ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Akademický rok 2012/2013 Bc. Tomáš PELEŠKA

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N 2301 Strojní inženýrství
Studijní zaměření: 2301T001 Dopravní a manipulační technika

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Podvozková platforma pro městský elektromobil

Autor: **Bc. Tomáš Peleška**

Vedoucí práce: **Ing. Jiří Barták**

Akademický rok 2012/2013

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
Fakulta strojní
Akademický rok: **2012/2013**

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení:	**Bc. Tomáš PELEŠKA**
Osobní číslo:	**S11N0011P**
Studijní program:	**N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor:	**Dopravní a manipulační technika**
Název tématu:	**Podvozková platforma pro městský elektromobil**
Zadávající katedra:	**Katedra konstruování strojů**

Zásady pro vypracování:

Základní požadavky:
Proveďte rešerši trhu s elektromobily zejména městskými osobními a malými zásobovacími vozy a vozy komunálních služeb. Proveďte návrh podvozkové platformy pro městský elektromobil. Podvozková platforma by měla být univerzální pro použití více karoseriových variant. Dále proveďte základní pevnostní analýzu navrženého podvozku a vytvořte výkresovou dokumentaci.

Základní technické údaje:
Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. Rešerše trhu s elektromobily
2. Specifikace požadavků
3. Návrh podvozkové platformy a pohonu
4. Výkresová dokumentace
5. Zhodnocení navrženého řešení

Rozsah grafických prací:	**dle potřeby**
Rozsah pracovní zprávy:	**50-70 stran A4**
Forma zpracování diplomové práce:	**tištěná/elektronická**

Seznam odborné literatury:

BRAESS, H.-H., SEIFFERT, U. *Handbook of Automotive Engineering*. **Warrendale: SAE Internationale, 2005**

ERJAVEC, J. *Hybrid, Electric & Fuel-Cell Vehicles*. **Delmar: Cengage Learning, 2007**

BISHOP, R. *Intelligent Vehicle Technology and Trends*. **Norwood: Artech House, Inc., 2005**

Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí diplomové práce:	**Ing. Jiří Barták** KKS
Konzultant diplomové práce:	**Ing. Petr Barták** Katedra konstruování strojů
Datum zadání diplomové práce:	**24. září 2012**
Termín odevzdání diplomové práce:	**24. května 2013**

Doc. Ing. Jiří Staněk, CSc.
děkan

L.S.

Západočeská univerzita v Plzni
Fakulta strojní

Doc. Ing. Václava Lašová, Ph.D.
vedoucí katedry

V Plzni dne 24. září 2012

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.
Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této diplomové práce.

V Plzni dne: ……. . . . . . .

podpis autora

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	**Příjmení** Peleška	**Jméno** Tomáš	
STUDIJNÍ OBOR	2301T001 „Dopravní a manipulační technika“		
VEDOUCÍ PRÁCE	**Příjmení (včetně titulů)** Ing. Barták	**Jméno** Jiří	
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	**DIPLOMOVÁ**	~~**BAKALÁŘSKÁ**~~	**Nehodící se škrtněte**
NÁZEV PRÁCE	Podvozková platforma pro městský elektromobil		

FAKULTA	strojní		**KATEDRA**	KKS		**ROK ODEVZD.**	2013

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	110		**TEXTOVÁ ČÁST**	85		**GRAFICKÁ ČÁST**	25

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) **ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY**	V úvodu této diplomové práce je vypracovaná rešerše zaměřené na elektromobily a jejich komponenty. Hlavní část práce se ovšem zabývá konstrukčním návrhem podvozkové platformy pro elektromobil městského typu. Nejprve se jedná o koncepční návrh platformy a dále je zvolené řešení rozvedeno do konstrukce dílčích částí. Práce se zabývám návrhem podvozkového rámu, náprav vozidla a elektropohonu. Součástí práce jsou potřebné výpočty a výkresová dokumentace.
KLÍČOVÁ SLOVA **ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE**	Elektromobil, elektropohon, elektromotor, akumulátor, podvozek, rám, MKP, nápravy, zavěšení kola, jízdní odpory.

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	**Surname** Peleška	**Name** Tomáš	
FIELD OF STUDY	2301T001 "Transport and handling machinery"		
SUPERVISOR	**Surname (Inclusive of Degrees)** Ing. Barták	**Name** Jiří	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	**DIPLOMA**	~~**BACHELOR**~~	**Delete when not applicable**
TITLE OF THE WORK	Transport Trailer for Formula SAE UWB EVO 2010		

FACULTY	Mechanical Engineering		**DEPARTMENT**	Machine Design		**SUBMITTED IN**	2013

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	110		**TEXT PART**	85		**GRAPHICAL PART**	25

BRIEF DESCRIPTION **TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS**	This diploma thesis is focused on the background of the research on electric vehicles and their components. The main part of this thesis deals with the structural design chassis platform for electric vehicles urban type. First, it is a conceptual design of the platform and the chosen solution elaborated into the detail of the parts. The thesis deals with the proposal bogie frame, wheel suspension and electric drive. The work contains calculations and drawings.
KEY WORDS	Electric vehicle, electric driver, electric motor, battery, chassis, frame, FEM, wheel suspension, driving resistances.

Poděkování

Rád bych vyjádřil poděkování všem lidem, kteří mi pomohli při vypracovávání této diplomové práce. Jmenovitě patří poděkování vedoucímu práce Ing. Jiřímu Bartákovi a konzultantovi Ing. Petru Bartákovi, nejen za vždy vstřícný přístup a cenné rady.

Bc. Tomáš Peleška

EVROPSKÁ UNIE
EVROPSKÝ FOND PRO REGIONÁLNÍ ROZVOJ
INVESTICE DO VAŠÍ BUDOUCNOSTI

Tato diplomová práce byla řešena v rámci projektu číslo: 252, Inovativní řešení projektu s přeshraničními týmy
Program přeshraniční spolupráce - Cíl 3 Česká republika – Svobodný stát Bavorsko 2007-2013

Obsah

1. Předmluva ... 4
2. Elektromobilita ... 5
2.1. Základní charakteristika elektromobilů ... 5
2.1.1. Specifikace elektromobilů ... 5
2.1.2. Ekologie elektromobilů ... 5
2.1.3. Motivace k provozování elektromobilů ... 5
2.1.4. Technické vlastnosti elektropohonů ... 6
2.2. Konstrukční uspořádání a přenos výkonu na kola ... 7
2.2.1. Pohon centrálním elektromotorem ... 7
2.2.2. Individuální pohon vypružení ... 8
2.2.3. Individuální pohon nevypružení ... 8
2.2.4. Pohon kolomotory ... 8
2.3. Trakční elektromotory ... 9
2.3.1. Požadavky na elektromotory ... 9
2.3.2. Používané typy elektromotorů ... 9
2.3.3. Řízení trakčních motorů ... 10
2.4. Akumulátory energie ... 10
2.4.1. Požadavky na akumulátory ... 10
2.4.2. Používané tyty akumulátorů ... 10
2.4.3. Řídicí systém akumulátorů ... 11
2.5. Infrastruktura pro elektromobily ... 11
2.6. Další vybavení vozidla ... 12
2.6.1. Topení a klimatizace ... 12
2.6.2. Podtlakové a hydraulické systémy ... 12
2.6.3. Generátor hluku ... 13
2.7. Nabídka elektromobilů na trhu [8] ... 13
2.7.1. Městské minivozy ... 13
2.7.2. Osobní vozy ... 14
2.7.3. Sportovní vozy ... 14
2.7.4. Užitkové vozy ... 15
3. Specifikace navrhovaného podvozku ... 17
3.1. Základní požadavky ... 17

3.2. Varianty osobních vozů ... 17
3.3. Varianty užitkových vozů ... 17
3.4. Volba primárně navrhované varianty ... 18
4. Návrh podvozku ... 19
4.1. Výpočet hmotnostního zatížení vozu ... 19
4.1.1. Určení hmotností jednotlivých komponent vozu ... 19
4.1.2. Výpočet zátěžných stavů vozu ... 20
4.1.3. Určení polohy těžiště vozu ... 20
4.1.4. Stacionární pohyb vozidla ... 22
4.2. Návrh rámu ... 28
4.2.1. Požadavky na rám ... 28
4.2.2. Výroba rámu ... 28
4.2.3. Konstrukce rámu ... 28
4.2.4. Dimenzování rámu ... 31
4.3. Návrh přední nápravy ... 33
4.3.1. Požadavky na nápravu ... 33
4.3.2. Možné koncepce nápravy ... 33
4.3.3. Výrobní možnosti nápravy ... 34
4.3.4. Volba nápravy ... 34
4.4. Návrh zadní nápravy ... 35
4.4.1. Požadavky na nápravu ... 35
4.4.2. Možné koncepce nápravy ... 35
4.4.3. Výroba nápravy ... 36
4.4.4. Návrh odpružení ... 36
4.4.5. Výpočet tuhosti pružin ... 38
4.4.6. Konstrukční návrh zadní nápravy ... 44
4.4.7. Dimenzování zadní nápravy ... 48
4.5. Volba kol a jejich geometrie ... 50
4.5.1. Volba kol ... 50
4.5.2. Geometrie kol ... 51
5. Návrh pohonu ... 52
5.1. Koncepce pohonu ... 52
5.2. Určení požadovaného výkonu pohonu ... 52
5.2.1. Předpoklady pro stanovení potřebného výkonu pohonu ... 52
5.2.2. Odpor valení ... 52

5.2.3. Odpor vzduchu ... 54
5.2.4. Odpor stoupání ... 54
5.2.5. Odpor zrychlení ... 55
5.2.6. Volba elektromotorů ... 56
5.2.7. Určení požadované rychlosti vozidla ... 57
5.2.8. Síly působící na vozidlo ... 58
5.2.9. Dosažitelné stoupání ... 59
5.2.10. Dosažitelné zrychlení ... 60
5.3. Zhodnocení navrženého pohonu ... 61
5.4. Zástavba pohonu do vozidla ... 61
5.4.1. Volba převodovky ... 61
5.4.2. Uložení převodovky ... 62
5.4.3. Uložení motoru ... 62
6. Designový návrh ... 64
7. Výkresová dokumentace a vizualizace ... 65
7.1. Výkresová dokumentace ... 65
7.2. Rozměrové schéma podvozku ... 65
7.3. Vizualizace podvozku ... 66
8. Ekonomické vyhodnocení ... 67
9. Závěr ... 68
10. Použitá literatura, informační zdroje a použitý software ... 69
10.1. Použitá literatura a informační zdroje ... 69
10.2. Použitý speciální software ... 70

Seznam příloh

Příloha 1 – Katalogové listy vybraných součástí
Příloha 2 – Výkresová dokumentace

1. Předmluva

V úvodu této diplomové práce je vypracovaná rešerše zaměřené na elektromobily a jejich komponenty. Hlavní část práce se ovšem zabývá konstrukčním návrhem podvozkové platformy pro elektromobil městského typu. Nejprve se jedná o koncepční návrh platformy a dále je zvolené řešení rozvedeno do konstrukce dílčích částí. Práce se zabývám návrhem podvozkového rámu, náprav vozidla a elektropohonu. Součástí práce jsou potřebné výpočty a výkresová dokumentace. Tato diplomová práce byla zadána firmou SmartMotion s.r.o., která se touto problematikou zabývá.

2. Elektromobilita

2.1. Základní charakteristika elektromobilů

2.1.1. Specifikace elektromobilů

Elektromobilem se rozumí vozidlo, které pro svůj pohon používá elektrickou energii uloženou ve svých akumulátorech. Dobíjení akumulátorů probíhá zpravidla ze sítě, popřípadě rekuperací energie při brzděni vozidla nebo například fotovoltaicky. Zcela zvláštní skupinou silničních vozidel poháněných elektrikou jsou vozidla závislé trakce, což jsou trolejbusy hromadné dopravy. Pohon vozidla je realizován pomocí jednoho nebo více trakčních elektromotorů. U elektromobilů tedy není uvažován jiný zdroj energie ani pohonu, než čistě elektrický.

2.1.2. Ekologie elektromobilů

Vozidlo s elektrickým pohonem je vždy lokálně 100% bezemisní. Dále vyvstává otázka, z jakých zdrojů a jaký způsobem je používaná energie vyrobena. Pokud energie pochází z klasických elektráren, například uhelných, je otázka emisivity pouze přesunuta do jiné oblasti problematiky. V případě získávání energie z obnovitelných zdrojů lze uvažovat elektromobil bezemisní i v celkovém pohledu. V obou případech zde ovšem nastává významná výhoda oproti konvenčním vozidlům se spalovacím motorem. Především přínosná je možnost přesunutí emisních produktů mimo oblasti aglomerace s hustým osídlením, či se lze vyhnout oblastem s problematickým ovzduším. Dále je například zajímavá možnost dobíjení akumulátorů v době, kdy je v síti energetický přebytek.

Z hlediska legislativy je elektromobil pochopitelně vždy chápán, jako vozidlo splňují všechny stále se zpřísňující emisní EURO normy.

2.1.3. Motivace k provozování elektromobilů

Elektromobilita je chápána jako moderní směr s vysokým potenciálem pro vývoj automobilů v budoucnosti. Vyjma výše uvedených ekologických aspektů je zde podstatné odpoutání od fosilních paliv a z toho plynoucí nezávislost na ropných nalezištích, která mají také omezenou svoji životnost. V neposlední řadě je elektromobil obecně chápán, jako kladně vnímaná, zelená image.

Z technického hlediska je vozidlo s elektrickým pohonem po mechanické stránce podstatně jednodušší, což má za následek menší nároky na údržbu vozidla a menší potenciál poruchovosti.

Nezanedbatelné jsou rovněž finanční výhody pro provozovatele elektromobilu. Jednak jsou to nižší přímé náklady na provoz (spotřeba energie a údržba vozidla), ale i další finanční výhody pro podporu elektromobility. Existují například dotace na zakoupení takovéhoto vozu, sleva na daních, povinném ručení, parkovném, mýtném a podobně. Pro některé uživatele je rovněž zajímavá možnost provozu elektromobilem i tam, kde to mají vozidla s konvenčním pohonem zakázané, tato výjimka platí v centrech velkých měst a jejich pěších zónách, v přírodních rezervacích a podobně. Tato problematika kompenzačních příspěvků záleží pochopitelně na konkrétních oblastech, kde má být elektromobil provozován. Záleží na lokálních prioritách a jak silně je v dané oblasti elektromobilita podporována. Především v ekologicky smýšlejících zemích jsou dotace už na významně vysoké úrovni, což má za následek zřetelné snížení finančního rozdílu mezi konvenčním vozidle a elektromobilem, který bývá zpravila

dražší. V některých zemí se tento cenový hendikep kompenzuje i různými dotacemi pro výrobce ekologicky šetrných vozidel. Obecně lze samozřejmě předpovídat významné snižování nákladů na vývoj a výrobu elektromobilů, což bude dáno jednak větší sériovostí výroby a pokrokem technologií elektropohonu, který je oproti konvenčnímu pohonu významně mladší. Na druhé straně zase lze očekávat postupné snížení dotací a výhod v době, kdy procentuální zastoupení elektromobilů začne významně stoupat. Při uvažování krajního případu, kdy by všechny provozované vozy poháněla elektrika, by asi všechny dotační programy pro rozvoj elektromobilů ztratily svůj smysl a význam.

2.1.4. Technické vlastnosti elektropohonů

Oproti spalovacím motorům mají elektromotory výhodnější průběh momentu, který je využitelný v širokém spektru otáček. Tím je dáno, že elektropohon nevyžaduje použití převodovky s proměnnými převodovými stupni. Rovněž není potřebné použití žádné spojky mezi motorem a kolem, protože elektromotor se může rozbíhat pod zátěží už z nulových otáček. V porovnání s konvenčními pohony je zde zřejmé zjednodušení celého pohonu, protože odpadá složitá stupňovitá převodovka a spojka včetně jejich ovládání, a tím jsou také dány nižní nároky na řidiče pro obsluhu vozidla.

Tato skutečnost přináší významnou výhodu především v provozu městského typu - neustále se opakující rozjíždění, brzdění a stání. Pro rozjíždění vozidla je potřeba velký točivý moment v minimálních otáčkách, což není pro elektropohon problém dosáhnout. Při fázi brzdění je výhodné vozidlo vybavit rekuperačním systémem, jehož prostřednictvím se můžou dobíjet akumulátory a zároveň tímto způsobem brzdění dochází k menšímu opotřebení klasických třecích brzd. Při stání elektromobil nespotřebovává, prostřednictvím trakčních motorů, žádnou energii, protože se motory vždy zastaví a zcela zde tedy odpadá běh na prázdno. Další zajímavý faktor je provozní teplota motorů. Spalovací motor potřebuje určitou dobu, aby se zahřál na provozní teplotu. Než motor této teploty dosáhne, neběží v optimálním režimu a tato skutečnost se nepříznivě projeví, jak na spotřebě paliva, tak i na emisích. Tento problém umocňují krátké přerušované jízdy v chladném počasí, kdy motor běží prakticky neustále chladnější, než by bylo optimální. Elektropohon nevykazuje takto významnou citlivost na provozní teplotu a platí, že čím je motor studenější, tím pracuje lépe. Porovnáním s klasickým pohonem se tedy jeví elektropohon, jako předurčený pro městský provoz, protože právě klasický pohon v těchto městských režimech jízdy vykazuje ty nejhorší vlastnosti. Je to především nejnižší účinnost a tím dána vysoká spotřeba, nejvyšší emise či největší opotřebení spojky a podobně.

Naopak zase při plynulé dálniční jízdě na dlouhé vzdálenosti se vozidlo pohybuje téměř konstantní rychlostí s minimálním počtem rozjezdů či zastavením a stáním. Pro dosažení vysoké rychlosti a její udržení je potřeba na kola dlouhodobě přivádět vysoký výkon. Je tedy zřejmé, že zde již nelze plně využít přednosti elektrotonu a výhody oproti konvenčním motorům nejsou už tak výrazné. Spalovací motor při konstantních otáčkách a zátěži dokáže pracovat hospodárněji a vzhledem k podávanému výkonu úsporněji, něž při neplynulé městské jízdě. Další výhodou konvenčních vozidel provozovaných na dlouhé vzdálenosti je délka dojezdu, protože skladování energie ve formě fosilních paliv je mnohem méně náročné na hmotnost a objem prostoru, v porovnání s elektrickou energií uloženou v akumulátorech. Otázka dojezdu elektricky poháněných vozidel pochopitelně velmi úzce souvisí s vybudovanou infrastrukturou v dané oblasti provozování elektromobilu (podrobněji rozvedenou v podkapitole (2.5)) a rovněž na charakteru používání vozidla.

Ani jeden ze dvou uvažovaných pohonů (spalovací motor a elektromotor) není tedy zcela univerzální. Pro smíšený typ provozu se tedy vhodnou technologií jeví hybridní pohon v kombinaci elektrický + spalovací motor, kdy je potom možné pro každý jízdní režim využít

vhodných vlastností z každého typu pohonu. Stručně jsou jednotlivé vlastnosti dvou uvažovaných pohonů a dvou zmíněných režimů jízdy uvedeny v tabulce (Tab. 2.1).

