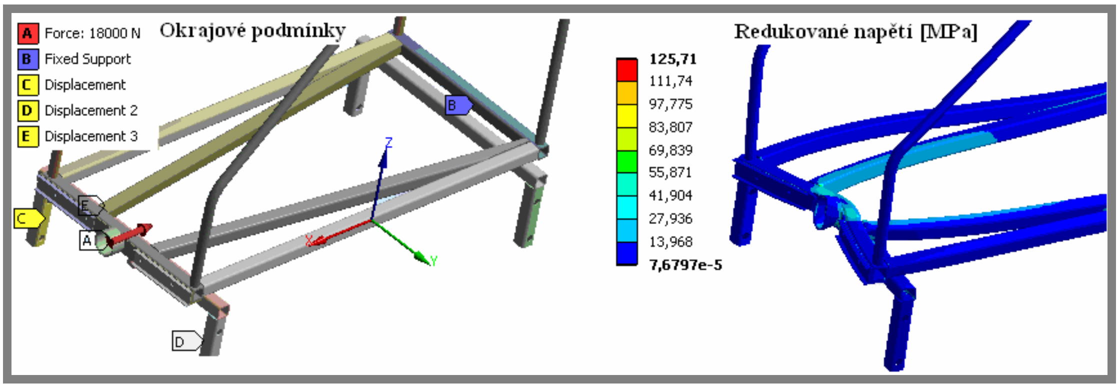
Obr. 6-21 Zatížení a vypočítané napětí stop zóny

Vypočítané redukované napětí přesahuje hodnotu napětí na mezi kluzu (350 MPa) v místech, upravených pro zadání okrajových podmínek. Tato úprava na skutečné součásti není a proto tyto hodnoty nejsou považované za problematické.

6.8.6 Spodní část rámu vozíku

6.8.6

Kontrola odolnosti rámu vozíku vůči zatížení při nárazu je zjednodušeně provedeno tak, že je vozík jako by zapřen v zadní části a do míst kontaktu je vložena vypočítaná síla ve směru do vozíku. Síly jsou $F_{tlumič} = 18000N$ a $F_{ráz} = 350625N$. Na přední nápravě jsou zadány okrajové podmínky, které nahrazují vedení této nápravy po kolejnicích. Obrázek 6-22 ukazuje zadané okrajové podmínky, sílu při zpomalování tlumičem zadanou do místa kontaktu pístnice s vozíkem a výsledné redukované napětí.