	Charakteristika provozu	Charakteristika pohonu spalovacím motorem	Charakteristika pohonu elektromotorem
Městský provoz	Nízké rychlosti Krátké vzdálenosti Časté přerušování jízdy Časté rozjíždění Časté stání Lokální emisní problémy	Nízká účinnost Vysoká spotřeba Vysoké emise Dlouhý dojezd Velký výkon pohonu	Vysoká účinnost Příznivá spotřeba Lokálně bezemisní Dostatečný dojezd Dostatečný výkon pohonu
Dálniční provoz	Vysoké rychlosti Dlouhé vzdálenosti Nepřerušovaná jízda Minimum rozjíždění Minimální stání	Vyšší účinnost Přijatelná spotřeba Přijatelné emise Dlouhý dojezd Velký výkon pohonu	Vysoká účinnost Vyšší spotřeba Lokálně bezemisní Krátký dojezd Malý výkon pohonu

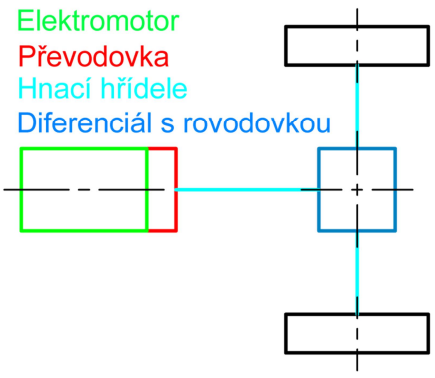
Tab. 2.1 – Dva režimy jízdy a dva typy pohonů

Z hlediska dynamiky zde vzniká výhoda v menších rotačních hmotách s menším momentem setrvačnosti. Rovněž v případě elektropohonu, na rozdíl od pístových motorů s vratným pohybem pístů, neprobíhá transformace pohybů, protože všechny pohyby v pohonu jsou čistě rotační. Tím je dána menší náchylnost k vibracím, poruchovosti a neklidnému chodu pohonu.

2.2. Konstrukční uspořádání a přenos výkonu na kola

2.2.1. Pohon centrálním elektromotorem

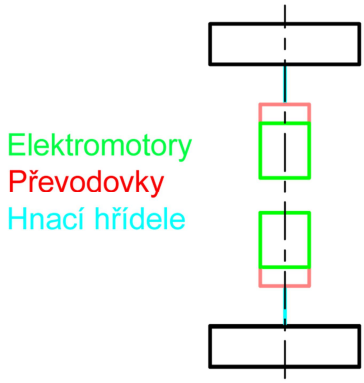
Tato varianta, uvedena na schématu (Obr. 2.1), se nejvíce blíží uspořádání pohonu ve vozidle s konvenčním pohonem. Je tedy hojně používána u přestaveb běžných vozidel na elektromobily. Z důvodu nutnosti velkého mechanického vybavení vozidla není však příliš vhodná. U elektrotonu není výhodné kumulovat potřebný výkon pouze do jednoho trakčního motoru, protože ten je potom příliš robustní a navíc musí být vozidlo vybaveno klasickým diferenciálem, který je příliš drahý a po mechanické stránce komplikovaný.



Obr. 2.1 – Pohon centrálním elektromotorem

2.2.2. Individuální pohon vypružení

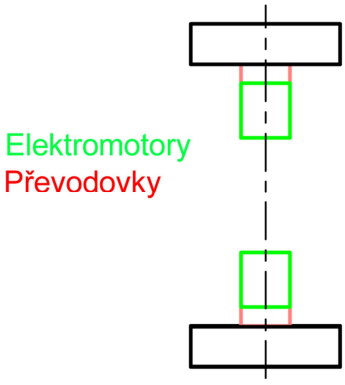
Tento typ pohonu je schematicky nakreslen na obrázku (Obr. 2.2). Oproti předchozí variantě je zde zřejmá absence diferenciálu s rozvodovkou. Tímto dochází k znatelnému zjednodušení pohonu po mechanické stránce. Naproti tomu je potřeba do řízení motorů softwarově zahrnout diferencializaci otáček motorů při průjezdu zatáčkou, jak bude rozepsáno v (2.3.3.). Za cenu použití hnacích hřídelí se složitými klouby, je zde celá hmota pohonu vypružení, což se kladně projeví v jízdních vlastnostech vozidla.



Obr. 2.2 – Individuální pohon vypružený

2.2.3. Individuální pohon nevypružení

Tato varianta, uvedena na (Obr. 2.3), je určitým zjednodušením předchozího typu pohonu. Je zřejmá absence hnacích hřídelů s klouby, ale za cenu, že pohon je přímo uložený v nápravě. Tímto je pohon vystavený většímu dynamickému namáhání při jízdě a vozidlo má větší nevypružené hmoty. Ale pohon je pro svoji jednoduchost s oblibou používaný pro vozidla jezdící menší rychlostí, kde tyto skutečnosti nemají tak důležitý význam. Jsou to například vozidla městského typu a podobně.

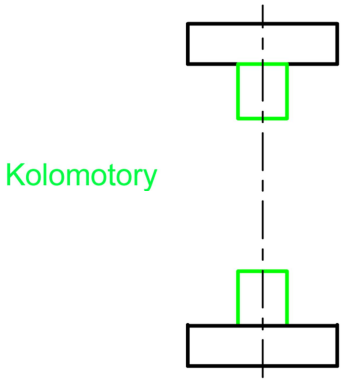


Obr. 2.3 – Individuální pohon nevypružený

2.2.4. Pohon kolomotory

Tento typ pohonu (Obr. 2.4) je po mechanické stránce určitým způsobem nejjednodušší. Zcela zde totiž odpadají veškeré převody a motor je spojen přímo s koly. Tím je tedy dáno, že motor musí být pomaloběžný a velkým výstupním momentem. Zpravidla kolomotory slouží také jako nosné prvky kol. To znamená, že kola jsou uložena pouze na rotátorech kolomotorů. Je zřejmé, že takto zatěžovaný kolomotor bude určitě více namáhaný, než v případě standardně uložených kol. Do těchto typů pohonu bývá integrovaná i brzdová jednotka, což ale může přinášet i legislativní komplikace. Je zřejmé, že kolomotory v sobě nesou

integrovaných několik funkcí najednou a jsou na ně kladeny zcela specifické požadavky. Z tohoto důvodu není možné na tento typ pohonu použít nějaký standardně vyráběný elektromotor, ale musí se jednat o speciální vyvinutý motor pro tyto účely. Tímto je dán také menší výběr motorů na trhu a horší jejich dostupnost.



Obr. 2.4 – Pohon kolomotory

2.3. Trakční elektromotory

2.3.1. Požadavky na elektromotory

Trakční elektromotory pochopitelně slouží pro pohon vozidla. Je zde kladen důraz na hospodárnost provozu, potažmo tedy na vysokou účinnost motorů. Další požadavky jsou na nízkou poruchovost a malé nároky na údržbu. Jelikož je potřeba motory plynule řídit v celém spektru otáček, je zapotřebí motory osadit takovou řídící elektronikou, která je pro tyto účely vhodná. Dále je zde potřeba brát zřetel na bezpečnost provozu vozidla a podle toho volit provozní napětí trakčních motorů. Rovněž je potřeba počítat s tím, že elektromotory budou po omezený čas přetěžovány nad hranice nominálních hodnot.

2.3.2. Používané typy elektromotorů

Stejnosměrné komutátorové

Tento typ motorů byl používaný do prvních elektromobilů. Jeho výhodou je jednoduchá konstrukce i řízení. Naopak nepříliš výhodné je použití komutátoru s uhlíky, čímž se snižuje účinnost i spolehlivost a jsou kladeny určité nároky na údržbu.

Stejnosměrné bezkomutátorové

Tento typ elektromotorů je nejpoužívanější pro pohon elektromobilů. Jeho přednosti je relativně jednoduchá konstrukce i řízení a zároveň vysoká účinnost v širokém spektru otáček. Nevýhodou zde je nutnost použití dražších magnetů, ale i přesto jsou motoru relativně levné a nabízí vysoký výkon v poměru k malé hmotnosti.

Střídavé synchronní s permanentními magnety

Konstrukčně jsou tyto motory podobné se stejnosměrnými bezkomutátorovými. Zásadní rozdíl je, jak název napovídá, že tyto motory pracují se střídavým proudem. Tím jsou také kladeny jiné nároky na řízení, které je v tom případě složitější. Tyto motory jsou finančně náročné a jsou využívány velkými automobilkami.

Tyto typy motorů jsou pro pohon elektromobilů ty nejpoužívanější, ale dále je možné použít i další typy motorů. Mohou to být motory střídavé synchronní, asynchronní nebo indukční.

2.3.3. Řízení trakčních motorů

Motory jsou řízené pomocí mikroprocesorové výkonové elektroniky. Jde zde především o regulaci výkonu motoru, ale rovněž o řízení celého vozu. Elektronika se samozřejmě také liší podle použitého typu trakčního motoru. Pro stejnosměrné motory je využívána jednodušší napěťová regulace, ovšem za cenu horší regulovatelnosti. Střídavé motory vyžadují pro svoji správnou funkci složitou a komplikovanou regulaci.

V případě individuálního pohonu kol je potřeba ještě zajistit potřebnou diferencializaci otáček jednotlivých kol při průjezdu zatáčkou. Zatímco u centrálního pohonu se o tuto záležitost stará mechanický diferenciál, zde je potřeba tuto záležitost ošetřit elektronicky. K tomuto účelu jsou používané hodnoty ze snímačů jednotlivých kol a úhlu natočení volantu. Tedy na základě otáček kol, geometrie vozidla a úhlu natočení volantu je vypočítávaný poloměr zatáčky a následně je softwarově řízený každý trakční motor samostatně na určité otáčky.

Dále může být potřeba zasáhnout do řízení motorů některým bezpečnostním systémem vozu, může to být systémem řízení trakce nebo třeba stabilizační systém. Při separátním řízení motorů může dojít ke konfliktu právě systémů řízení motorů s některým bezpečnostním systémem. Z tohoto důvodu je nutné zajistit kompatibilitu všech těchto systémů ve vozidle, což může být, především u přestavovaných vozidel, značný problém.

2.4. Akumulátory energie

2.4.1. Požadavky na akumulátory

Akumulátory slouží pro skladování veškeré energie, která je potřeba pro provoz vozidla. Energie z akumulátorů tedy není využívána čistě jen na pohon trakčních motorů, ale i na pohon signalizační, komfortních, bezpečnostních i jiných systémů vozidla. Mezi základní parametry je možné zařadit hodnotu hmotnostní (popřípadě objemovou) energetickou hustotu. Tato hodnota v podstatě udává, jak hmotný (popřípadě objemný) bude akumulátor pro uložení určitého množství energie. Dále je to hodnota výkonu, opět vztažená na hmotnost nebo objem akumulátoru. Velmi důležité jsou všechny vlastnosti nabíjecí charakteristiky, tedy rychlost a průběh nabíjení. Ohledně životnosti baterií je brán zřetel na možný počet nabíjecích cyklů, časovou životnost a paměťový efekt nabíjení. Dále je potřeba uvažovat bezpečnost akumulátorů, nároky na údržbu a kontrolu a neposlední řadě na finanční náročnost a možnost recyklovatelnosti akumulátorů.

2.4.2. Používané tyty akumulátorů

Olověné akumulátory

Pro dnešní moderní vozidla s elektropohonem zcela nevhodné. Olověné akumulátory mají velmi malou hmotnostní energetickou i výkonovou hustotu a trpí významným samovybíjením. I když v minulosti byly tyto typy akumulátorů hojně používány, dnes se již pro elektromobily nevyužívají.

NiCd akumulátory

Tyto niklkadmiové akumulátory jsou nástupci akumulátorů olověných, ale již jsou také zastaralé. Hlavní nevýhodou je vysoký paměťový efekt a nízká životnost.

Li – ion ($LiCoO_2$) akumulátory

Dnes jsou v elektromobilech velmi používané, ale stále jsou ve vývoji. Jejich výhodou je dlouhá životnost, vysoká energetická hustota a nepatrný paměťový efekt. Vyrábí se v mnoha specifikacích.

Li – PO akumulátory

Tento typ akumulátorů poskytuje velmi zajímavé technické parametry. Ovšem široké rozšíření do elektromobilů doposud nezaznamenaly. Je to dáno především problematickou bezpečností a jsou citlivé na zacházení.

$LiFePO_4$ a $LiFeYPO_4$ akumulátory

Akumulátory těchto typů jsou hojně využívané u stavby nových vozů i u přestaveb konvečních vozů na elektromobily. Jedná se o moderní akumulátory se zajímavými parametry a dostupnou cenou. Poskytují dostatečný výkon, ale hmotnostní kapacita zatím zaostává za jinými typy akumulátorů.

Dále je ve vývoji několik dalších typů akumulátorů. Cíleně je zaměřováno především na zvětšování hmotnostní kapacity a zlepšení nabíjecí charakteristiky. Snaha je tedy akumulovat větší množství energie do menší a lehčí baterie a také zajistit rychlejší nabíjení. Z několika vyvíjených akumulátorů je možné jmenovat například Li – S, Li – ion 3D nebo Li – vzduch.

2.4.3. Řídicí systém akumulátorů

Moderní akumulátory typu Li – xx a podobně jsou citlivé na mnoho parametrů. Z tohoto důvodu je důležité akumulátory správně řídit a kontrolovat, k čemuž je využívaný systém s mezinárodně používaným označením Battery Management System (BMS). Tento systém řídí a kontroluje napětí baterií, hodnoty odebíraného proudu, provozní teplotu a rovněž řídí rovnoměrné nabíjení či vybíjení jednotlivých článku. Je používáno mnoho typů, u vozidel přestavovaných se většinou používá nějaký univerzální systém, ale u továrně vyráběných elektromobilů je zpravidla používá systém vyvinutý přímo pro daný vůz.

2.5. Infrastruktura pro elektromobily

Domácí dobíjecí stanice

Tento systém dobíjení představuje jednoduchý a levný způsob dobíjení. Již nyní je na trhu dostupná řada těchto nabíjecích systémů. Jedná se o malé dobíjecí stanice připojené do standardních rozvodových sítí. Nabíjecí výkony jsou nízké nebo střední. Doba nabíjení se pohybuje orientačně mezi 4 a 8 hodinami, v závislosti na typy vozu a jeho baterií. Tyto systémy privátního dobíjení, které jsou rozmístěna do širokého okolí, nepředstavují významné zatížení rozvodových sítí a očekává se rozvoj tohoto systému a jeho významnou dominanci v porovnání s ostatními systémy.

Veřejné dobíjecí stanice

Rozmístění těchto stanic je uvažováno u veřejných budou, nákupních center, záchytných parkovišť a podobných míst, kde je velká kumulace vozidel. Z hlediska výkonu se očekávají podobné hodnoty, jako v případě domácích stanic.

Rychlodobíjecí stanice

Tento systém nabíjení je uvažován jako pouze doplňkový a jeho využívání je odhadováno jen na několik procent z celkového podílů nabíjení. Ovšem i přes tuto malou využitelnost je nepostradatelný. Výkony se předpokládá zhruba desetinásobné oproti domácímu nabíjení. Určité riziko ale tento systém představuje pro životnost akumulátorů.

Výměna akumulátorů

Tento způsob se nejvíce přibližuje současně používanému systému doplňování paliva do konvenčních vozů. Takto je možné zajistit dlouhé jízdy elektromobilů bez nutnosti přestávek

spojených s nabíjením akumulátorů. Vznikají zde problémy s vlastnictvím akumulátorů a rovněž s jejich unifikovaností do různých typů vozů.

2.6. Další vybavení vozidla

2.6.1. Topení a klimatizace

U vozidel s konvenčním motorem chlazeným kapalinou je vytápění prostoru pro posádku standardně realizováno prostřednictvím odpadního tepla z motoru. Vzduch se do kabiny vhání přes teplovodní těleso a tímto dochází k ohřevu vzduchu. Tento systém vytápění není možné u vozidel s elektropohonem využívat, a to ani v případě vodního chlazení elektromotorů. Tato skutečnost je dána tím, že vygenerované teplo elektromotory je podstatně menší, než v případě spalovacích motorů, což je dáno vysokou účinností elektropohonu. Tento problém je možné řešit několika způsoby. Jednak je možné elektromobil osadit přídavným spalovacím zařízením (benzínové či naftové), kde vzniká teplo přímým spalováním paliva a tímto je ohřívána teplonosná kapalina, které přes topné těleso zase ohřívá vzduch proudící do prostoru pro posádku. Tento systém je účinný a je možné takto získat velký topný výkon, ale je trochu proti smyslu elektromobilů. V tomto případě už není možné elektromobil chápat, ani lokálně, jako zcela bezemisní a rovněž je potřeba mít ve voze umístěnou nádrž s dostatkem paliva pro topení, což už zase představu určité ekologické riziko při úniku kapaliny. Další možností je získávat teplo z elektrického zdroje. Elektrické topné těleso opět ohřívá vodu, které proudí přes topné těleso, podobně jako v předchozích případech. Tento zdroj tepla je lokálně zcela čistý a ideálně se hodí do koncepce elektromobilu. Jedinou nevýhodou je, že tím odebíráme určité množství energie z akumulátorů, což se pochopitelně negativně projeví na hodnotě dosažitelného dojezdu vozidla. Výhodné je tento systém kombinovat s elektricky vyhřívanými okny, což eliminuje problémy s jejich zamlžováním a rosením. V tomto případě není nutné neustále používat vzduchové topení k ofuku oken a tím lze ušetřit část energie. Ostatně i u moderních konvenčních vozidel je možné se setkat, jak s elektrickým ohřevem kapaliny proudící do topného tělesa, tak i s elektricky vyhřívanými okny. V tomto případě jsou tyto systémy pouze jako pomocné a pracují jako doplněk k běžnému vytápění odpadním teplem z motoru.

Klimatizování prostoru pro cestující nemusí být vždy přímo spjato s chodem spalovacího motoru, naopak od konvenčního vytápění. Zde je potřeba pouze zajistit pohon kompresory pro klimatizaci. Standardně je tento pohon zajištěn řemenem od klikové hřídele motoru, což u elektromobilů není možné. Je ale samozřejmě možné kompresor pohánět samostatným elektromotorem, což je bezproblémově funkční řešení, ale vzniká tady opět problém se zkracováním dojezdu vozidla. Protože pohon klimatizace je energeticky velmi náročný, je i množství energie odebírané z akumulátorů významně velké.

2.6.2. Podtlakové a hydraulické systémy

Na principu podtlaku pracují brzdové posilovače všech vozidel se standardní kapalinovou brzdovou soustavou. Nejjednodušší způsob získávání podtlakové vzduchu je ze sání spalovacího motoru, kdy není potřeba žádné další zařízení. Tento princip lze ovšem použít jen motorů, které pracují s podtlakem v sání, takže typicky u dieselových motorů tento systém nelze použít. V tomto případě je využívána vzduchová vývěva, které bývá zpravila poháněna vačkovou hřídelí. V případě elektromobilu je tedy nabízeno také použití vývěvy, pouze je potřeba její pohon zajistit pomocí samostatného elektropohonu.

Tlaková kapalina u osobních vozidel bývá zpravidla využívána pouze k hydraulickému posilovači řízení. Olejové čerpadlo je v základním řešení poháněnío řemenem od klikového hřídele, což opět představuje u elektromobilu určitý problém. Nabízí se zde několik řešení

této komplikace. Jednak je to pohon čerpadla samostatným elektromotorem, což lze vídat i u vozidel se spalovacím motorem, především u těch vozidel, u kterých není dostatek prostoru pro umístění hydraulického čerpadla na motor pro řemenový pohon. Druhou možností je zcela se vyhnout hydraulickému posilovači, a to je možné řešit ve dvou alternativách. V případě lehkých vozidel, což by měla být u elektromobilů primárně snaha dosáhnout, je možné použít řízení zcela bez posilovače. Toto řešení je samozřejmě nejjednodušší, ale může klást větší fyzické nároky na řidiče vozidla. Dále je možné použít elektrický posilovač řízení. Rozvoj těchto posilovačů v běžných vozidlech nastal jako odezva na významný rozvoj mechatroniky v automobilovém průmyslu. Tento systém využívá elektrický aktuátor pro vygenerování pomocného účinku při rejdování. Jak je z principu zřejmé, tento typ posilovačů je zcela nezávislý na typu pohonu vozidla, takže jej je možné použít jak pro konvenční vozidlo, tak i pro elektromobil.

2.6.3. Generátor hluku

Nespornou vlastností elektromobilů je jejich tichý provoz, ovšem význam této vlastnosti již vyvolává značné rozpory. Na celou záležitost lze sledovat ze dvou úhlů pohledu. Tichým provozem vozidlo pochopitelně neruší a neobtěžuje svoje okolí, což se zřejmě jeví jako kladná vlastnost. Ovšem zde nastává problém při pohybu vozidla mezi lidmi, protože tiché vozidlo řada lidí nezaregistruje a tímto mohou vznikat nebezpečné situace při předcházení chodců a podobně. Celou záležitost lze řešit vybavení vozidla generátorem hluku, který v určité a přiměřené míře ozvučuje své okolí a tím upozorňuje na blížící se auto. Hladinu přiměřeného hluku je potřeba také stanovit s ohledem na prostředí, ve kterém se vozidlo pohybuje.

2.7. Nabídka elektromobilů na trhu [8]

2.7.1. Městské minivozy

Mitsubishi i – MiEV, Peugeot iOn a Citroën C – ZERO

Tato vozidla vznikla spoluprací třech automobilek a jsou postaveny na jedné platformě se stejným podvozkem a pohonem, i když vzhledově se vozy částečně liší. Zadní kola jsou poháněna synchronním motorem s permanentními magnety. Trvalý instalovaný výkon je 25 kW a vozidlo dokáže jet rychlostí až 130 km/h. Li – ion akumulátory se 16 kWh poskytují dojezd 160 km. Vozy se vyrábí v Evropě, USA a Japonsku a jsou nabízeny za 30 tisíc euro. Na obrázku (Obr. 2.5) je vůz Citroën C – ZERO.

Obr. 2.5 – Citroën C – ZERO [19]

Th!nk City

Tento minivůz je poháněn střídavým asynchronním motorem s výkonem 34 kW, maximální rychlost vozu je 110 km/h a je osazen akumulátory typu Li – ion s kapacitou 24 kWh, která poskytuje dojezd 160 km. Vozidlo bylo prvně uvedenou na trh v roce 2008 a od té doby se stalo prvním masově rozšířeným elektromobile. Vyrábí se v Evropě i v USA a cena je stanovena také na 30 tisíc euro, vůz je na obrázku (Obr. 2.6).

Obr. 2.6 – Th!nk City [8]

2.7.2. Osobní vozy

Nissan Leaf

Tento vůz již délkově atakuje hranici 4,5 m a pro jeho pohon přední nápravy slouží střídavý asynchronní motor s 80 kW výkonu. Tento výkon dokáže vůz rozjet až na rychlost 150 km/h se zrychlením 0 – 97 km/h okolo 10 s. O 160 km dlouhý dojezd se starají Li – ion akumulátory s kapacitou 24 kWh. Vůz je vybaven 50 kW rychlonabíjem, jehož prostřednickým se akumulátory dokáží nabít za pouhých 30 minut. Cena je 35 tisíc euro a vůz je vidět na (Obr. 2.7).

Obr. 2.7 – Nissan Leaf [20]

2.7.3. Sportovní vozy

Tesla Roadster

Tento vůz (Obr. 2.8) přinesl revoluci v automobilovém průmyslu, protože se jedná o čistě sportovní elektromobil, který se vyrábí od roku 2008. Od té doby bylo vyrobeno okolo 2 000

těchto vozů, z nichž většina je provozována v USA. O pohon se stará vysokonapěťový indukční motor s frekvenčním měničem a motor je schopen dosáhnout až 14 000 ot/min. Instalovaný výkon je 182 kW nebo 212 kW, díky čemuž vůz dokáže akcelerovat 0 – 97 km/h pod 4 sekundy. Maximální rychlost je omezena otáčkami motoru na hodnotu lehce překračující magických 200 km/h. Akumulátory s kapacitou 53 kWh poskytují standardní dojezd okolo 350 km. Cena vozu se pohybuje kolem 100 tisíc euro.

Obr. 2.8 – Tesla Roadster [21]

2.7.4. Užitkové vozy

Smith Newton

Jedná se o první komerčně úspěšné užitkové elektrovozidlo. K jeho pohonu slouží indukční elektromotor na střídavý proud s výkonem 120 kW. Použité akumulátory jsou typu LiFePH4 s kapacitou okolo 100 kWh v několika variantách. Automobil se vyrábí v USA, ale je na něm zanechána stopa z ČR, protože vůz po mechanické stránce vychází z vozidla Avia. Vůz je následujícím obrázku (Obr. 2.9).

Obr. 2.9 – Smith Newton [22]

Aixam Mega e-Worker

Jedná se o malý užitkový automobil vyráběný ve Francii. Vůz získal homologaci pro silniční provoz teprve v roce 2013, takž se jedná o nový vůz na trhu. Je vyráběn v několika variantách nástaveb i pohonů. Mezi základní varianty patří valník a skříň a dále možné vůz vybavit několika speciálními nástavbami. Vozidlo má stanovenou maximální rychlost na 25 km/h v případě slabšího pohonu a v případě silnějšího je maximální rychlost 40 km/h. Používané

akumulátory jsou v rozmezí 8,6 kWh až 17,3 kWh a poskytují vozidlu dojezd od 60 km až 110 km. Vůz ve verzi valník je uveden na (Obr. 2.10).

Obr. 2.10 – Aixam Mega e-Worker [23]

3. Specifikace navrhovaného podvozku

3.1. Základní požadavky

Návrhová část této práce se bude zabývat malými a lehkými vozidly městského typu, které se jeví jako nejvhodnější kategorie pro vozidla s elektropohonem, jak bylo popsáno dříve.

Pro návrh je uvažována výroba více typů vozů na jedné podvozkové platformě, případně na podvozcích minimálně se lišících. Jako nástavba na podvozku může být karoserie osobního vozu v několika variantách nebo kabina užitkového vozu s užitným prostorem za kabinou.

Jako nejvhodnější způsob pohonu pro vozidla tohoto typu se jeví individuální pohon pro každé zadní kolo samostatně. Ohledně karoserie je zde preferována rámové koncepce, kdy spodní nosný rám tvoří základ pro umístění a nesení karoserie. Tyto konstrukční záležitosti budou podrobněji rozvedeny v následujících kapitolách (4) a (5).

3.2. Varianty osobních vozů

V základu bylo uvažováno šest variant osobních vozidel postavených na jedné podvozkové platformě, jednotlivé možnosti jsou uvedeny v následující tabulce (Tab. 3.1). Takto modulárně poskládaných šest variant je kombinace tří typů karoserie, dvou výkonově rozdílných pohonů a několika lišících se detailů na vozech.

Označení vozu		**City baby**	**City**	**Sports style**	**Sport**	**Crossover style**	**Crossover**
Kategorie vozidla		L	M	L	M	L	M
Řidičské oprávnění		A	B	A	B	A	B
Pohotovostní hmotnost	[kg]	do 350	Bez limitu	do 350	Bez limitu	do 350	Bez limitu
Maximální rychlost	[km/h]	do 45	přes 45	do 45	přes 45	do 45	přes 45
Výkon	[kW]	do 4	přes 4	do 4	přes 4	do 4	přes 4
Celková délka	[mm]	2 600	2 600	2 600	2 600	2 600	2 600
Celková šířka	[mm]	1 550	1 550	1 550	1 550	1 550	1 550
Poháněná kola		Zadní	Zadní	Zadní	Zadní	Zadní	Zadní
Počet sedadel		2	2	2	2	2	2
Vzhled vozu		Standardní hatchback		Sportovní coupé		Terénní hatchback	
Úpravy vozu vyjma pohonu		Žádné		Pozměněná karoserie Barevné kombinace Atraktivnější kola Zajímavější interiér		Vyšší světlá výška Plastové lemy kol Černé nárazníky Podvozkové vany	

Tab. 3.1 – Varianty osobních vozidel

3.3. Varianty užitkových vozů

Užitkové verze vozů mohu být na stejném podvozku, jako vozy osobní, ale bude zřejmě potřeba prodloužit rozvor podvozku a tím i délku celého vozu. Tato změna ale nebude přinášet významné výrobní ani jiné komplikace. Prodloužením by mělo vzniknout dostatek prostoru pro dvoumístnou kabinu pro posádku i pro užitný prostor za kabinou. Rozvor náprav bude shodný pro všechny verze a tím bude možné kompletní právy zachovat pro všechny

alternativy vozidel, případně dojde jen k nutné úpravě odpružení vlivem rozdílných hmotností. U nákladních vozů bude zřejmé větší zatížení podvozku, protože vedle dvoučlenné posádky (shodné s osobním vozem) zde bude ještě navíc zatížení vyvolané nákladem a nástavbou pro jeho umístění. Z tohoto důvodu bude potřeba užitkové vozy vybavit silnějším pohonem, který tedy bude shodný s výše uvedenými osobními vozidly spadající do kategorie M, jak je uvedenou v tabulce (Tab. 3.1.). Celá kabina by mohla být pro obě koncepce vozů shodná nebo se lišit pouze v detailech.

Celková délka nákladního vozu je uvažována přibližně na hodnotě 3 300 mm a šířka bez zrcátek kolem 1 550 mm. Celkový instalovaný výkon by měl být kolem 10 kW a celková hmotnost na hranici 1 000 kg, čímž bude vozidlo zařazeno do kategorie N a pro jeho řízení bude vyžadováno řidičské oprávnění typu B.

Uvažované varianty užitkových vozidel jsou následující.

Bez nástavby – základní verze vozu

Vozidlo vybaveno pouze kabinou pro cestující a za ni volný prostor. Možnost individuální dostavby a podobně.

Valník – standardní verze vozu

Za kabinou umístěný valník pro přepravu materiál standardně vybavený saunami, dále možnost osazení trubkovým rámem a plachtou.

Skříň – standardní verze vozu

Skříňový vůz pro přepravu libovolného materiálu. Možnost bočního či zadního vstupu.

Prodejní vůz – speciální verze vozu

Vůz vybaven nástavbou pro výrobu a prodej různého zboží, zpravidla potravin či nápojů.

Uklízecí vůz – speciální verze vozu

Vozidlo vybaveno kartáči a dalším zařízení pro čištění ulic či parků a podobně. Dále je možné vůz vybavit vysávaček a lisem pro sběr listí.

Odklízecí vůz – speciální verze vozu

Vůz vybavený sněžními pluhy a posypovým zařízením pro odklízení sněhu či ledu.

Vůz pro svoz odpadu – speciální verze vozu

Vůz se zařízením pro sběr a svoz komunálního odpadu.

Zednický vůz – speciální verze vozu

Vůz osazený míchacím zařízením pro výrobu a rozvoz betonu či malty.

Zvláště výhodné se jeví sezónní použití jednoho vozu k několika nástavbám. Například to může být zimní odklízení sněhu, v létě prodej zmrzliny a na podzim sběr listí ze stromů.

3.4. Volba primárně navrhované varianty

Jak již bylo uvedenou, je uvažováno použití stejné platformy pro všechny varianty vozů. Nicméně pro potřeby návrhu je nebytné určit jeden typ vozu, na který bude podvozek primárně navrhovaný. Tímto primárním vozem bylo zvoleno vozidlo užitkové. Tato volba byla ovlivněna skutečností, že podvozek užitkového vozu bude více namáhaný, než podvozek osobního vozu. A proto pokud bude podvozková platforma navrhnuta na tento typ vozu, bude možné ji potom použít zcela univerzálně.

4. Návrh podvozku

4.1. Výpočet hmotnostního zatížení vozu

4.1.1. Určení hmotností jednotlivých komponent vozu

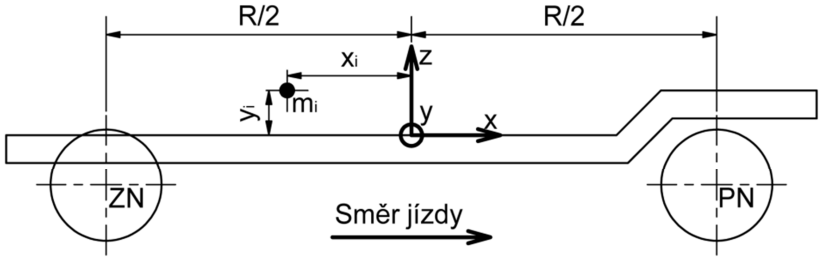
Pro správný návrh a dimenzování celého podvozku, odpružení, pohonu a dalších částí je třeba znát hmotnostní spektrum, kterým bude podvozek zatěžován. Zde však nastává problém, protože v době návrhu nejsou samozřejmě hmotnosti a polohy těžišť jednotlivých komponent dopředu známé. Předběžný výpočet tedy vycházel z odhadovaných a předpokládaných hodnot, které byly následně upraveny dle konstrukčního návrhu a výpočet zpřesněn.

Celé vozidlo bylo rozděleno celkem do devíti konstrukčních skupin. Z tabulky (Tab. 4.1) je patrné, že hodnoty pro první čtyři konstrukční celky jsou čerpány z konstrukčních návrhů uvedených v následujících kapitolách nebo jsou zjištěny na základě již vyrobených dílů. Zbývající hodnoty však nelze přesně definovat. Vlastnosti posádky a nákladu záleží pouze na provozovateli, jakou hmotností zatíží vůz a na jaké místo ji umístí, tyto hodnoty tedy není možné explicitně vyjádřit. Vlastnosti nástavby (kabina a skříň) lze zjistit na základě konstrukčního řešení těchto celků. Ale jelikož se tato práce zabývá pouze návrhem podvozku, lze také vycházet jen z odhadu.

Konstrukční celek vozu	Označení $i[-]$	Hmotnost $m_i\,[kg]$	Souřadnice těžiště $x_i\,[mm]$	Souřadnice těžiště $z_i\,[mm]$	Způsob zjištění hodnot
Nosný rám	1	95	75	-40	Zjištěno dle podkapitoly (4.2.)
Přední náprava	2	40	1180	-60	Zjištěna experimentálně
Zadní náprava	3	35	-1180	-60	Zjištěno dle podkapitoly (4.4.)
Pohon	4	50	-1180	-60	Zjištěno dle podkapitoly (5.4.)
Kabina	5	125	380	500	Voleno odhadem
Nákladová skříň	6	125	-850	700	Voleno odhadem
Akumulátory	7	150	0	0	Voleno odhadem
Posádka	8	190	380	500	Voleno odhadem
Náklad	9	190	-850	700	Voleno odhadem

Tab. 4.1 – Konstrukční celky vozu

Uvedené těžišťové souřadnice jsou uvažovány od souřadného systému umístěného uprostřed rozvoru vozu a na horní rovině základního rámu, jak podrobněji ukazuje obrázek (Obr. 4.1). V příčném směru jsou všechny těžiště uvažovány ležící v podélné rovině vozu, což vychází z přibližně symetrického uspořádání jednotlivých komponent.



Obr. 4.1 – Konstrukční celky vozu

4.1.2. Výpočet zátěžných stavů vozu

Nyní je potřeba na základě hodnot uvedených v tabulce (Tab. 4.1) určit a vypočítat několik zátěžných stavů, které jsou důležité pro návrh vozidla a následné jeho provozování.

První uvažovaný stav, je prázdné nenaložené vozidlo bez akumulátorů, hmotnost v tomto případě udává následující vztah (4.1).

$$m_I = m_1 + m_2 + m_3 + m_4 + m_5 + m_6 \tag{4.1}$$

Další možností je opět prázdné vozidlo, ale již osazené akumulátory, tento stav bývá označován jako pohotovostní a vychází ze vztahu (4.2).

$$m_{II} = m_P = m_1 + m_2 + m_3 + m_4 + m_5 + m_6 + m_7 \tag{4.2}$$

Při provozování vozidla může dojít k jeho zatížení pohybující se mezi hodnotou pohotovostní a celkové hmotnosti. Ve výpočtu je tedy uvažováno provozování právě uprostřed tohoto spektra a výpočtový vztah (4.3) je následující.

$$m_{III} = m_1 + m_2 + m_3 + m_4 + m_5 + m_6 + m_7 + \frac{m_8 + m_9}{2} \tag{4.3}$$

A konečně přichází varianta s plně naloženým vozem, tedy celková hmotnost, kterou udává následující vztah (4.4).

$$m_{IV} = m_C = m_1 + m_2 + m_3 + m_4 + m_5 + m_6 + m_7 + m_8 + m_9 \tag{4.4}$$

Především pro návrhové potřeby jsou také důležité hodnoty odpružených hmot. Do těchto hodnot nejsou tedy započítávány hmotnosti náprav a v daném případě i hmotnost pohonu. Odpruženou hmotu v pohotovostním stavu vozidla vyjadřuje vztah (4.5) a odpružená hmota plně naloženého vozidla je definována vztahem (4.6). Všechny tyto zátěžné stavy jsou numericky vyčíslené v tabulce (Tab. 5.2).

$$m_V = m_1 + m_5 + m_6 + m_7 \tag{4.5}$$

$$m_{VI} = m_1 + m_5 + m_6 + m_7 + m_8 + m_9 \tag{4.6}$$

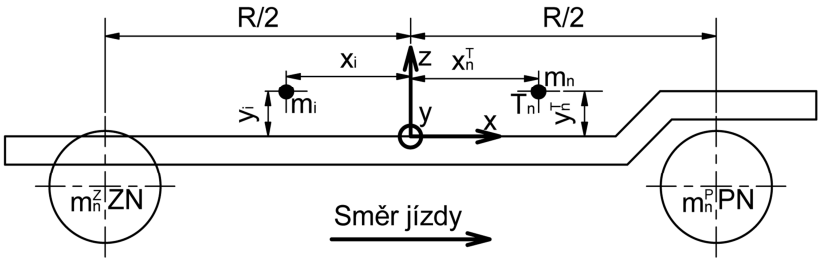
Další zajímavá hodnota je hmotnost užitková, tato hodnota je důležitá především pro provozovatele, protože udává, jak je možné vozidlo zatěžovat při nakládání. Je to rozdíl mezi celkovou a pohotovostní hmotností, platí vztah (4.7).

$$m_U = m_C - m_P = m_{IV} - m_{II} \tag{4.7}$$

Vyčíslení těchto hodnot je uvedeno v tabulce (Tab. 5.2).