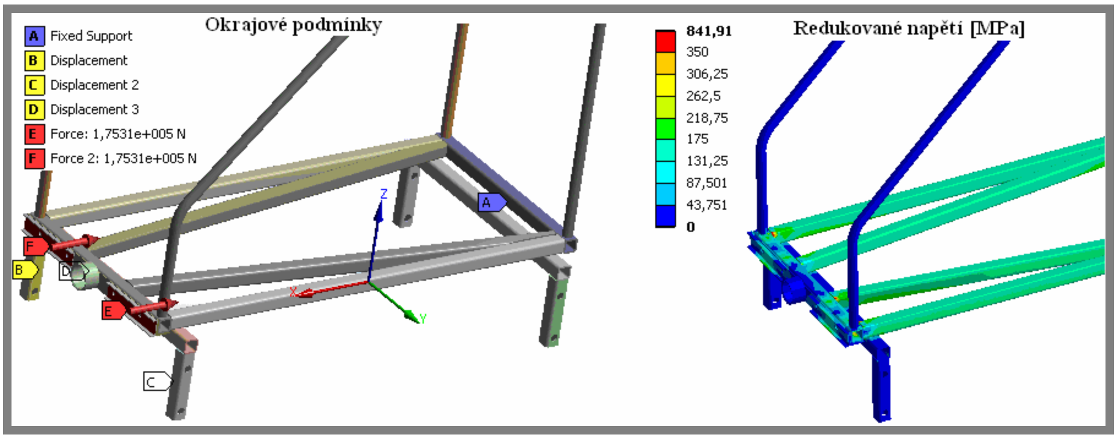


Obr. 6-22 Výpočet vozíku při provozním stavu

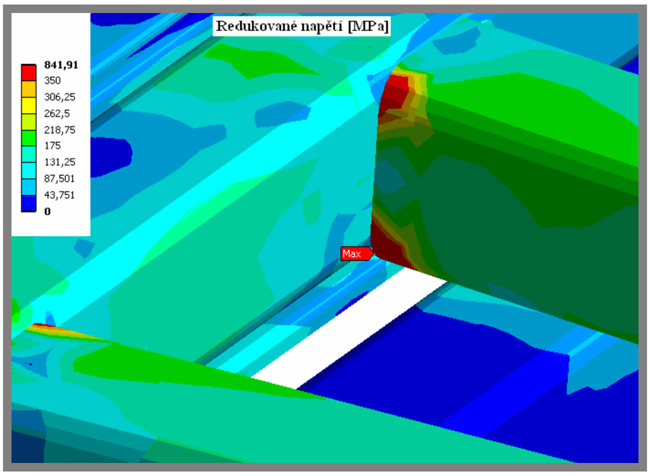
V místě spojení jistící trubky s konstrukcí rámu dosahuje počítané napětí maximální hodnoty, která však nepřesahuje dovolené napětí. Z tohoto vyplívá, že zkoumaný stav není pro vozík nebezpečný.

Při kritickém nárazu je vozík mnohem více zatěžován, základní kontrola je prováděna stejným způsobem jako u předchozího zatížení. Rázová síla je zadávaná

do míst upevnění gumových bloků, jak je vidět na obrázku 6-23. Obrázek dále prezentuje hodnoty vypočítaného redukovaného napětí. Obrázek 6-24 ukazuje detail místa, kde redukované napětí dosahuje maximálních hodnot.



Obr. 6-23 Výpočet vozíku při kritickém stavu



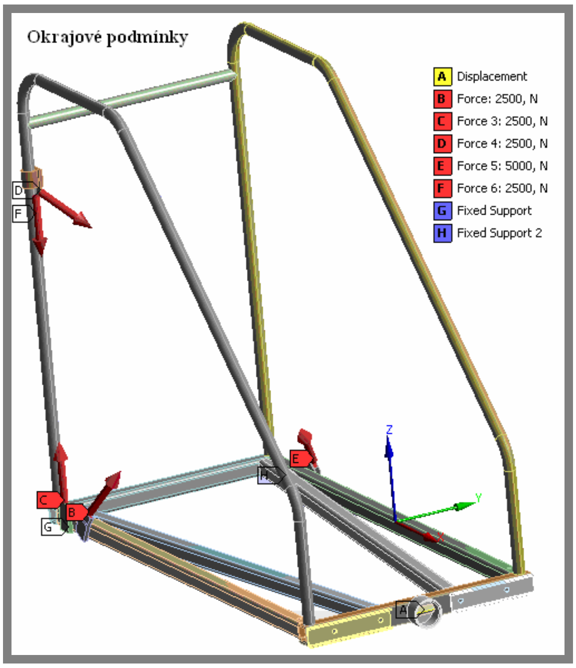
Obr. 6-24 Kritické místo

Z obrázku je zřejmé, že se jedná o lokální překročení napětí na mezi kluzu, které pravděpodobně podstatně neovlivní pevnostní odolnost rámu. Protože nejsou ve výpočtech uvažovány svary, není možné zcela přesně určit nebezpečnost tohoto lokálního překročení napětí na mezi kluzu.

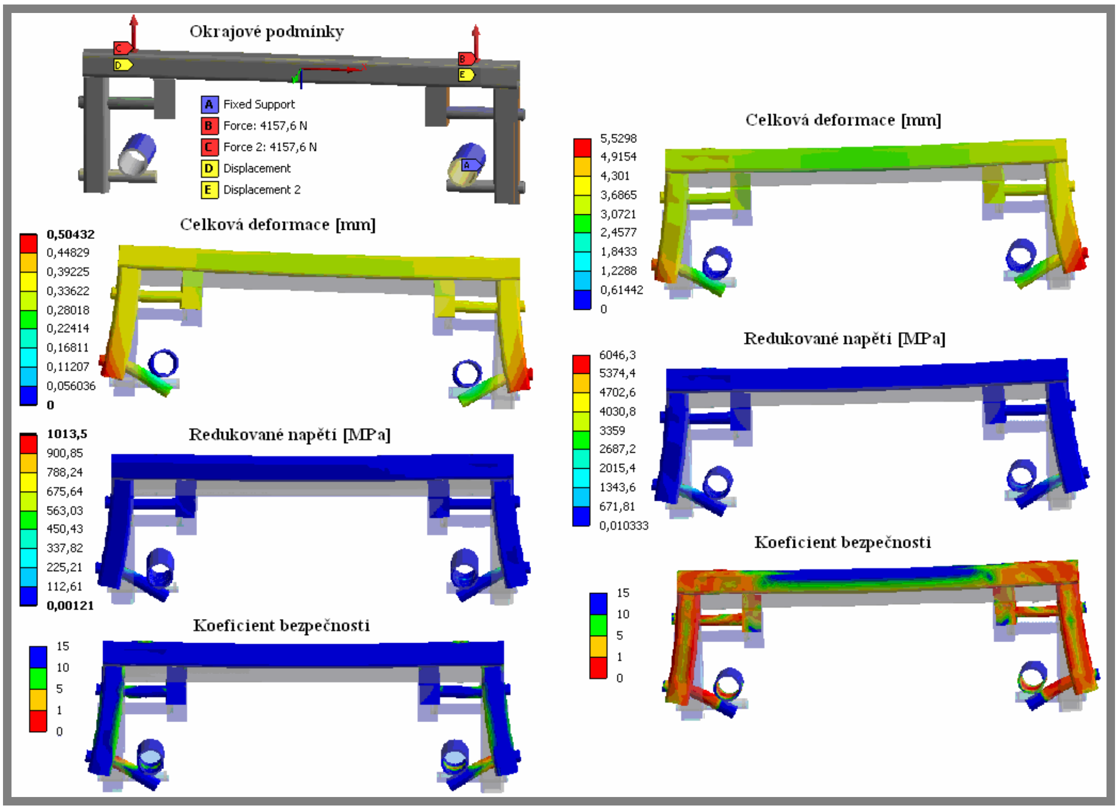
6.8.7 Zadní náprava

Výpočet zadní nápravy spočívá v zadání sil, vznikajících dopředným pohybem pasažéra (100 kg), do míst ukotvení pásů a zadáním nelineárních kontaktů do spojení náprav s dráhou. Úhly pro zadání reakčních sil od pásů byly odměřeny na voze Fiat. Pro velkou složitost výpočtu rozděleného do zátěžných kroků, který byl nad výpočtové možnosti dostupné techniky, došlo k zjednodušení. Zjednodušení spočívá v rozdělení výpočtu do dvou samostatných operačních kroků. V prvním kroku byly síly zadány stejným způsobem na samostatný rám a v místech původního spojení se zadní nápravou byly nadefinovány vazby umožňující zjišťovat reakční sílu. V druhém kroku byly „odměřené“ síly z prvního kroku zadány na nápravu do míst spojení s vozíkem, kontakt os koleček s dráhou byl zvolen opět nelineární,

umožňující pohyb a natočení a celý výpočet byl opět rozdělen do zátěžných kroků. Výpočty byly provedeny pro běžný stav a pro stav kritický. Zadání okrajových podmínek, sil a kontaktů na samostatný rám u provozního stavu ukazuje obrázek 6-25. Obrázek 6-26 prezentuje zadané hodnoty na nápravu a výsledky obou možných stavů.



Obr. 6-25 Zadaní reakčních sil od bezpečnostního pásů



Obr. 6-26 Výpočet zadní nápravy

Vlevo jsou na obrázku ukázány výsledky výpočtu provozního stavu, vpravo stavu kritického. U provozního stavu překračují hodnoty vypočítaného redukované napětí v jednotlivých uzlech napětí na mezi kluzu na osách koleček v místě spojení s nápravou. Jedním z řešení je použití materiálu s lepšími vlastnostmi, druhým řešením je provedení konstrukčních úprav.