4.1.3. Určení polohy těžiště vozu

Dále je potřeba určit, jak bude vozidlo tzv. rozváženo. Tedy kde bude poloha těžiště vozu, při daném zátěžném stavu, a z toho plynoucí zatížení jednotlivých náprav. Výpočtové schéma ukazuje obrázek (Obr. 4.2).



Obr. 4.2 – Určení polohy těžiště vozu

Jelikož rozložení hmoty v příčném směru (y) je uvažováno symetricky k podélné rovině vozu, zatížení jednotlivých kol téže nápravy je shodné, jak již bylo uvedeno výše. Výpočet těžiště v podélné ose (x) vychází z momentové rovnováhy dle vztahu (4.8) ke středu souřadného systému, neboli k ose (y). Po dosazení momentů jednotlivých komponent vozu vznikne vztah (4.9) a jednoduchou úpravou je možné vyjádřit polohu celkového těžiště vozu vztahem (4.10).

$$\sum M_n^y = 0 \tag{4.8}$$

$$\sum \left(m_i \cdot x_i \right) = \sum m_i \cdot x_n^T \tag{4.9}$$

$$x_n^T = \frac{\sum \left(m_i \cdot x_i \right)}{\sum m_i} \tag{4.10}$$

Výpočet těžiště ve svislém směru (z) je řešen zcela analogicky s výpočtem v podélném směru, tedy pomocí (4.11) je definována momentová rovnováha, po dosazení vznikne (4.12) a po jednoduché úpravě vychází hledané poloha vztahem (4.13). Numericky jsou tyto hodnoty vyčíslené v tabulce na následující straně (Tab. 4.2).

$$\sum M_n^y = 0 \tag{4.11}$$

$$\sum \left(m_i \cdot y_i \right) = \sum m_i \cdot y_n^T \tag{4.12}$$

$$y_n^T = \frac{\sum \left(m_i \cdot y_i \right)}{\sum m_i} \tag{4.13}$$

Na základě momentové rovnováhy k ose zadní nápravy (4.14) je možné určit hmotnost připadající na nápravu přední. Dosazením do momentové podmínky vznikne (4.15) a jeho následnou úpravou vychází hmotnost, kterou nesou přední kola (4.16), kde (R) je rozvor náprav (v tomto případě má hodnotu 2362 mm) a (m_n^P) je hmotnost příslušející přední nápravě.

$$\sum M_n^{ZN} = 0 \tag{4.14}$$

$$m_n \cdot \left(\frac{R}{2} + x_n^T \right) = m_n^P \cdot R \tag{4.15}$$

$$m_n^P = \frac{m_n \cdot \left(\frac{R}{2} + x_n^T \right)}{R} \tag{4.16}$$

Opět zcela analogicky je možné vyřešit zatížení nápravy zadní. Momentová podmínka k ose přední nápravy (4.17) a po dosazení (4.18) a následné úpravě (4.19).

$$\sum M_n^{PN} = 0 \tag{4.17}$$

$$m_n \cdot \left(\frac{R}{2} - x_n^T \right) = m_n^Z \cdot R \tag{4.18}$$

$$m_n^Z = \frac{m_n \cdot \left(\frac{R}{2} + x_n^T \right)}{R} \tag{4.19}$$

Pochopitelně jednoduchým sečtením, dle vztahu (4.20), je možné vyjádřit zatížení obou náprav vozu.

$$m_n = m_n^P + m_n^Z \tag{4.20}$$

Pomocí právě zmíněného vztahu (4.20) lze provést kontrolu výpočtu, protože tyto hodnoty se musí shodovat s hodnotami vypočítanými dle vztahů (4.1) až (4.6) uvedených.

Numerické vyčíslení je provedenou pomocí software MATLAB a všechny hodnoty vypočítané v této podkapitole jsou uvedeny v následující tabulce (Tab. 4.2).

Zátěžný stav	Označení $n[-]$	Hmotnost příslušející nápravě			Souřadnice těžiště v ose	
		přední $m_n^P[kg]$	zadní $m_n^Z[kg]$	oběma $m_n[kg]$	podélné $x_n^T[mm]$	vertikální $y_n^T[mm]$
Prázdný vůz bez akumulátorů	I	190.7	279.3	470.0	-223	295
Prázdný vůz s akumulátory	II	265.7	354.3	620.0	-169	224
Vůz s poloviční zatížením	III	341.8	468.2	810.0	-184	312
Plně zatížený vůz	IV	417.9	582.1	1000.0	-194	367
Vypružená hmota prázdného vozu	V	225.6	269.4	495.0	-104	295
Vypružená hmota plně zatíženého vozu	VI	377.8	497.2	875.0	-161	428

Tab. 4.2 – Hodnoty hmotností a polohy jejich těžišť

4.1.4. Stacionární pohyb vozidla

Doposud výpočet uvažoval statický stav zatížení, to znamená, že ve výpočtu nebylo uvažováno žádné přetížení působící na vozidlo. Při provozování vozidla tento předpoklad samozřejmě neplatí. Mezi typické jízdní stavy vozidla patří průjezd zatáčkou, zrychlování nebo zpomalování vozidla. A dále to mohou být kombinace průjezdu zatáčkou se zrychlováním či se zpomalováním.

Věrohodné a přesné vyřešení této problematiky je komplikovaná a komplexní záležitost. Jen z hlediska vstupních parametrů je zde vysoká náročnost na znalost celého vozu. Mezi ty základní lze zařadit tuhostní a adhezní vlastnosti použitých pneumatik, přesně definované zavěšení kol, brzdový a pohonný systému a další. Pro analýzu dynamického chování celého vozu je možné použít různý specializovaný software. Ale jelikož se tato práce nezabývá návrhem celého vozu a hlavně zde není prioritou řešení této problematiky, bude dynamika vozidla řešena zjednodušeně analyticky. Při výpočtu nebude uvažováno klopení vozu při působení dynamických sil, pneumatiky budou chápány jako ideálně tuhé a nebude brán zřetel na nastavenou geometrii kol. Výpočet bude proveden jen pro jeden zátažný stav, a to pro stav plně zatíženého vozu, tedy dle stavu číslo IV v předcházející tabulce (Tab. 4.2). V případě

méně naloženého vozu budou dynamické vlivy menší, než v této uvažované variantě, takže výpočet analyzuje nejhorší možnou situaci.

Vozidlo, na které nepůsobí dynamické síla, výpočet tedy vychází pouze z hodnot uvedených ve předchozí tabulce (Tab. 4.2). Svislá zátažná síla pro jednotlivá kola (F_z) je uvedena ve vztazích (4.21) až (4.24), kde (g) je gravitační zrychlení.

$$F_Z^{LP} = \frac{m_{IV}^P \cdot g}{2} \tag{4.21}$$

$$F_Z^{PP} = \frac{m_{IV}^P \cdot g}{2} \tag{4.22}$$

$$F_Z^{PZ} = \frac{m_{IV}^Z \cdot g}{2} \tag{4.23}$$

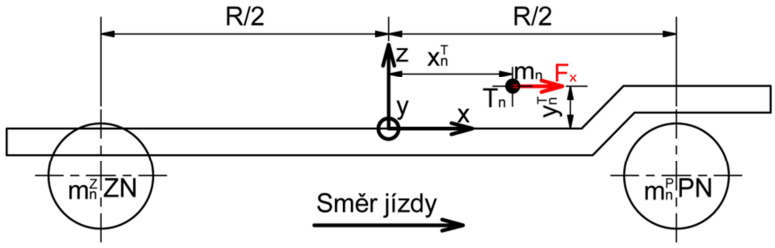
$$F_Z^{LZ} = \frac{m_{IV}^Z \cdot g}{2} \tag{4.24}$$

Numerické vyčíslení pomocí software MATLAB je uvedeno v následující tabulce (Tab. 4.3).

Kolo	$F_x[N]$	$F_y[N]$	$F_z[N]$
LP	0	0	2049.6
PP	0	0	2049.6
PZ	0	0	2855.4
LZ	0	0	2855.4

Tab. 4.3 – Síly působící na kola při stání vozidla

V případě brzdění vozidla jsou vlivem setrvačnosti více zatěžována přední kola a zadní kola jsou naopak odlehčována. Schéma brzdícího vozidla je na obrázku (Obr. 4.3).



Obr. 4.3 – Brzdící vozidlo

Celková setrvačná síla v podélném směru (F_x) je dána vztahem (4.25), kde hmotnost celého maximálně naloženého vozu (m_{IV}) je převzata z tabulky (Tab. 4.2) a (a_x) vyjadřuje zpomalení v podélmo směru.

$$F_x = m_{IV} \cdot a_x \tag{4.25}$$

Brzdné zpomalení je potřeba ještě určit. Vozidlo může brzdit s různým zpomalením, avšak největší možné zpomalení je při brzdění na hranici adheze. Tento stav se charakterizován rovnicí (4.26), kde na levé straně je maximální podélná síla, kterou jsou kola schopna přenést a pravé straně je tedy maximální možná dynamická síla při zpomalování vozidla. Symbolem (μ_x) je značen adhezní součinitel v podélném směru, který je výpočtu uvažován 0,8, což je orientační hodnota připadající jízdě po suchém asfaltu.

$$m_{IV} \cdot g \cdot \mu_x = m_{IV} \cdot a_x \tag{4.26}$$

Jednoduchou úpravou je možné vyjádřit maximální zpomalení vozidla, dle vztahu (4.27).

$$a_x = g \cdot \mu_x \tag{4.27}$$

Dosazením (4.27) do (4.25) vznikne vztah pro maximální možnou dynamickou sílu v podélném směru vozidla při jeho brzdění (4.28).

$$F_x = m_{IV} \cdot g \cdot \mu_x \tag{4.28}$$

Tato síla (F_x) vytváří moment dle (4.29), který má za následek přetěžování přední a naopak odlehčování zadní nápravy, kde (h) je výška těžiště. Silový nárůstek či úbytek (ΔF_z) je vyjádřený vztahem (4.30).

$$M_B = F_x \cdot h \tag{4.29}$$

$$\Delta F_z = \frac{M_B}{R} \tag{4.30}$$

Do vztahu (4.30) je možné dosadit (4.29) a (4.28) a tím vnikne výsledný vztah (4.31).

$$\Delta F_z = \frac{m_{IV} \cdot g \cdot \mu_x \cdot h}{R} \tag{4.31}$$

Výsledné zatížení jednotlivých kol při brzdění (F_{Bz}) je tedy vyjádřeno sečtením (nebo případném odečtení) síly dle (4.31) se vztahy uvedenými pod čísly (4.21) až (4.24). Výsledné zatížení kol při brzdění je po dosazení charakterizováno vztahy (4.32) až (4.35).

$$F_{Bz}^{LP} = \frac{m_{IV}^{P} \cdot g}{2} + \frac{m_{IV} \cdot g \cdot \mu_x \cdot h}{R} \tag{4.32}$$

$$F_{Bz}^{PP} = \frac{m_{IV}^{P} \cdot g}{2} + \frac{m_{IV} \cdot g \cdot \mu_x \cdot h}{R} \tag{4.33}$$

$$F_{Bz}^{PZ} = \frac{m_{IV}^{Z} \cdot g}{2} - \frac{m_{IV} \cdot g \cdot \mu_x \cdot h}{R} \tag{4.34}$$

$$F_{Bz}^{LZ} = \frac{m_{IV}^{Z} \cdot g}{2} - \frac{m_{IV} \cdot g \cdot \mu_x \cdot h}{R} \tag{4.35}$$

Podélné síly (F_{Bx}), které jsou při tomto zatížení, jednotlivá kola schopna přenést jsou dány vztahy (4.36) až (4.39), které vychází z kolových zatíženích dle vztahu (4.32) až (4.35).

$$F_{Bx}^{LP} = \left(\frac{m_{IV}^{P} \cdot g}{2} + \frac{m_{IV} \cdot g \cdot \mu_x \cdot h}{R} \right) \cdot \mu_x \tag{4.36}$$

$$F_{Bx}^{PP} = \left(\frac{m_{IV}^{P} \cdot g}{2} + \frac{m_{IV} \cdot g \cdot \mu_x \cdot h}{R} \right) \cdot \mu_x \tag{4.37}$$

$$F_{Bx}^{PZ} = \left(\frac{m_{IV}^{Z} \cdot g}{2} - \frac{m_{IV} \cdot g \cdot \mu_x \cdot h}{R} \right) \cdot \mu_x \tag{4.38}$$

$$F_{Bx}^{LZ} = \left(\frac{m_{IV}^{Z} \cdot g}{2} - \frac{m_{IV} \cdot g \cdot \mu_x \cdot h}{R} \right) \cdot \mu_x \tag{4.39}$$

Numericky vyčíslené jsou hodnoty z posledních osmi vztahů vypsané v tabulce (Tab. 4.4).

Kolo	$F_{Bx}[N]$	$F_{By}[N]$	$F_{Bz}[N]$
LP	2773.9	0	3467.3
PP	2773.9	0	3467.3
PZ	1150.1	0	1437.7
LZ	1150.1	0	1437.7

Tab. 4.4 – Síly působící na kola při brzdění vozidla

Podobný případ nastává při zrychlování vozidla, pouze zrychlení působí opačným směrem. Řešení by bylo tedy podobné a i silové účinky působící na vůz jsou srovnatelného charakteru. Ale jelikož v praxi bývá zpravila brzdění doprovázeno větší hodnotou zrychlení (v tomto případě zpomalení), než v případě akcelerace vozu, ve výpočtu je uvažován případ právě brzdění.

Vozidlo projíždějící zatáčkou je vystaveno dynamické síle působící v příčném směru. Tato síla má za následek odlehčování kol na vnitřku zatáčky a naopak přitěžování vnějších kol. Odvození tohoto výpočtu je však zcela analogické se silou brzdící. Jen je potřeba zde brát zřetel na skutečnost, že adhezní vlastnosti pneumatik jsou v podélném a příčném směru rozdílné, takže je potře uvažovat jiný součinitel adheze. Zde se tedy uplatňuje adhezní součinitel (μ_y) s uvažovanou hodnotou 0,7, což odpovídá jízdě po suchém asfaltu. Další rozdíl zde je, že při určování odlehčovací či přitěžovací síly je potřeba počítat z rozchodu kol, na rozdíl od rozvoru náprav v předchozím případě. Rozchod předních kol (R^P) je 1138 mm a rozchod zadních kol (R^Z) nabývá hodnoty 1382 mm. Pro potřeby výpočtu je možné dle (4.40) stanovit střední hodnotu rozchodu (R^S).

$$\left(R^S\right)=\frac{\left(R^P\right)+\left(R^Z\right)}{2} \tag{4.40}$$

Zatížení jednotlivých kol vyjadřují vztahy (4.41) až (4.44).

$$F_{Zz}^{LP}=\frac{m_{IV}^P\cdot g}{2}-\frac{m_{IV}\cdot g\cdot\mu_y\cdot h}{R^S} \tag{4.41}$$

$$F_{Zz}^{PP}=\frac{m_{IV}^P\cdot g}{2}+\frac{m_{IV}\cdot g\cdot\mu_y\cdot h}{R^S} \tag{4.42}$$

$$F_{Zz}^{PZ}=\frac{m_{IV}^Z\cdot g}{2}+\frac{m_{IV}\cdot g\cdot\mu_y\cdot h}{R^S} \tag{4.43}$$

$$F_{Zz}^{LZ}=\frac{m_{IV}^Z\cdot g}{2}-\frac{m_{IV}\cdot g\cdot\mu_y\cdot h}{R^S} \tag{4.44}$$

Maximální přenositelné příčné síly jsou dány výpočtovými vztahy (4.45) až (4.48).

$$F_{Zy}^{LP}=\left(\frac{m_{IV}^P\cdot g}{2}-\frac{m_{IV}\cdot g\cdot\mu_y\cdot h}{R^S}\right)\cdot\mu_y \tag{4.45}$$

$$F_{Zy}^{PP}=\left(\frac{m_{IV}^P\cdot g}{2}+\frac{m_{IV}\cdot g\cdot\mu_y\cdot h}{R^S}\right)\cdot\mu_y \tag{4.46}$$

$$F_{Zy}^{PZ}=\left(\frac{m_{IV}^Z\cdot g}{2}+\frac{m_{IV}\cdot g\cdot\mu_y\cdot h}{R^S}\right)\cdot\mu_y \tag{4.47}$$

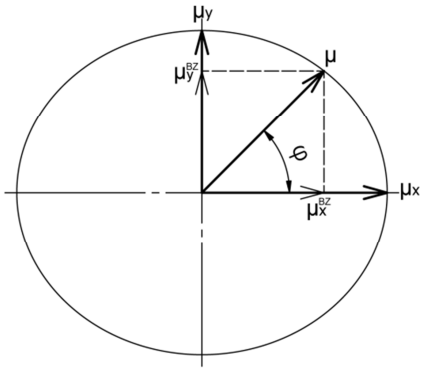
$$F_{Zy}^{LZ} = \left(\frac{m_{IV}^{Z} \cdot g}{2} - \frac{m_{IV} \cdot g \cdot \mu_y \cdot h}{R^S} \right) \cdot \mu_y \tag{4.48}$$

Numerické vyčíslení je v následující tabulce (Tab. 4.5).

Kolo	$F_{Zx}[N]$	$F_{Zy}[N]$	$F_{Zz}[N]$
LP	0	0	0
PP	0	2942.9	4204.1
PZ	0	3507.0	5009.9
LZ	0	490.6	700.9

Tab. 4.5 – Síly působící na kola při zatáčení vozidla

V případě, že vozidlo brzdí v zatáčce, dochází k současnému působení podélné i příčné síly. Pouhé sečtení těchto sil, ale není korektní. Adhezní síly v dotykové plošce kola vychází z teorie Kammovy kružnice, která má však ve skutečnosti tvar elipsy, proto bývá také nazývána adhezní elipsou (Obr. 4.4). Délky poloos elipsy vychází z hodnot adhezních součinitelů pneumatiky, podélný součinitel je větší než součinitel příčný, proto je elipsa protažena ve směru jízdy vozidla.