U kritického stavu dochází k překročení dovoleného napětí na více místech. Kritický náraz (stav) není ovšem možné z bezpečnostních důvodu provádět s pasažérem, tento stav je tedy pouze teoretický. Po konstrukční úpravě zadní nápravy, například zvětšení tloušťky profilů, by případně mohl být kritický náraz zkoumán za použití figuríny.

Výpočty by bylo zajímavé a dobré ověřit prototypovými zkouškami, případně pomocí dalších výpočtů, například výpočtů rychlých dynamických dějů s modelem člověka.

7 KONSTRUKČNÍ, TECHNOLOGICKÝ A EKONOMICKÝ ROZBOR

7.1 Konstrukční rozbor

Práce je zaměřena na popis návrhu funkčního celku univerzální zkušebny pro představení a zkoumání dějů při nárazu. Při tvorbě rešeršní části a návrhů variant úprav simulátoru nárazu ÚAMK bylo pro nevhodnost tohoto simulátoru k úpravám, umožňujícím zvýšení dosahované rychlosti, rozhodnuto překročit zadání a navrhnout novou konstrukci s využitím zmíněných prvků pro pohon a maření pohybu. Navrhnutá zkušební stanice splňuje cíle původního zadání.

Navrhovaná konstrukce je tvořena dráhou pro vozík, která je sestavena z pěti shodných dílů. Dráha slouží současně k nesení pneumatického lineárního válce pro pohon vozíku. Na dráhu je napojena stop zóna, tedy část, na kterou jsou připevněny gumové bloky a hydraulický tlumič nárazu pro maření kinetické energie vozíku. Další samostatnou částí je vozík, který je tvořen rámem a dvěmi nápravami. Protože jsou nápravy samostatné díly, mohou být případně využity u jiné konstrukce zkušebního vozíku pro jiné zkoušky. Jednotlivé díly jsou navrženy jako svařované konstrukce. Spojení dílů je provedeno šroubovými spoji tak, aby bylo možné konstrukci rozložit a uschovat, případně jednoduchým způsobem transportovat. Největším problémem při montáži, skladování a přesouvání je pneumatický válec (délka 3520 mm, hmotnost 57 kg), který je nutné chránit před mechanickým poškozením. Vybrané díly byly podrobeny základnímu pevnostnímu výpočtu, na základě výsledků byly provedeny nebo navrženy úpravy konstrukce.

Před výrobou, nebo v průběhů testů by bylo vhodné doplnit pevnostní výpočty o crash analýzu, tedy analýzu rychlých dynamických dějů například v programu LS-DYNA. Tyto výpočty a další testování může být předmětem další diplomové nebo jiné práce.

Součástí pohonného ústrojí zkušebny musí být zdroj tlakového vzduchu, dostatečně velký zásobník, ovládací magnetický ventil pro nastavení rychlosti pohybu a rozvody tlakového vzduchu. Pracovní tlak pneumatického válce je 6 barů, maximální tlak 8 barů.

7.2 Ekonomický rozbor

Z ekonomického hlediska je nejpodstatnější pneumatický válec, jehož cena je cca 70 000 Kč, k této ceně je nutné připočítat cenu speciálního ventilu pro dosažení rychlosti 10 m/s, která činí cca 5 000 Kč. Další důležitou položkou je hydraulický tlumič nárazu v ceně 10 450 Kč. Cena materiálu, stanovena vynásobením celkové hmotnosti sestavy 466 kg a průměrné ceny 25 Kč za kg hutních polotovarů z materiálu 11 532, je přibližně 12 000 Kč. Cena cca 100 000 Kč je výsledná cena nakupovaného materiálu a základních dílů.

7.3 Technologický rozbor a bezpečnostní pravidla

Před uvedením do provozu je třeba sestavit celou konstrukci, a vhodně otestovat bez obsazení pasažérem. Při montáži je na prvním místě správné ustavení stop zóny

s tlumičem a gumovými bloky, dále je postupné smontování dílů dráhy a to ve směru od stop zóny. Následuje vyrovnání dráhy pro vozík, montáž pneumatického válce s přesazením konce válce „dovnitř“ o 1240 mm od okraje dráhy. V dalším kroku je namontováno zařízení pro zvedání páky ve výchozí (koncové) poloze pístu válce, namontovány rozvody vzduchu a uveden pneumatický válec do provozu. Dále je nutné přesunout píst do polohy, ve které bude sklopena páka pro pohon, nasadit vozík na kolejnice a nastavit do pozice před píst pneumatického válce. Pohybem vzad pístu se nadzvedne páka a vozík může být dotlačen k páce do základní pozice.

Tlakem vzduchu v pneumatickém válci je píst tlačen vpřed a přes páku pohybuje vozíkem. Píst je urychlován až dosáhne nastavené rychlosti, v té pokračuje v pohybu až do koncové polohy, kde je konstrukcí válce zpomalen a zastaven. Vozík pokračuje v jízdě vpřed do míst, kde začne být zpomalován tlumičem nárazu, případně narazí do gumových bloků. Při zpomalování z rychlosti 10 m/s tlumičem nárazu je dosahováno přetížení přibližně 10 g po dobu 0,1 s, při nárazu do gumových tlumičů s obsazeným vozíkem by to bylo přibližně 127 g po dobu 0,008 s.

Při pokusech, kterých se bude účastnit člověk jako pasažér vozíku, je nutné dbát zvýšené opatrnosti při nastavování hodnot a také při plánování zkoušky. Vždy je nutné brát v úvahu limitní zpomalení, které může člověk bez nebezpečí zvládnout. Pro člověka s vrozenou vadou nebo nemocí může být nebezpečné i pro ostatní „neškodné“ přetížení, a proto je nutné upozornit potenciální pasažéry i na tuto možnost.

Po každé změně nastavení, po jakémkoliv zásahu do nastavení či do uspořádání zkoušky je nutné provést kontrolní náraz. Podmínkou kontrolního nárazu je absence živého pasažéra, který je nahrazen figurínou, případně adekvátní hmotností a je měřeno zpomalení minimálně v jednom místě na myšleném těle pasažéra, nejlépe v místě hrudníku. Zkoušku s živým pasažérem je možné provádět až po vyhodnocení kontrolního nárazu.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

[1] ČECH, J. BULÍŘ, H. *Pasivní bezpečnost* [on-line]. c2005, [cit. 06.02.2008] Dostupné z: <http://www.rozhlas.cz/veda/portal/_zprava/201627>

[2] *Simulátor nárazu vozidla* [on/line]. [cit. 06.02.2008] Dostupné z: <http://slama.czechian.net/foto/lesany_06/lesany_simulator.jpg>

[3] *Hydrobremse_Schlittenanlage* [on-line]. c11.01.2006, [cit. 05.03.2008] Dostupné z: <http://www.dtc-ag.ch/typo3/fileadmin/download/>

[4] *Sicherheitsgurt_LowSpeedCrash* [on-line]. c11.01.2006, [cit. 05.03.2008] Dostupné z: <http://www.dtc-ag.ch/typo3/fileadmin/download/>

[5] *Sitz_Gurtverankerungspruefung* [on-line]. c11.01.2006, [cit. 05.03.2008] Dostupné z: <http://www.dtc-ag.ch/typo3/fileadmin/download/>

[6] *Systém pro testování automobilových bezpečnostních pásů* [on-line]. c2006, [cit. 04.03.2008] Dostupné z: <http://www.ippmeasure.com/testbepa.htm>

[7] *Vehicle safety belt test apparatus and method* [on-line]. c2002, [cit. 10.02.2008] Dostupné z: <http://www.freepatentsonline.com/5831172.html>

[8] *Dynamic Safety Testing* [on-line]. c2006, [cit. 04.03.2008] Dostupné z: <http://www.evsseats.com/safetytesting.htm>