Obr. 4.4 – Kammova kružnice

Výslednice adhezních sil je dána vektorovým součtem podélné a příčné síly. Výsledná síla může být menší než jsou hranice elipsy, ale nesmí je překročit. Při zachování této zásady může být poměr podélné a příčné síly libovolný. Pro uvažovaný případ je brána síla podélné shodná se silou příčnou. Pro tyto účely je možné vyjádřit průměrný součinitel adheze (μ), který je dán vztahem (4.49) a charakterizuje průměrnou délku poloos elipsy, neboli ji přetransformovává na kružnici.

$$\mu = \frac{\mu_x + \mu_y}{2} \tag{4.49}$$

Nyní je možné dle (4.50) vyjádřit součinitel adheze v podélném směru (μ_x^{BZ}) pro případ současného brzdění a zatáčení. Obdobně je možné vyjádřit dle (4.51) tuto hodnotu pro směr příčný (μ_y^{BZ}). Ale jak již bylo uvedeno dříve, tyto hodnoty budou uvažovány shodné, tedy výsledná adhezní síla v Kammově kružnici je odkloněna o úhel (φ) s velikostí 45° a dle (4.52) platí rovnost těchto součinitelů.

$$\mu_x^{BZ} = \cos(\varphi) \cdot \mu \tag{4.50}$$

$$\mu_y^{BZ} = \sin(\varphi) \cdot \mu \tag{4.51}$$

$$\mu_x^{BZ} = \mu_y^{BZ} = \mu^{BZ} \tag{4.52}$$

S odkazem na (4.31) je možné vyjádřit vztahem (4.53) změnu zatížené jednotlivých kol od brzdění (ΔF_{Bz}) a pomocí (4.54) vypočítat tuto hodnotu vyvolanou zatáčením (ΔF_{Zz}).

$$\Delta F_{Bz} = \frac{m_{IV} \cdot g \cdot \mu^{BZ} \cdot h}{R} \tag{4.53}$$

$$\Delta F_{Zz} = \frac{m_{IV} \cdot g \cdot \mu^{BZ} \cdot h}{R^S} \tag{4.54}$$

Po dosazení je možné už vyjádřit pomocí vztahů (4.55) až (4.58) zatížení jednotlivých kol vozu při brzdění v zatáčce (F_{BZz}).

$$F_{BZz}^{LP} = \frac{m_{IV}^P \cdot g}{2} + \frac{m_{IV} \cdot g \cdot \mu^{BZ} \cdot h}{R} - \frac{m_{IV} \cdot g \cdot \mu^{BZ} \cdot h}{R^S} \tag{4.55}$$

$$F_{BZz}^{PP} = \frac{m_{IV}^P \cdot g}{2} + \frac{m_{IV} \cdot g \cdot \mu^{BZ} \cdot h}{R} + \frac{m_{IV} \cdot g \cdot \mu^{BZ} \cdot h}{R^S} \tag{4.56}$$

$$F_{BZz}^{PZ} = \frac{m_{IV}^Z \cdot g}{2} - \frac{m_{IV} \cdot g \cdot \mu^{BZ} \cdot h}{R} + \frac{m_{IV} \cdot g \cdot \mu^{BZ} \cdot h}{R^S} \tag{4.57}$$

$$F_{BZz}^{LZ} = \frac{m_{IV}^Z \cdot g}{2} - \frac{m_{IV} \cdot g \cdot \mu^{BZ} \cdot h}{R} - \frac{m_{IV} \cdot g \cdot \mu^{BZ} \cdot h}{R^S} \tag{4.58}$$

Právě uvedené vztahy charakterizují přítlačnou sílu pro jednotlivá kola, dále je tedy možné jednoduše vyjádřit podélné (F_{BZx}) i příčné (F_{BZy}), které jsou v tomto případě shodné a jsou uvedeny pod číslo (4.59) až (4.62).

$$F_{BZx}^{LP} = F_{BZy}^{LP} = \left(\frac{m_{IV}^P \cdot g}{2} + \frac{m_{IV} \cdot g \cdot \mu^{BZ} \cdot h}{R} - \frac{m_{IV} \cdot g \cdot \mu^{BZ} \cdot h}{R^S} \right) \cdot \mu \tag{4.59}$$

$$F_{BZx}^{PP} = F_{BZy}^{PP} = \left(\frac{m_{IV}^P \cdot g}{2} + \frac{m_{IV} \cdot g \cdot \mu^{BZ} \cdot h}{R} + \frac{m_{IV} \cdot g \cdot \mu^{BZ} \cdot h}{R^S} \right) \cdot \mu \tag{4.60}$$

$$F_{BZx}^{PZ} = F_{BZy}^{PZ} = \left(\frac{m_{IV}^Z \cdot g}{2} - \frac{m_{IV} \cdot g \cdot \mu^{BZ} \cdot h}{R} + \frac{m_{IV} \cdot g \cdot \mu^{BZ} \cdot h}{R^S} \right) \cdot \mu \tag{4.61}$$

$$F_{BZx}^{LZ} = F_{BZy}^{LZ} = \left(\frac{m_{IV}^Z \cdot g}{2} - \frac{m_{IV} \cdot g \cdot \mu^{BZ} \cdot h}{R} - \frac{m_{IV} \cdot g \cdot \mu^{BZ} \cdot h}{R^S} \right) \cdot \mu \tag{4.62}$$

Numerické vyčíslení posledních osmi vztahů bylo provedeno pomocí software MATLAB a vypočítané hodnoty jsou uvedeny v tabulce (Tab. 4.6).

Kolo	$F_{BZx}[N]$	$F_{BZy}[N]$	$F_{BZz}[N]$
LP	719.7	719.7	1357.1
PP	2451.0	2451.0	4621.7
PZ	1881.5	1881.5	3547.9
LZ	150.2	150.2	283.3

Tab. 4.6 – Síly působící na kola při brzdění v zatáčce

4.2. Návrh rámu

4.2.1. Požadavky na rám

Nosný rám podvozku bude sloužit pro uložení náprav a na něj budou přidělávány nástavby v různých variantách. Pro maximální možnou variabilitu použitých nástaveb bude nosná konstrukce navržena jako rám rovinného typu. Podvozkový rám je uvažován jako samostatně nosný prvek vozidla, takže bude schopný zachytávat veškeré vznikající síly při jízdě vozidla a struktura nástavby bude pouze sloužit pro další vyztužení vozidla. Tím je také dáno, že podvozková platforma bude schopna samostatného provozu bez nástavby nebo bude možné na ni umístit libovolnou nástavbu.

Mezi základní požadované vlastnosti rámu patří samozřejmě dostatečná bezpečnost pro cestující. Uvažované vozidlo se bude moci pohybovat pouze malou rychlostí, ovšem větší riziko pro posádku nastává při nehodě s jiným, rychleji jedoucím, vozem. Pozitivní fakt zde je, že vozidlo je primárně uvažováno do městského provozu či do provozu separátního (parky, lesy a podobně). Takže riziko srážky s rychle jedoucím vozidlem se tím zmenšuje. Věrohodné řešení crashových situací vozidla je značně komplikovaná záležitost. Tuto problematiku je možné řešit pomocí počítačových simulací a následných crashových experimentů, ale tato záležitost je nad rámec této práce. Takže v návrhu rámu bude vycházeno jen z úvahy, že rám by měl v případě nehody zajistit zachování dostatku prostoru uvnitř kabiny pro posádku a zároveň pohltit dostatek energie nárazu. Takže rám bude koncipován tak, aby byl v prostoru pro posádku tužší a mimo tento prostor poddajnější. V prostorách předního a zadního nárazníku bude rám vybaven odnímatelnými deformačními členy, aby bylo možné v případě menší havárie vyměnit pouze tyto díly a nedošlo k poškození celého rámu.

Další uvažovanou vlastností je dostatečná torzní tuhost, které se kladně projevuje na jízdních vlastnostech vozu především při průjezdu zatáčkou. Ovšem u rámů toho typu, tedy pouze podvozkového (rovinného) rámu, je vysoká torzní tuhost špatně zajistitelná. Její významné zvýšení lze očekávat osazením podvozku nástavbou.

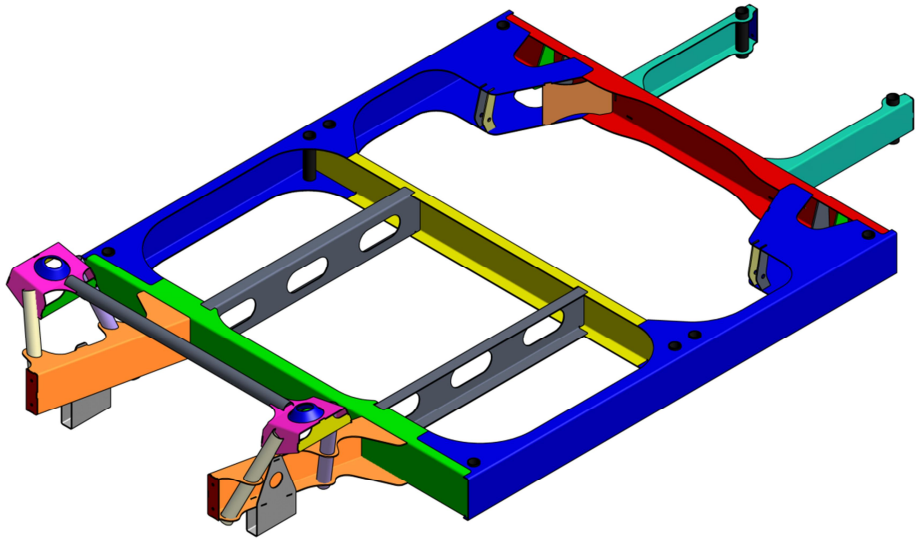
4.2.2. Výroba rámu

Z hlediska výroby je zde kladen důraz na jednoduchou, levnou a rychlou výrobu. Jelikož je výroba uvažována jako kusová, výroba musí být zajištěna pouze běžným strojním vybavením bez speciálních strojů či přípravků a podobně. Předem tedy prakticky odpadá možnost použití odlitků, lisovaných plechových skořepin a podobně. Obráběné polotovary svou pro tento typ výrobku nevhodné, takže jako použitelné řešení vychází výroba svařence. Nejjednodušší možností je vyrobit svařenec ze standardně vyráběných univerzálních profilů. Zde ale nastává problém s malou variabilitou profilů a hlavně absence možnosti zapracování a přímá integrace potřebných součástí a držáků přímo do rámu. Zvolená koncepce tedy je výroba svařeného rámu z vypálených plechových polotovarů, které budou naohýbány do tvaru potřebných profilů. V kontaktních místech profilů budou použité zámky, které vymezí vzájemnou polohu a pozici profilů. Výroba celého rámu tedy uvažuje použití pouze tří výrobních zařízení, je to vypalovací laser (alternativě stroj, který vyřezává vodním paprskem a podobně), ohýbačka a svařovací stanice (standardní svářečka a svařovací stůl).

4.2.3. Konstrukce rámu

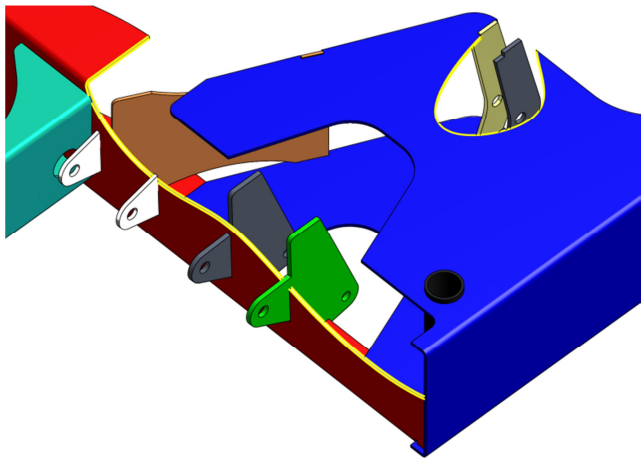
Základní rám vozu (Obr. 4.5) je složený ze dvou hlavních podélníků (na obrázku modře), zadního příčníku (červená barva) a předního zeleného příčníku. Hlavní podélníky jsou zároveň navrženy jako prahy vozu, čímž dojde k zjednodušení použité nástavby na podvozek. Střední příčník (žlutě nakreslený) rozděluji prostor pro cestující a náklad. Dva pomocné šedé

podélníky vyztužují prostor pod kabinou pro posádku, což je z důvodu celkového zvýšení tuhosti rámu, zvýšení bezpečnosti pro cestující a také na těchto nosnících budou uložené sedačky pro cestující. V místech napojování těchto profilů je dbáno, aby pásnice a stojny nebyly napojovány v jedné rovině, ale aby tento spoj byl realizovaný ve více přesazených rovinách. Pásnice jsou napojovány pomocí přechodových oblouků. Tento typ konstrukce by měl zajistit větší tuhost a vhodnější vlastnosti při dynamickém namáhání rámu, než v případě prostého svařování přímočaře navazujících profilů. Bohužel na všech stykových místech není možné z konstrukčního hlediska tyto zásady použít. Úchytové body pro nástavbu jsou realizovány pomocí celkem deseti trubek (černě nakreslené). Zadní tyrkysové podélníky slouží k částečnému zavěšení nástavby a také jako nosič zadního deformačního členu. Výrobní dokumentace rámu je součástí přílohy (Příloha 2).



Obr. 4.5 – Základní rám vozu

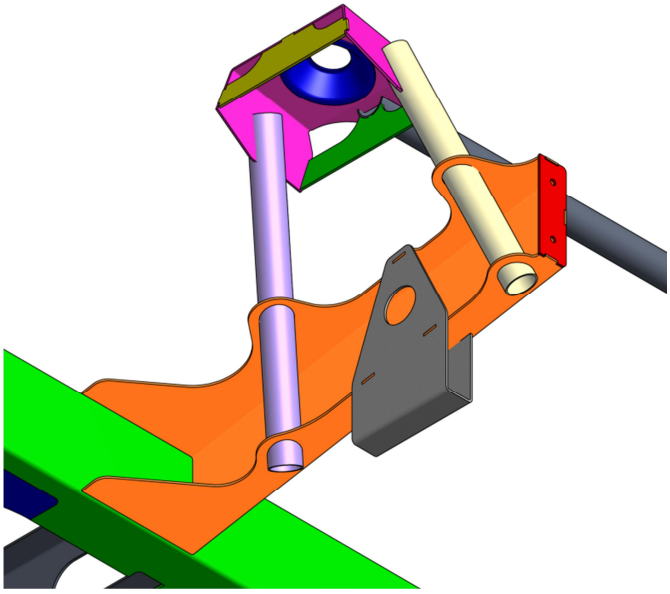
Pro uložení zadního ramene (Obr. 4.6) slouží čtveřice úchytových bodů. Dva vnější (zelený a tmavě šedý) slouží zároveň k uložení páky mechanismu pružící a tlumící jednotky. Dva vnitřní držáky (bílé) slouží jen k uložení ramena. Tlumič bude čepově uložený mezi dvojicí předních desek (žlutá a tmavě šedá barva). Pro vyztužení je zde použitá oranžová výztuha.



Obr. 4.6 – Uložení zadní nápravy

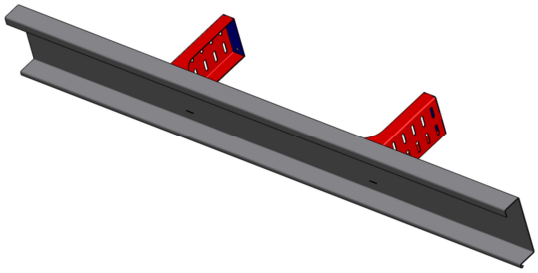
Přední část rámu (Obr. 4.7) slouží především k zavěšení přední nápravy a uložení předního deformačního členu. Oranžové přední podélníky jsou přivařeny k přednímu hlavnímu příčníku. Rám přední nápravy (Obr. 4.13)je pomocí čtveřice šroubů přišroubovaný do

hlavních držáků (šedá barva na obrázku). Pomocí trubkové konstrukce je zde postavena struktura pro horní uložení McPhersnů. Dva nosníky trubkového průřezu váží kozičku k přednímu podélníku a jedna trubková vzpěra svazuje obě kozičky mezi sebou. Vlastní kozička je tvořena hlavním profilem růžové barvy a dvojící výztuh (zelená a žlutá brva). Pro vlastní uložení McPhersonů je potřeba použít kuželového domku (modrý), tuto součást bude zřejmě potřeba vyrobit obrábění, jako jedinou z celého rámu.



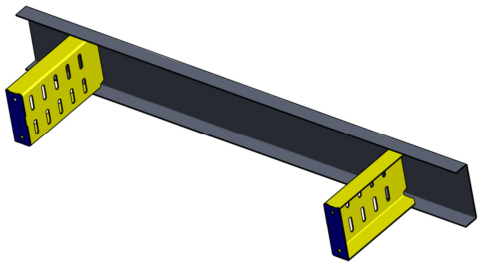
Obr. 4.7 – Uložení přední nápravy

Zadní deformační člen (Obr. 4.8) bude k hlavnímu rámu přišroubovaný a bude sloužit také zároveň jako zadní nárazník. Přímo na tento profil budou umístěny zadní světla a registrační značka. Červeně nakreslené deformační členy jsou preferované a jsou navrženy se snahou, aby v případě menších nárazů pohltily nárazovou energii a nedošlo k poškození dalších částí vozu, z tohoto důvodu je také celý člen výměnný.



Obr. 4.8 – Zadní deformační člen

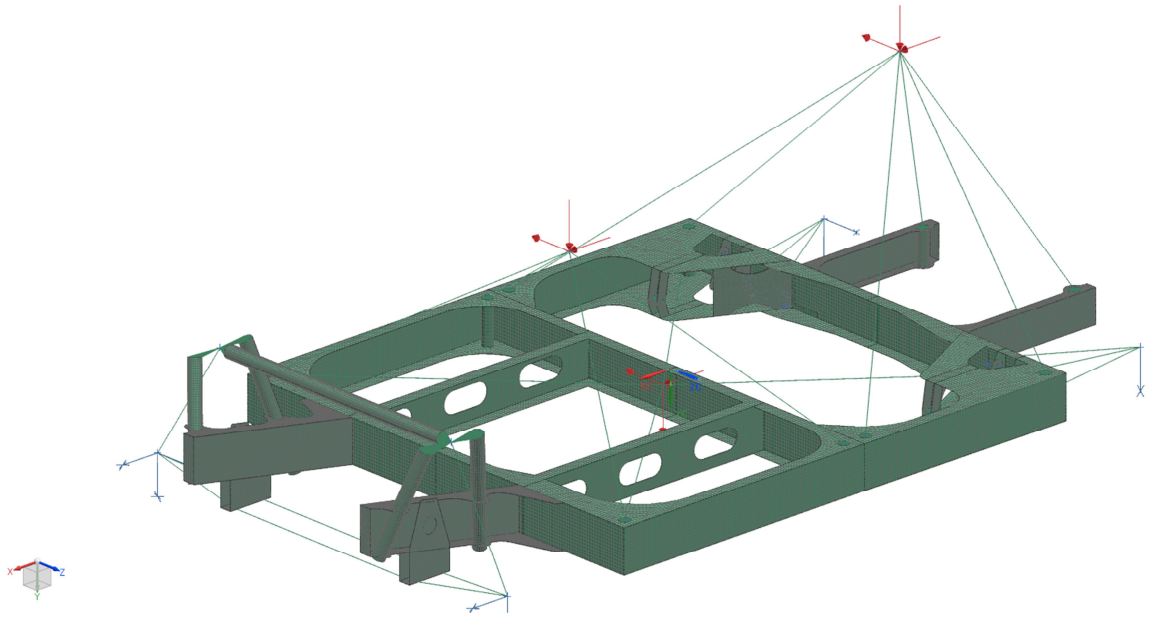
Přední deformační člen (Obr. 4.9), který se rovněž šroubuje k hlavnímu rámu, ale slouží pouze jako výztuha předního nárazníku a nebude to tedy pohledový profil. Jinak samozřejmě plní stejné funkce, jako zadní deformační člen.



Obr. 4.9 – Přední deformační člen

4.2.4. Dimenzování rámu

Navržený rám byl kontrolovaný a optimalizovaný pomocí metody konečných prvků (MKP) v software NX 8.5 s řešičem Nastran. Zjednodušený výpočtový model rámu (Obr. 4.10) byl vytvořen z 2D shell prvků a 1D prvků typu RBE3.



Obr. 4.10 – Výpočtový model rámu

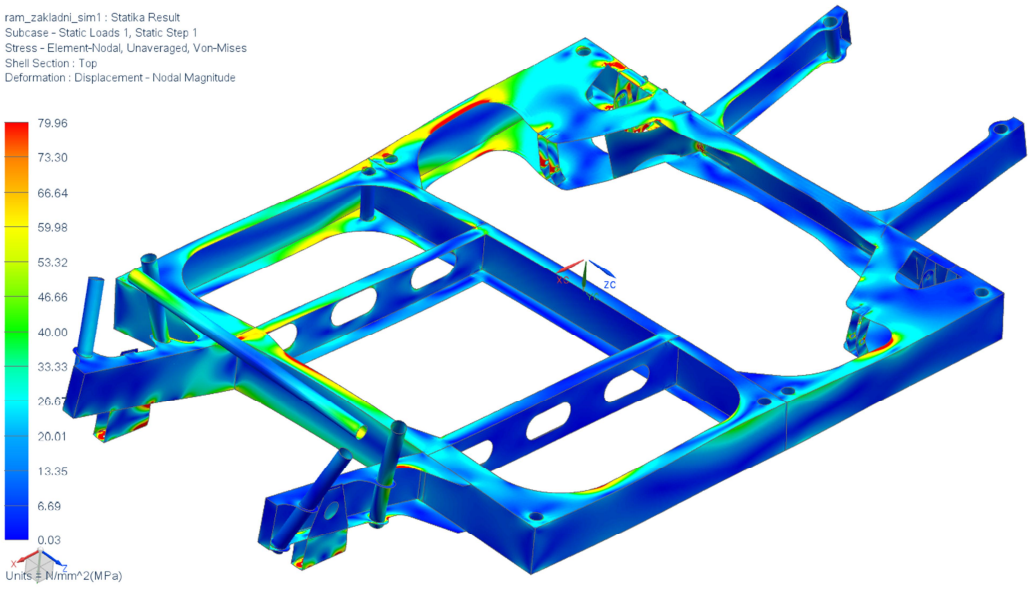
Vedle plošného modelu rámu bylo potřeba ještě vytvořit zjednodušené modely zavěšení kol a horní nástavby. Pomocí RBE3 prvků byla vytvořena přední náprava, která se skládá na každé straně z dvojice prutů simulující trojúhelníkové rameno a jednoho prutu místu vzpěry McPherson. Průsečík těchto třech prutů je umístěný do osy kola v rovině jeho uchycení. Rám nápravy je také vymodelovaný pomocí 1D prutů. Zadní ramena včetně mechanismu přepákování pro tlumící jednotku jsou rovněž vymodelované z RBE3 a jejich geometrie je shodná s reálným modelem.

Všechna pomyslná kola byla zafixována ve vertikálním směru. Obě přední kola byla navíc zafixována ve směru jízdy vozu, což má simulovat brzdící kola. V příčném směru došlo k zafixování obou kol na pravé straně, což je příprava pro výpočet při průjezdu levotočivou zatáčkou. Tyto příčné i podélné síly ve skutečnosti působí na všechny čtyři kola, ale největší podíl těchto sil přenáší právě tyto uvedená kola, jak také naznačuje výpočet provedený v oddílu (4.1.4.). Ve skutečnosti tedy bude zatěžování rámu rovnoměrnější a tedy příznivější, než ve výpočtovém modelu.

Pro aplikaci silového zatížení bylo použito trojice bodů. První z nich je umístěný v bodě uvažovaného těžiště posádky a jejich kabiny, druhý bod je v místě těžiště nástavby a nákladu a poslední místo pro aplikaci sil je těžiště rámu a akumulátorů. Tyto zátěžné body jsou k rámu navázány opět pomocí klecí z prvků typu RBE3.

Model byl zatěžován celkem ve čtyřech stavech (stání, brzdění, zatáčení a brzdění se současným zatáčením). Použité zátěžné hodnoty vychází z výpočtů provedených v oddíle 4.1.4. Hmotnostní zátěže jsou převzaté z tabulky (Tab. 4.1) a zrychlení je vždy uvažováno to nevyšší dosažitelné. Největší namáhání rámu je v případě zátažného stavu, který je uveden jako čtvrtý, tedy zatáčení se současným brzděním. Z tohoto důvodu zde budou uvedeny výsledky právě této simulace.

Hodnoty redukovaného napětí (Von – Mises) v celém rámu jsou vidět na obrázku (Obr. 4.11).



Obr. 4.11 – Průběh napětí v rámu

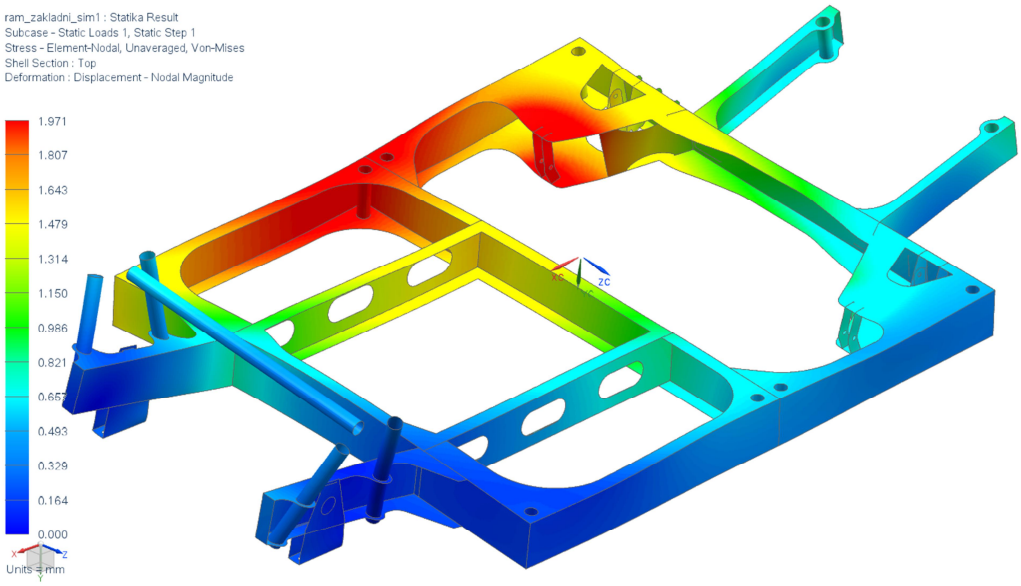
Největší hodnoty napětí jsou, dle předpokladu, na podélníku, který je na vnější straně projížděné zatáčky. Podobně velké napětí lokálně vzniká i v několika místech uložení náprav na téže straně. Zvolený materiál je nelegovaná jakostní ocel s označením S235JR, která je vhodná ke svařování a ohýbání za studena. Hodnota meze pevnosti v tahu tohoto materiálu pro dané tloušťky je v rozmezí 360 – 510 MPa a mez kluzu je na hodnotě 235 MPa. Maximálním napětí v rámu je dle výpočtu 80 MPa. Z tohoto je zřejmé, že bezpečnost vůči mezi kluzu je 2,9 a vůči tahové mezi pevnosti se bezpečnost pohybuje v rozmezí 4,5 – 6,4.

Materiálové listy zvoleného materiálu jsou součástí přílohy (Příloha 1).

Trvalá pevnost zvoleného materiálu je udávána v rozmezí od 125 MPa do 180 MPa. Je tedy zřejmé, že k únavovému porušení materiálu by nemělo dojít ani při nekonečném počtu zatěžovacích cyklů.

Ještě je potřeba brát zřetel na skutečnost, že podvozek byl ve výpočtu zatížení maximální možnou silou. Takto velkému zatížení nebude pravděpodobně podvozek při běžném jízdním režimu vystavován. Dále je potřeba uvažovat, že podvozek bude vybaven ještě nástavbou, která tedy není brána jako primární nosný prvek, nicméně určitě pomůže k celkovému vyztužení vozidla. Ale i v případě zatížení na hodnoty vypočítaného napětí je bezpečnost vyhovující.

Průběh posunutí je uveden na následujícím obrázku (Obr. 4.12). Jak je vidět, k největšímu posunutí došlu zhruba uprostřed nejvíce zatěžovaného profilu, což koresponduje s očekávanými výsledky. Maximální hodnota posunutí je ale do hodnosty 2 mm, což lze označit za uspokojivý výsledek.



Obr. 4.12 – Průběh posunutí

4.3. Návrh přední nápravy

4.3.1. Požadavky na nápravu

Přední náprava má za úkol přenášet veškeré síly mezi předními koly a rámem vozu a zároveň udržovat kola v dané geometrii při umožnění jejich rejdování a pružení. Navrhované vozidlo je koncipováno pro pohon zadní nápravy, takže problematiky pohonu se přední nápravy netýká, ale naopak problematiku brzdění je samozřejmě nutné řešit i zde. Jelikož se jedná o vozidlo, které je primárně určeno pro městský provoz, jízdní rychlosti se budou zpravidla pohybovat do 50 km/h, čemuž bude také navržen příslušný pohon vozidla. Je tedy zřejmé, že není nutné prvořadně uvažovat dynamické vlastnosti vozidla při vysokých rychlostech, protože se vozidlo bude pohybovat v rychlostech nižších. Mezi prioritní požadavky lze tedy bezpochyby zahrnout jednoduchost nápravy, čímž by měla být zaručena menší poruchovost bez vysokých nároků na údržbu a rovněž bude náprava jednodušší a tím levnější na výrobu.

4.3.2. Možné koncepce nápravy

Přední náprava byla uvažována v několika typových variantách. Jedna možnost je použití lichoběžníkové zavěšení. Tento typ zavěšení se skládá, mimo jiné, ze dvou ramen, těhlice, tlumícího a pružícího elementu, brzd, řízení a případně stabilizátoru. Zavěšení tohoto typu má dobré jízdní vlastnosti, které se však významněji projevují pouze při jízdě na tzv. fyzikálním limitu vozu, proto je toto zavěšení nejčastěji používáno u sportovních či závodních vozů. Naopak proti tomuto typu zavěšení hovoří jeho větší komplikovanost a výrobní náročnost, je to dáno především dvojicí ramen. Je tedy zřejmé, tento typ zavěšení příliš nesplňuje výše uvedené požadavky, spíše naopak se jeví jako přímo nevhodný.

Z právě popsaného lichoběžníkového zavěšení se vyvinula zjednodušená varianta s označení McPherson, kde došlo k integraci horního ramene a prvku odpružení. Toto zavěšení se tedy skládá pouze z jednoho ramene a druhý bod pro zavěšení těhlice je tvořen tlumičem, který na sobě nese integrovanou pružinu, ostatní díly jsou shodné se zavěšením lichoběžníkového typu. Zavěšení McPherson je v současnosti nejpoužívanější a má ho naprostá většina osobních vozů, protože poskytuje dostatečně dobré jízdní vlastnosti při příznivé výrobní ceně. Nevýhodou je pouze skutečnost, že tlumič tohoto typu zavěšení je umístěný přibližně vertikálně vedle kola a vyžaduje tedy vyšší zástavbový prostor. V navrhovaném vozu je však

dostatek prostoru pro pohodlné umístění McPhersonu, takže jako nejvhodnější typ zavěšení byl zvolen právě tento.

4.3.3. Výrobní možnosti nápravy

Realizace přední nápravy je možná v základě dvěma způsoby, buď převzít nápravu z nějakého sériově vyráběného vozu, nebo vyrobit nápravu dle vlastního návrhu. Je zřejmé, že i v případě druhé varianty by bylo nutné řadu dílů zakoupit jako celek, protože kompletní výroba by byla neúměrně náročná a to z hlediska technického, výrobního i legislativního. Z některých dílů, které je prakticky nutné zakoupil, lze jmenovat například hřebenové řízení, tlumiče, brzdy a podobně. Z důvodu výrobní komplikovanosti byla zvolena varianta převzetí kompletní nápravy ze sériově vyráběného vozu. Při výběru nápravy bylo uvažováno několik vozidel, ze kterých by mohla být náprava použita a byly zohledňováno několik níže uvedených faktorů.

Kompaktnost nápravy – jako nejvhodnější se jeví převzetí nápravy jako celku, což znamená, že na nápravovém rámu budou připevněna ramena, řízení a stabilizátor. Takovýto konstrukční celek je z hlediska integrace do vozidla nejjednodušší a zároveň je zajištěna vzájemná poloha výše uvedených dílů připevněných na rámu.

Rozchod kol – z důvodu převzetí celé nápravy jako celku, bude nutné rozchod kol zachovat s původním vozidlem. Pro zachování geometrie rejdování navrhovaného vozu s původním vozidlem je vhodné alespoň přibližné také zachování rozvoru náprav.

Hmotnost vozu – z důvodů pevnostního a tuhostního nedimenzování nápravy, brzd a odpružení kol je žádoucí, aby se hmotnosti původního a navrhovaného vozidla shodovali, případně hmotnost navrhovaného byla nižší.

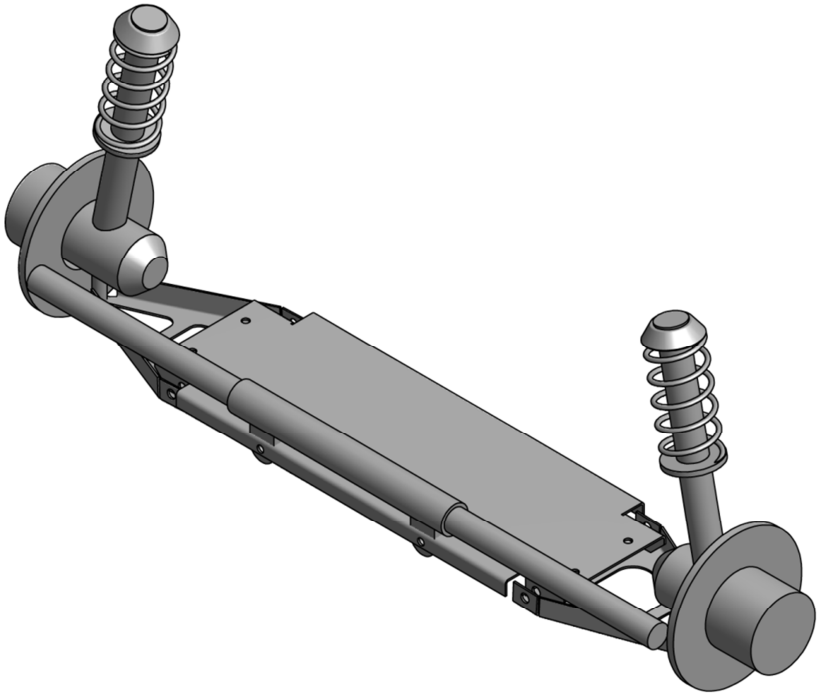
Přítomnost hydraulického posilovače řízení – jelikož je u elektromobilů problematické zajištění tlakové kapaliny, není žádoucí použít hydraulické servořízení, protože bylo nutné čerpadlo poháněť samostatným elektromotorkem. V případě požadavku na servořízení by v tomto případě bylo vhodnější použít systém s elektrickým posilovačem. Ale protože se jedná o velmi lehké vozidlo se zadním náhonem, nebude použití posilovače vůbec nutné.

Brzdy a pohon – zatímco kotoučové brzdy jsou samozřejmostí každé uvažované nápravy, pohon už možný výběr poněkud zužuje. Protože většina uvažovaných vozidel má pohon přední nápravy. Pochopitelně poháněnou nápravu lze použít i jako nepoháněnou, ale je už to určitá komplikace. Nehledě na to, že geometrie poháněné a nepoháněná nápravy se zpravidla určitým způsobem liší.

Rozmístní úchytových bodu – jak už bylo uvedeno výše, je volen kompaktní typ nápravy. Což znamená, že spodní rám nápravy bude k rámu vozu přišroubován pouze čtveřicí šroubů a dále se bude jednat už jen o horní uložení McPhersonů. Pozice těchto celkem šesti úchytových bodů by vyhovovat navrhovanému rámu.

4.3.4. Volba nápravy

Závěrečným výběrem byla zvolena náprava z vozu Smart, které splňuje všechny výše uvedené požadavky a z dostupných náprav se jeví, jako nevhodnější. Jelikož model nápravy byl použit pouze pro zabudování nápravy do podvozku, je model zjednodušený (Obr. 4.13). Důležité rozměry a úchytové body jsou samozřejmě shodné se skutečnou nápravou.



Obr. 4.13 – Přední náprava

Základní prvek této nápravy je nápravovým rám, jehož výhoda je, že nese ramena, řízení i stabilizátor. Rám má obdélníkový půdorys se symetricky rozmístěnými čtyřmi úchytovými body, které leží v jedné rovině. Trojúhelníková ramena z lisovaného plechu jsou na rámu uložena pomocí dvojice silentbloků a na třetím vrcholu jsou osazena kulovým čepem pro těhlici. Těhlice jsou rovněž složené z lisovaných plechů a nesou brzdové třmeny a McPhersony. Na rámu je před osou kol připevněno hřebenové řízení bez posilovače a torzní stabilizátor. McPhersony jsou vybaveny na svém horním koci jednobodovým kuželovým uložením.

4.4. Návrh zadní nápravy

4.4.1. Požadavky na nápravu

Zadní náprava plní obdobnou funkci, jako náprava přední, takže i požadavky jsou podobné. Nejvýznamnějším rozdílem je, že zadní náprava není rejdovací a je poháněná. Právě elektrický pohon klade specifické požadavky na nápravu, protože je potřeba uvažovat přímou integraci pohonu. S ohledem na maximalizace užitného prostoru nad zadní nápravou a v blízkosti kol bude také kladen důraz na co možná nejmenší zástavbové nároky nápravy do vozu.