[9] *Simulátor nárazu – bezpečnost především* [on-line]. [cit. 12.03.2009] Dostupné z: <http://www.uamk.cz/cs/index.php?option=com_phocagallery &view=category&id=8&Itemid=207>

[10] *Simulátor nárazu T-01* [on-line]. c2000, [cit. 04.02.2008] Dostupné z: <http://www.uamkindustry.cz/simulatorynarazu.htm>

[11] *Bezpečnostní pásy* [on-line]. c2003, [cit. 06.02.2008] Dostupné z: <http://www.ibesip.cz/cs/bezpecnostni_pasy/>

[12] *Geschäftsbericht 2005* [on-line]. c23.06.2006, [cit. 05.03.2008] Dostupné z: <http://www.dtc-ag.ch/typo3/fileadmin/download/>

[13] Navratil s.r.o. *Pojezdová kola, kolečka, kladky* [on/line]. [cit. 06.02.2009] Dostupné z: <http://www.navratilsro.cz/>

[14] PFEIFEROVÁ, S. *Stop dopravním nehodám* [on-line]. [cit.20.02.2009] Dostupné z: <http://www.mvcr.cz/regiony/st_cesky/onas.html>

[15] *Development of an Advanced Finite Element Model* [on-line]. c2006, [cit. 05.03.2008] Dostupné z: <http://www.ftss.com/PCAT>

[16] *Kdo se v autě nepoutá, je (sebe)vrah* [on-line]. c29.06.2006, [cit. 05.03.2008] Dostupné z: <http://auto.idnes.cz/kdo-se-v-aute-nepouta-je-sebe-vrah-d45-/automoto.asp?c=A060628_172328_automoto_fdv>

[17] EHK OSN. *Předpis Evropské hospodářské komise Organizace spojených národů č. 14 – Jednotná ustanovení týkající se schvalování typu vozidel z hlediska kotevních úchytů bezpečnostních pásů*. 2007, 54 s.

[18] EHK OSN. *Předpis Evropské hospodářské komise Organizace spojených národů č. 16 – Jednotná ustanovení týkající se schvalování bezpečnostních pásů, zádržných systémů, dětských zádržných systémů a vozidel vybavených bezpečnostními pásy, dětskými zádržnými systémy*. 2007, 86 s.

[19] CZUDKOVÁ, L. *Fyzika a dopravní nehody*, Přírodovědecká fakulta MU, Brno

[20] SMĚLÝ, M. *Silniční záchytné systémy – náraz vozidla do pevné překážky* [on-line]. c2008, [cit. 28.4.2009] Dostupné z: <http://www.fce.vutbr.cz/veda/juniorstav2008_sekce/pdf/2_3/Smely_Martin_CL.pdf>

[21] *SeatBelts* [on-line]. c 2007, [cit. 4.5.2009] Dostupné z: <http://www.somerford-mini.co.uk/>

[22] KOVANDA, J. *Pasivní bezpečnost vozidel* [on-line]. Dílčí zpráva o řešení projektu č. FT-TA/024 ke dni 31.10. 2004, [cit. 28.4.2009] Dostupné z: <http://www.sntcz.cz/Content.Node/is/21.pdf>

[23] *TÜV SÜD SAFETY DAY 2008* [on-line]. c 2008, [cit. 27.4.2009] Dostupné z: <http://www.tuvsafetyday.com/cs/safety-day-2008/downloads-2008.html>

[24] *Fabia 50km/h Crash Test* [on-line]. c 2009, [cit. 15.2.2009] Dostupné z: <http://www.youtube.com/watch?v=DuMmUhxxKi0&NR=1>

[25] *Škoda fabia – fakta/technická data* [on-line]. c 2008, [cit. 15.2.2009] Dostupné z: <http://new.skoda-auto.com/cze/model/newfabia/facts/ Pages/facts.aspx>

[26] *Krajní meze člověka – přetížení* [on-line]. [cit. 20.2.2009] Dostupné z: <http://www.distantworlds.wz.cz/DisWorlds1-2/Zivot/Meze.htm>