4.4.2. Možné koncepce nápravy

Při návrhu zadní nápravy je potřeba uvažovat použitý typ pohonu. Jak bude uvedeno v podkapitole (5.4.), pohon je koncipovaný jako individuální pohon pro každé zadní kolo samostatně. Zadní náprava je uvažována ve třech základních variantách. Použitelné varianty jsou tuhá nebo polotuhá náprava a nezávislé zavěšení v různých alternativách.

Tuhá náprava se svou robustností, a zpravidla velkou únosností, pro daný typ automobilu příliš nehodí. Dále zde nastává problém s umístěním pohonu, protože při standardním jednoosém upořádání tuhé nápravy zde pro něj není prostor. Tuhá náprava je v jistých

ohledech nejjednodušší, ale za cenu horších jízdních vlastností vozu. Tato varianta se tedy jeví jako nevhodná.

Použití polotuhé nápravy (naopak od nápravy tuhé) uvažuje určitý pohyb kol proti sobě, čímž by vozidlo mělo dosahovat lepších jízdních vlastností. Tento typ náprav je hojně využívaný u osobních vozidel s předním pohonem, ale jako náprava poháněná je používána jen výjimečně. Nevýhodou je vyšší hmotnost a větší zástavbové nároky nápravy (v porovnání s nezávislým zavěšením), takže tato varianta se také nejeví, jako nejlepší řešení.

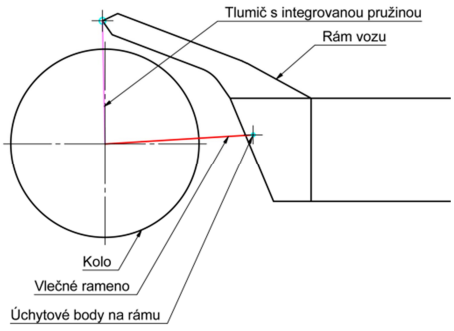
Jako nejvhodnější a vybraná, ze všech uvažovaných variant, se jeví nezávislé zavěšení kol, které je možné použít v různých alternativách. Nejjednodušší možností je použití vlečných (kyvných) ramen. Je možné říci, že tato verze vychází z výše uvedené polotuhé nápravy, přičemž došlu k odstranění příčného mostu a tím byla přerušena vazba mezi koly a došlo k celému odlehčení nápravy. Další možností je víceprvkové zavěšení, které by mělo poskytovat vozidlu nejlepší jízdní vlastnosti, ale za cenu vysoké výrobní složitosti a velké citlivosti na správné nastavení. Právě zmíněná složitost dělá tento typ zavěšení nehodící se pro danou aplikace, takže jako nejvhodnější a použitý typ nápravy bylo tedy zvoleno zavěšení s vlečnými rameny. Tento typ zavěšení je tedy složen ze samotného vlečného (kyvného) ramene, pružící a tlumící jednotky, které ae bývají často integrovány do jednoho celku.

4.4.3. Výroba nápravy

Z hlediska výrobních možností zde platí prakticky stejné poznatky, jako při výrobě rámu, jak je uvedeno v jednom z předchozích oddílů (4.2.2). Lze tedy konstatovat rovněž stejný závěr, že náprava bude vyráběna jako svařenec, a to z vypálených a naohýbaných plechů.

4.4.4. Návrh odpružení

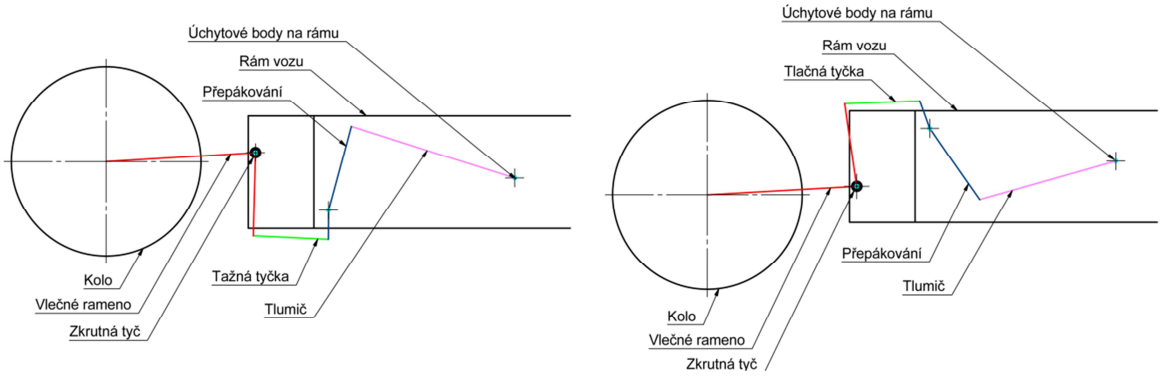
Po zvolení vlečných ramen je potřeba ještě vyřešit a navrhnout odpružení kol. Jedna z možných variant je znázorněna na obrázku (Obr. 4.14). Toto řešení je zřejmě nejjednodušší, protože zde jsou tlumiče umístěné přibližně vertikálně v ose kol, přímo mezi koly a pružiny jsou umístěné na tlumičích. Ale nevýhodná je pozice tlumiče z hlediska prostorové náročnosti, jednak je významně omezená příčná průchodnost mezi zadními koly a také pomocné rámy pro držení tlumičů zvyšují prostor potřebný pro podběhy kol. S ohledem na požadovanou maximální univerzálnost podvozku toto řešení tedy není příliš vhodné, protože zvýšené nároky na prostor můžou klást jisté komplikace při návrhu nástavby vozu.



Obr. 4.14 – Vertikální pozice tlumiče

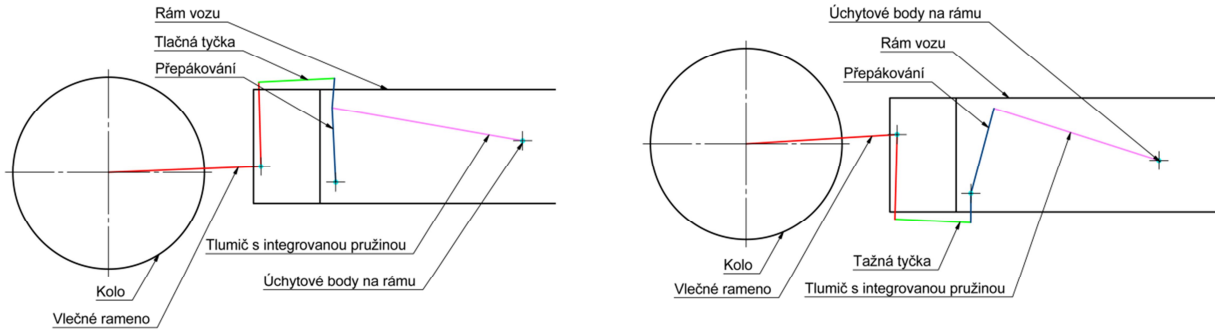
Je tedy prioritou navrhnout takový systém odpružení, při kterém tlumiče nebudou vyžadovat takto výrazné prostorové požadavky. Jedna s variant je uvedena na schématu (Obr. 4.15), kde tlumiče zaujímají pozici uvnitř hlavního rámu, kde je pro ně prostoru dostatek. V tomto případě v návrhu nejsou použity vinuté pružiny na tlumičích, ale pružení je realizováno pomocí zkrutných tyčí. Tato skutečnost umožňuje použít tlačného (levý obrázek) i tažného (pravý obrázek) typu tlumiče, přičemž ve výsledných vlastnostech odpružení nebude zásadní

rozdíl. Přenos sil od tlumičů je realizován pomocí přepákování. Vlečná ramena by v tomto případě byla pevně připevněna na zkrutných tyčích, které by byly na svých vnějších koncích uloženy v torzně volných pouzdrech. Pružící efekt by byl zabezpečený činnou délkou tyčí, která by byla uvnitř vozu mezi koly. Přínosné jsou zde především malé zástavbové nároky a skutečnost, že pomocí pákového mechanismu se přenáší síly pouze od tlumičů, takže i v případě poruchy v této části odpružení by bylo vozidlo schopné jízdy. Nevýhodami může být naopak dražší výroba zkrutných tyčí nebo rizika spojená s jejich případným poškozením. Protože v případě prasknutí torzní tyče může dojít k oddělení kola od vozu, což představuje významné riziko.



Obr. 4.15 – Odpružení zkrutnou tyčí

Další uvažovaná varianta je uvedena na schématu (Obr. 4.16), která vychází z právě popsaného, předchozího řešení. Zde je absence zkrutných tyčí a pružení se odehrává pomocí koaxiálně umístěných pružin na tlumičích, čímž je dáno, že tlumiče musí být použity už jen v tlačném uspořádání. Nicméně je možné použití horního (levý obrázek) i dolního (pravý obrázek) přepákování. Volba mezi těmito dvěma možnostmi závisí na preferenci umístění mechanismu, protože jinak by zde neměl být zásadní rozdíl. V horním uspořádání je tyčka sice namáhaná na vzpěr, ale vzhledem k její krátké délce to není podstatný problém. Pokud je mechanismus umístěný vespod, jistým způsobem se zmenšuje průchodnost vozidla terénem, v opačném případě zase nastává komplikace při osazení podvozku nástavbou. Výhodou od předchozí varianty je, že ramena jsou uložena pouze v bezporuchový silentblokách a v případě poruchy na odpružení nedojde ke ztrátě kola, ale pouze k dosednutí kola na dorazy. Nevýhodou je zase skutečnost, že přes mechanismus přepákování jsou přenášeny veškeré síly od pružení, takže jsou poněkud větší, než síly od samotných tlumičů.

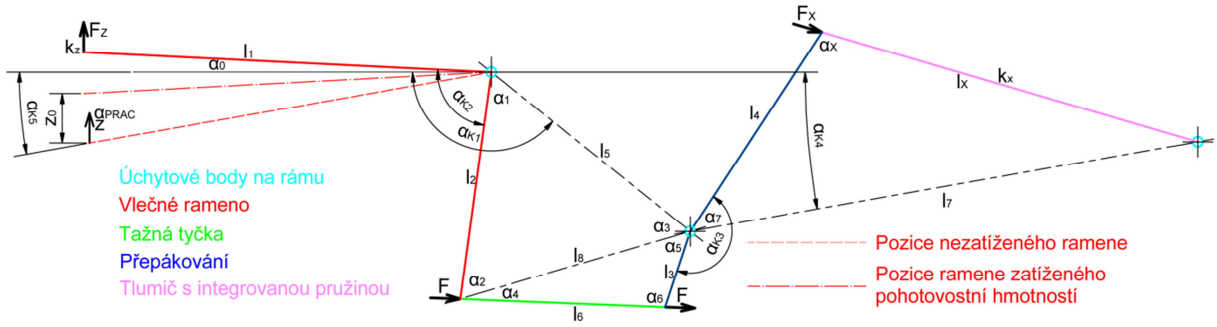


Obr. 4.16 – Odpružení vinutou pružinou

Po pečlivém zvážení všech tří uvedených variant byla zvolena ta, které je uvedena na třetím místě. Obě alternativy tohoto řešení (horní a dolní přepákování) se jeví jako vyhovující, ale prioritně byla zvolena ta na pravém obrázku (Obr. 4.16). Důvodem je, že bude zachována celistvost horní roviny rámu, což zjednoduší následnou montáž nástavby.

4.4.5. Výpočet tuhosti pružin

Tuhost pružin lze stanovit z požadavku na zdvih kola příslušejícího k určitému kolovému zatížení. Celé schéma mechanismu odpružení včetně vyznačení důležitých parametrů je uvedeno na následujícím obrázku (Obr. 4.17).



Obr. 4.17 – Výpočtové schéma tuhosti pružin

Na schématu jsou znázorněny tři polohy ramene. První z nich je nakreslena přerušovanou čarou a znázorňuje nezatížené kolo s vyvěšeným ramenem. Druhá pozice vyznačena čerchovanou čárou ukazuje polohu ramene při zatížení pohotovostní hmotností, tedy prázdný vůz včetně akumulátorů. Třetí pozice zobrazuje rameno v obecné poloze při zatížení větším, než pouze prázdným vozem. V těchto třech pozicích by bylo možné samozřejmě zakreslit celý mechanismus přepákování, ale pro grafickou přehlednost je zbytek mechanismu zakreslen pouze v obecné poloze.

Celý výpočet vychází z předpokladu, že rozměrové parametry a konstrukční úhly jsou dány konstrukčním a zástavbovým omezením. Hmotnost a její rozložení je voleno na základě oddílu (4.1.3.) a tabulky (Tab. 4.2). Mezi dva volené parametry patří pouze úhel ramene měřený od vodorovné roviny při vyvěšené poloze (α_{K5}) a zdvih kola při zatížení pohotovostní hmotnostní (z_0) a jediná primárně hledaná hodnota je tuhost pružiny (k_x), z hlediska dimenzování mají ještě význam síly působící na tyčku přepákování a na tlumič (F / F_x). Ostatní parametry jsou pouze pro potřeby výpočtu a jejich hodnoty nejsou primárně důležité. Pro maximální univerzálnost podvozku a pro jeho uživatelsky předvídatelné chování bude návrh uvažovat lineární závislost zdvihu kola (z) na zatížení kola (Fz).

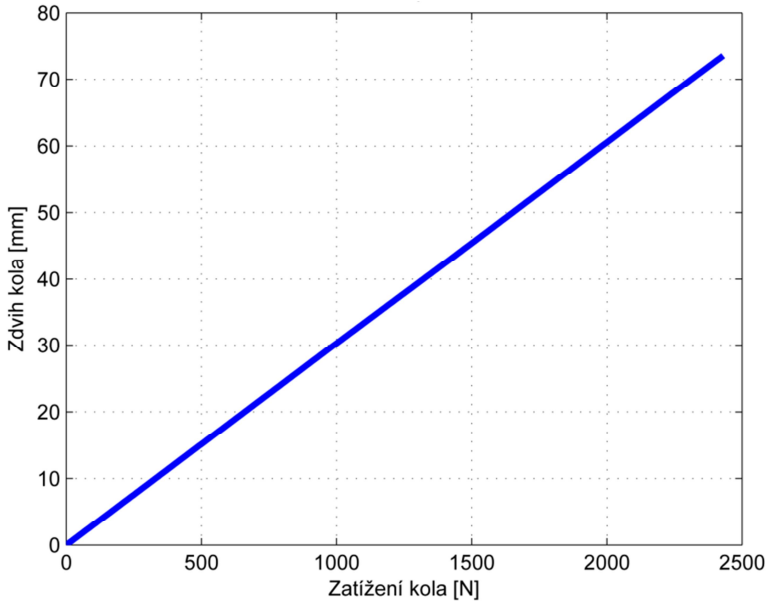
Začátek výpočtu vychází z požadavku na zdvih kola (z_0) při zatížení hmotou (m_V^Z), dle tabulky (Tab. 4.2). Přepočtením této hmoty na tíhovou sílu působící na jedno zadní kolo a požadovaného zdvihu lze vyjádřit tuhost zdvihu kola (k_Z), uvedeno v následujícím vztahu (4.63). Hodnota (z_0) byla stanovena na 40 mm.

$$k_z = \frac{m_V^Z \cdot g}{2 \cdot z_0} \tag{4.63}$$

Na základě takto získané tuhosti lze vztahem (4.64) stanovit celkový rozsah zdvihu kola (z). Maximální hmotnostní zatížení (m_{VI}^Z) je voleno opět s ohledem na tabulku (Tab. 4.2).

$$z = \frac{m_{VI}^Z \cdot g}{2 \cdot k_Z} \tag{4.64}$$

Závislost zdvihu kola na jeho zatížení lze podle (4.64) graficky vykreslit (Obr. 4.18), kde přímka vlastně charakterizuje lineární tuhost zdvihu kola. Nyní je potřeba tuto požadovanou tuhost při zdvihu kola přepočítat přes pákový mechanismu odpružení na potřebnou tuhost pružiny.



Obr. 4.18 – Tuhostní charakteristika mechanismu odpružení

Nejprve je potřeba se na celý mechanismus podívat z geometrického hlediska a určit jednotlivé úhly a neznámé délky v mechanismu přepákování. Pracovní úhel zdvihu kola (α_{PRAC}) je možné podle (4.65) snadno spočítat z trojúhelníka tvořeného ramenem (l_1) a celkovým zdvihem kola, dle schématu (Obr. 4.17).

$$\sin\alpha_{PRAC} = \frac{z}{l_1} \Rightarrow \alpha_{PRAC} = \arcsin\frac{z}{l_1} \tag{4.65}$$

Na základě zvoleného úhlu vyvěšeného nezatíženého ramene (α_{K5}) lze podle vztahu (4.66) vyjádřit úhel ramene (α_0) od vodorovné roviny. Přepočítáním podle (4.67) lze získat první úhel trojúhelníka ohraničeného stranami (l_2 / l_5 / l_8).

$$\alpha_0 = \alpha_{PRAC} + \alpha_{K5} \tag{4.66}$$

$$\alpha_1 = \alpha_0 + \alpha_{K1} - \alpha_{K2} \tag{4.77}$$

Aplikací kosinové věty (4.78), na posledně uvedený trojúhelník, lze vyjádřit jediná neznámá strana (l_8). Použitím sinusové věty (4.79) na tentýž trojúhelník jde získat hodnota dalšího úhlu (α_2) a pouhým dopočítání do 180° se podle (4.80) vyjádří poslední zbývající úhel tohoto trojúhelníku (α_3).

$$l_8^2 = l_2^2 + l_5^2 - 2\cdot l_2\cdot l_5\cdot\sin\alpha_1 \Rightarrow l_8 = \sqrt{l_2^2 + l_5^2 - 2\cdot l_2\cdot l_5\cdot\sin\alpha_1} \tag{4.78}$$

$$\frac{l_5}{\sin\alpha_2} = \frac{l_7}{\sin\alpha_1} \Rightarrow \alpha_2 = \arcsin\left(\frac{l_5}{l_7}\cdot\sin\alpha_1\right) \tag{4.79}$$

$$\alpha_3 = 180 - \alpha_1 - \alpha_2 \tag{4.80}$$

S využitím kosinové věty na trojúhelník se stranami (l_3 / l_6 / l_8) lze vztahem (4.81) získat hodnotu úhlu mezi tyčkou a pákou mechanismu (α_6). Aplikací sinusové věty (4.82) se vyjádří druhý neznámí úhel (α_4) a dopočítáním do 180° vyjde hodnota třetího úhlu (α_5), dle (4.83).

$$l_8^2 = l_3^2 + l_6^2 - 2\cdot l_3\cdot l_6\cdot\sin\alpha_6 \Rightarrow \alpha_6 = \arccos\left(\frac{l_3^2 + l_6^2 - l_8^2}{2\cdot l_3\cdot l_6}\right) \tag{4.81}$$

$$\frac{l_3}{\sin\alpha_4} = \frac{l_8}{\sin\alpha_6} \Rightarrow \alpha_4 = \arcsin\left(\frac{l_3}{l_8}\cdot\sin\alpha_6\right) \tag{4.82}$$