[27] Redakce 21 století, *Veselé jízdy smrti* [on-line]. c 21. 04. 2004,[cit. 20.2.2009] Dostupné z: <http://www.21stoleti.cz/rservice.php?akce=tisk&cisloclanku =2004042106>

[28] HAMPL, V. *Fyziologie extrémních stavů* [on-line]. [cit. 23.2.2009] Dostupné z: <http://fyziologie.lf2.cuni.cz/hampl/teach_mat/extremy/extr_st2.htm>

[29] ŠMÍD, J. *Nosiče kol* [on-line]. c 17.10.2005, [cit. 15.3.2009] Dostupné z: <http://www.autopart.cz/generate_page.php3?page_id=7634>

[30] ČSN EN 60068-2-29, *Základní zkoušky vlivu prostředí. Část 2: Zkoušky. Zkouška Eb a návod: Rázy*

[31] *Všeobecné podmínky balení, druhy obalů, požadavky na obaly a předpisy o zkouškách obalů* [on-line]. [cit. 17.3.2009] Dostupné z: <http://www.admija.cz/adr/adr/aa5_97.htm>

[32] MEL, P. *Horolezecké helmy (ne)chrání* [on-line]. c 2007, [cit. 19.3.2009] Dostupnost z: <http://www.lezec.cz/clanek.php?key=3942& lim=640&==&caut>

[33] *Přilba vyklápěčka* [on-line; diskuze]. c 07.03.2007, [cit. 19.3.2009] Dostupné z: <http://www.motopokec.cz/zkusenosti/prilba-vyklapecka-6f-29590t-57335.html>

[34] VUES Brno s.r.o. *Lineární motory – produktové listy* [on-line]. c 2007, [cit. 2.11.2008] Dostupné z: <http://www.vues.cz/linearni-motory.html>

[35] FLUIDTECHNIK BOHEMIA, s.r.o. *Lineární pohony pneu; Pneumatické prvky* [on-line]. c 2008 [cit. 3.11.2008] Dostupné z: <http://www.fluidbohemia.cz>

[36] NAŘÍZENÍ VLÁDY č. 362/2005 Sb. *O bližších požadavcích na bezpečnost a ochranu zdraví při práci na pracovištích s nebezpečím pádu z výšky nebo do hloubky*

[37] Apritech s.r.o. *Komponenty pro samonosné brány* [on-line]. c 2009 [cit. 8.12.2008] Dostupné z: <http://www.apritech.cz/obchod/?p=products List&iCategory=27&sName=Komponenty-pro-samonosne-brany>

[38] *Horská dráha Tatrabob* [on-line]. [cit. 13.12.2008] Dostupné z: <http://www.tatrabob.com/galeria.html>

[39] ULBRICH HYDROAUTOMATIKs.r.o. *ENIDINE - tlumiče nárazu* [on-line]. [cit. 22.3. 2009] Dostupné z: <http://www.ulbrich.cz/enidine.htm>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN

ČSN	- Česká státní norma
EN	- Evropská norma
EHK	- Evropská hospodářská komise
OSN	- Organizace spojených národů
ÚAMK	- Ústřední AutoMoto Klub

E_k [J]	- kinetická energie
ΔE_k [J]	- rozdíl kinetických energií E_{k2} - E_{k1}
E_{k1} [J]	- kinetická energie před změnou
E_{k2} [J]	- kinetická energie po změně
F [N]	- síla
F_{ef} [N]	- efektivní síla pneumatického válce
F_{max} [N]	- maximální síla elektromotoru
$F_{ráz}$ [N]	- maximální síla při zpomalování gumovými bloky
$F_{tlumič}$ [N]	- síla tlumiče působící proti pohybu
I [A]	- elektrický proud
I_{max} [A]	- maximální proud elektromotoru
R_e [MPa]	- napětí na mezi kluzu
R_m [MPa]	- pevnost v tahu
W [J]	- mechanická práce
a [m/s^2]	- zrychlení, zpomalení
a [g]	- přetížení
f [Hz]	- frekvence
g [m/s^2]	- gravitační zrychlení
h [m]	- výška
m [kg]	- hmotnost
s [m]	- dráha
t [s]	- čas
v [m/s; km/h]	- rychlost
x [m]	- délka deformační zóny
α [°]	- úhel sklonu dráhy

SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ

Obr. 1-1 Hodnoty zpomalení v závislosti na rychlosti a deformační zóně [20] 15
Obr. 1-2 Náraz do pevné překážky [21] 16
Obr. 1-3 Bezpečnostní pásy [21] 16
Obr. 1-4 Funkce bezpečnostních pásů [22] 17
Obr. 1-5 Stanice DEKRA [16] 17
Obr. 1-6 Simulátor nárazu DTC [4] 18
Obr. 1-7 Simulátor nárazu T-01[14] 18
Obr. 1-8 Vozík simulátoru nárazu [9] 18
Obr. 1-9 Zkušebna upevnění pásů [5] 19
Obr. 1-10 Zkušební stanice Dynamic Test Center [3] 19
Obr. 1-11 Zkušebna firmy TÜV SÜD Auto CZ [23] 20
Obr. 2-1 Simulátor nárazu ÚAMK [2] 21
Obr. 5-1 Pohyb po nakloněné rovině 25
Obr. 5-2 Elektrický lineární motor [34] 25
Obr. 5-3 Nákres rozmístění zkušebny 26
Obr. 5-4 Lineární bezpístnicový pneumatický válec [35] 26
Obr. 5-5 Popis lineárního bezpístnicového pneumatického válce [35] 27
Obr. 5-6 Tabulka vlastností [35] 27
Obr. 5-7 Umístění pneumatického válce 28
Obr. 5-8 Komponenty samonosných vrat [37] 29
Obr. 5-9 Horská dráha Tatrabob [38] 29
Obr. 5-10 Soustavy tlumičů 30
Obr. 5-11 Elektronicky řízené tlumiče 30
Obr. 5-12 Průmyslový tlumič nárazu Enidine [39] 31
Obr. 5-13 Principy navrhovaných tlumičů 31
Obr. 5-14 Test horolezeckých helem [32] 33
Obr. 6-1 Sestava zkušební stanice 34
Obr. 6-2 Rozměry pneumatického válce [35] 35
Obr. 6-3 Rozměry hydraulického tlumiče [39] 35
Obr. 6-4 Sedačka a bezpečnostní pás 36
Obr. 6-5 Díl dráhy 36
Obr. 6-6 Detail sešroubování 37
Obr. 6-7 Kolejnice horní pravá 37
Obr. 6-8 Stavitelné spojení 37
Obr. 6-9 Sestava vozíku 38
Obr. 6-10 Detail přední části vozíku 38
Obr. 6-11 Detail zadní nápravy 39
Obr. 6-12 Spojení vozík – motor 39
Obr. 6-13 Pohyblivá část motoru při pohybu do výchozí pozice 40
Obr. 6-14 Spojení vozík – motor ve výchozí pozice 40
Obr. 6-15 Stop zóna s napojením na dráhu 40
Obr. 6-16 Konstrukční provedení stop zóny 41
Obr. 6-17 Volant 41
Obr. 6-18 Přídavný bourací rám 42
Obr. 6-19 Přední náprava 44
Obr. 6-20 Páka pro přenos hnací síly z motoru 44

Obr. 6-21 Zatížení a vypočítané napětí stop zóny 45
Obr. 6-22 Výpočet vozíku při provozním stavu 45
Obr. 6-23 Výpočet vozíku při kritickém stavu 46
Obr. 6-24 Kritické místo 46
Obr. 6-25 Zadaní reakčních sil od bezpečnostního pásů 47
Obr. 6-26 Výpočet zadní nápravy 47

SEZNAM TABULEK

Tab. 1 Potřebná výška 25
Tab. 2 Souhrnná tabulka vlastností 28
Tab. 3 Zvolené varianty, mechanismy a jejich základní parametry 34

SEZNAM PŘÍLOH

Vytištěné přílohy:

Zkušební stanice – výkres hlavní sestavy, kusovník
Vozík – výkres podsestavy, kusovník
Zadní náprava – výkres svařovaného dílu, kusovník