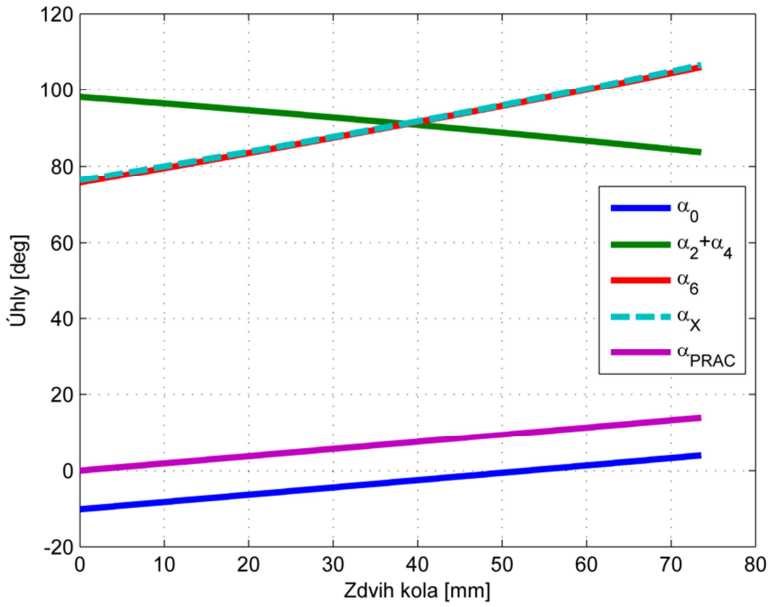
$$\alpha_5 = 180 - \alpha_4 - \alpha_6 \tag{4.83}$$

Nyní je už možné vztahem (4.84) pomocí kosinové věty vyjádřit délku vytažení tlumiče (l_x) a pomocí sinové věty a vztahu (4.85) je možné určit poslední potřebný úhel (α_X) v mechanismu. Pro tyto výpočty poslouží trojúhelník charakterizovaný stranami (l_4 / l_7 / l_X).

$$l_X^2 = l_7^2 + l_4^2 - 2\cdot l_7\cdot l_4\cdot\sin\alpha_7 \Rightarrow l_X = \sqrt{l_7^2 + l_4^2 - 2\cdot l_7\cdot l_4\cdot\sin\alpha_7} \tag{4.84}$$

$$\frac{l_X}{\sin\alpha_7} = \frac{l_7}{\sin\alpha_X} \Rightarrow \alpha_X = \arcsin\left(\frac{l_7}{l_X}\cdot\sin\alpha_7\right) \tag{4.85}$$

Hodnoty některých výše uvedených úhlů jsou v závislosti na zdvihu kola vykresleny v následujícím grafu (Obr. 4.19).



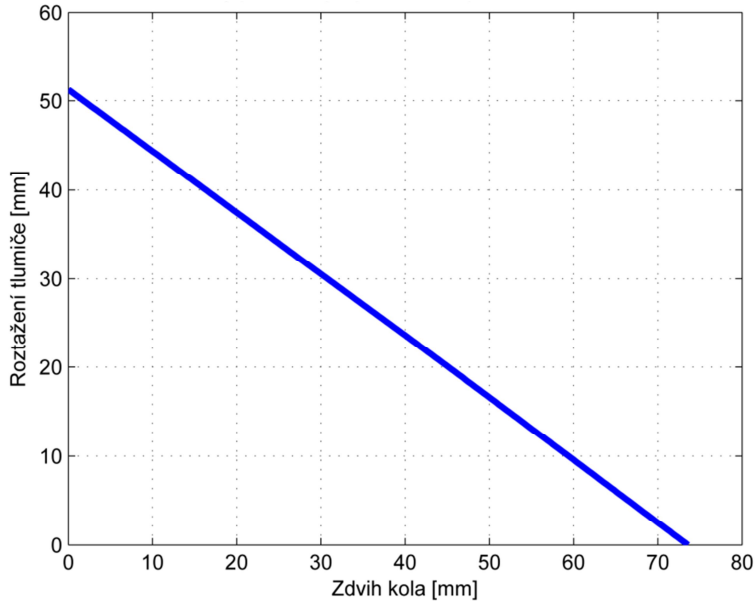
Obr. 4.19 – Úhly v přepákování mechanismu odpružení

S ohledem na provozní zatížení a tuhostní charakteristiku dle předchozího grafu na obrázku (Obr. 4.18) je stanovaný provozní zdvih kola v mezích od 40 mm až do 75 mm. Z tohoto druhého grafu (Obr. 4.19) lze tedy vyčíst, že v provozním rozsahu zdvihu kola se bude hodnota úhlu sklonu ramene (α_0) pohybovat kolem horizontální polohy v rozmezí asi 3° na každou stranu.

Na základě vztahu (4.84), který udává celkovou délku vytažení tlumiče, je možné pomocí (4.86) vyjádřit aktuální zdvih tlumiče (x), protože hodnotou (x_0) se rozumí délka maximálně stlačeného tlumiče.

$$x = x_0 - l_X \tag{4.86}$$

Poměr mezi zdvihem kola a stlačením tlumiče vykresluje graf na obrázku (Obr. 4.20).



Obr. 4.20 – Geometrický převod v mechanismu odpružení

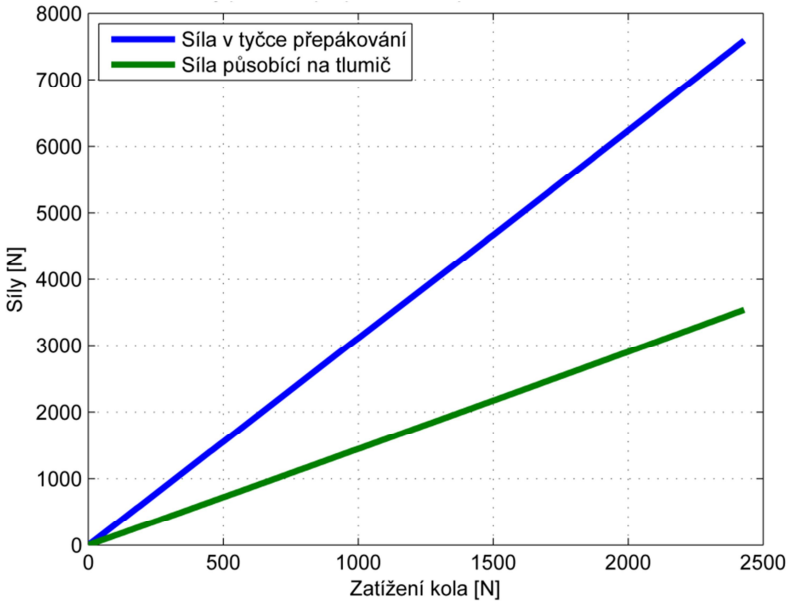
Z grafu je zřetelné, že geometrický převod v mechanismu způsobuje kratší zdvihy tlumiče oproti kolu.

Po vyřešení geometrie je možné přistoupit k řešení sil a momentů působících v mechanismu. Momentovou rovnováhou k bodu otáčení ramene a následnou úpravou dle (4.87) je možné určit sílu (F), která je přenášena tažnou tyčkou, hodnota této síly má význam především pro dimenzování mechanismu. Druhou momentovou podmínku podle (4.88) je možno formulovat sílu působící na tlumič (F_X).

$$F_Z \cdot l_1 \cdot \cos\alpha_0 = F \cdot l_2 \cdot \sin\left(\alpha_2 + \alpha_4\right) \Rightarrow F = F_Z \cdot \frac{l_1 \cdot \cos\alpha_0}{l_2 \cdot \sin\left(\alpha_2 + \alpha_4\right)} \tag{4.87}$$

$$F_X \cdot l_4 \cdot \sin\alpha_X = F \cdot l_3 \cdot \sin\alpha_6 \Rightarrow F_X = F \cdot \frac{l_3 \cdot \sin\alpha_6}{l_4 \cdot \sin\alpha_X} \tag{4.88}$$

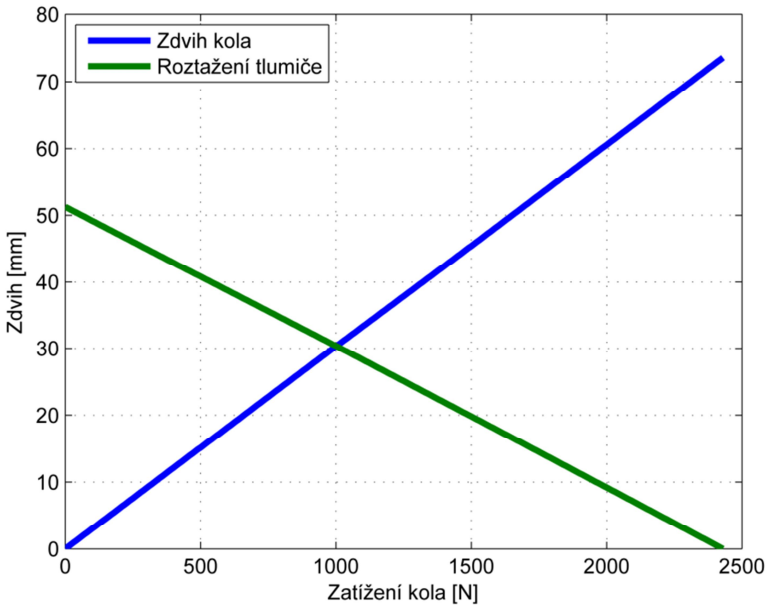
Grafický je průběh těchto dvou sil zachycen na následujícím grafu (Obr. 4.21).



Obr. 4.21 – Silový převod v mechanismu odpružení

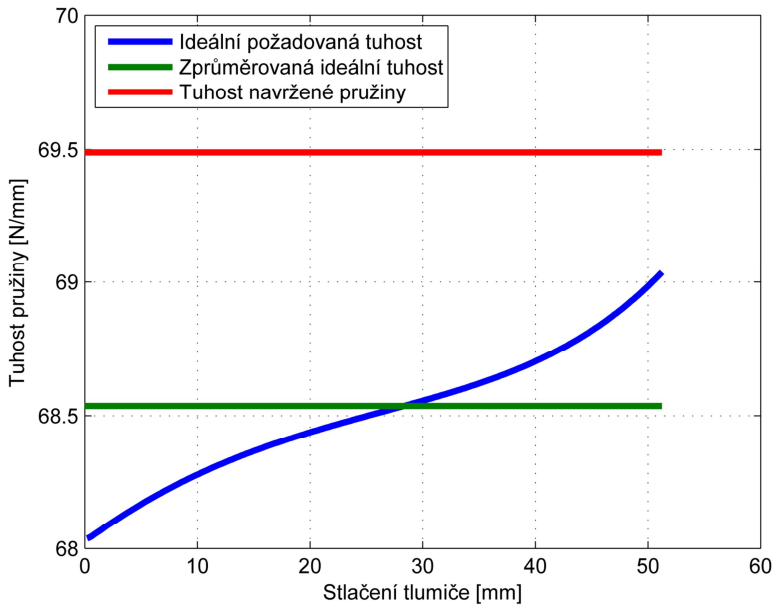
Tento graf představuje silový převod v mechanismu a lze z něho vyčíst maximální sílu působící na tlumič v přibližně hodnotě 2800 N a maximální sílu v tyčce přepákování na hodnotě 7700 N.

Nyní, když jsou známé všechny geometrické i silové poměry, lze vyjádřit vztah mezi nimi. Další zajímavá charakteristika mechanismu je zachycena na grafu (Obr. 4.22) a udává zdvih kola a roztažení tlumiče v závislosti na zatížení kola, dle vztahů (4.64) a (4.86).



Obr. 4.22 – Silovégeometrický převod v mechanismu odpružení

A konečně nyní je už možné vyjádřit požadovanou tuhost pružiny na tlumiči, což je také od začátku hledaná hodnota. Její určení vychází z poměru síly působící na tlumič dle (4.88) a stlačení tlumiče, které charakterizuje (4.86). Nejen tento ideální poměr je vykreslený na obrázku (4.23).



Obr. 4.23 – Tuhost pružin

Z průběhu ideální tuhosti vykreslené modrou barvou je zřejmé, že rozpětí požadované tuhosti není příliš velké. Tímto je dáno, že bude možné tlumič osadit pružinou s konstantní tuhostí, aniž by došlu k nějakému velkému odchýlení od požadovaných vlastností. Z konstrukčního

hlediska je to dáno zvoleným poměrem délek a výchozích úhlů v mechanismu. Ideální požadovanou tuhost je možné zprůměrňovat (zelená přímka na grafu) a na jejím základě navrhnout požadovanou pružinu.

Ideální průměr drátu pružiny (d_{ID}) je možné stanovit na základě vztahu (4.89), kde (n) je počet činných závitů a ten byl zvolen 5,5. Požadovaná tuhost (k_x^{PRUM}) vychází z grafu (Obr. 4.23) na hodnotu 68,5 N/mm. Symbol (D) charakterizuje průměr pružiny a je volen 47,5 mm a byl zvolen na základě vybraného tlumiče, oddíl (4.4.6). Jako materiál pružiny byla zvolena standardní pružinová ocel s modulem pružnosti ve smyku (G).

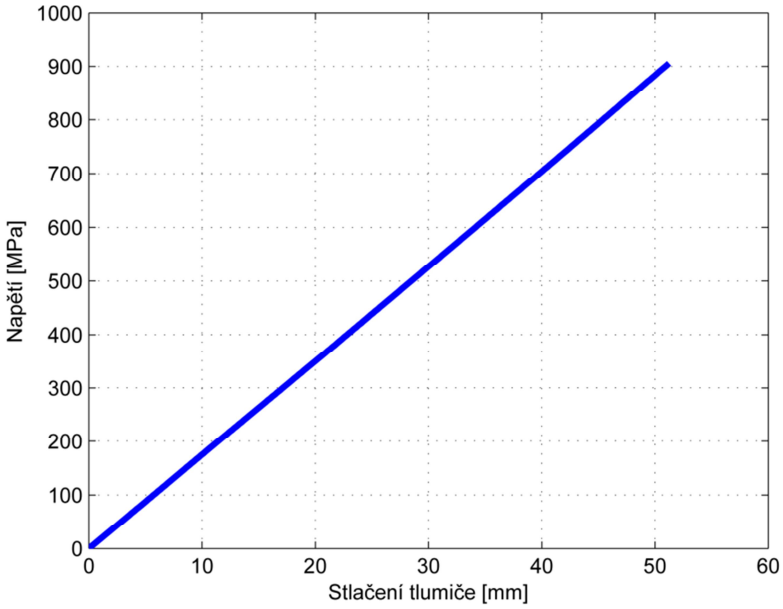
$$d_{ID} = \sqrt[4]{\frac{8 \cdot n \cdot k_x^{PRUM} \cdot D^3}{G}} \qquad (4.89)$$

Takto vypočítaný požadovaný průměr drátu je 7,97 mm, zvolený průměr drátu je tedy 8 mm. Průměr drátu se tedy nepatrně liší a dle vztahu (4.90) je možné vyjádřit, jak tato změna ovlivní výchozí tuhost pružiny (k). Výpočtově výsledná tuhost vychází 69,5 N/mm a graficky je vykreslena v grafu (4.23) červenou barvou.

$$k_x = \frac{d^4 \cdot G}{8 \cdot n \cdot D^3} \qquad (4.89)$$

Na základě navržené pružiny a jejího zatěžování je možné vypočítat dle vztahu (4.90) namáhání pružiny. Průběh napětí (τ_K) v pružiny na základě jejího stlačení ukazuje následující graf (Obr. 4.24).

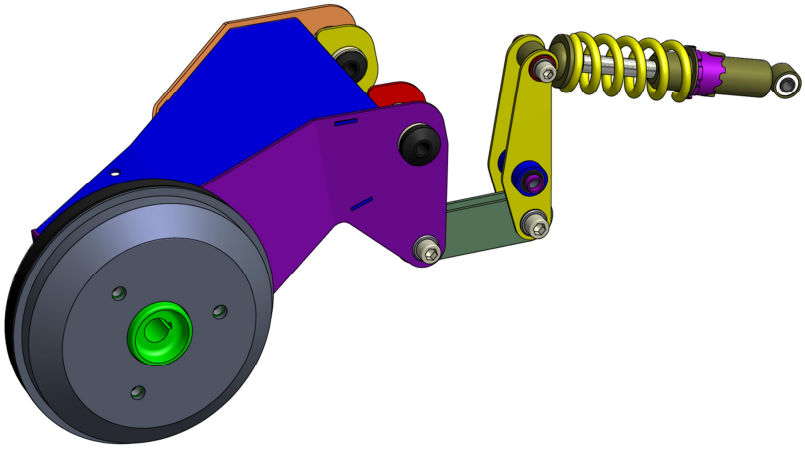
$$\tau_K = 1 + \frac{d}{2 \cdot D} \cdot 8 \cdot F_X \cdot \frac{D}{\pi \cdot d^3} \qquad (4.90)$$



Obr. 4.24 – Napětí v pružině

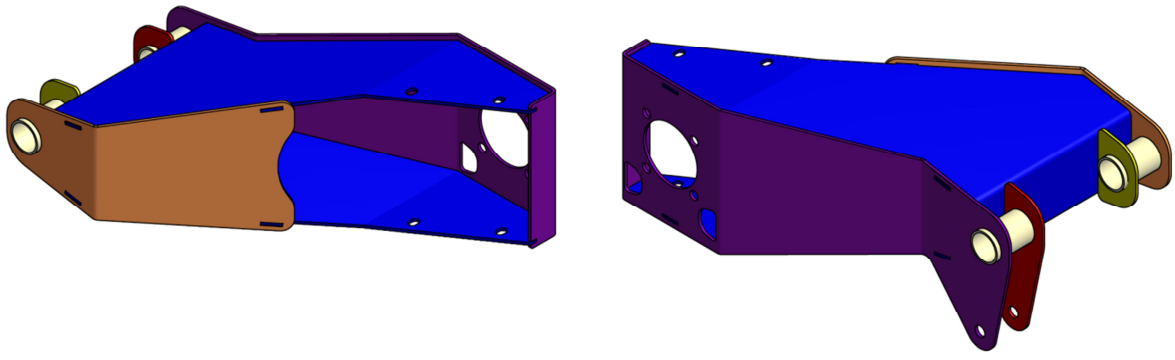
4.4.6. Konstrukční návrh zadní nápravy

Zadní náprava je složena ze čtyř základních konstrukčních celků na každé straně. Je to svařenec ramene, pružící a tlumící jednotka, brzda s ložiskovým domkem a pohon. Poslední jmenovaný celkem bude řešen až v následující kapitole (5). Vyjma zmíněného pohonu je pravá zadní náprava zobrazena na následujícím obrázku (Obr. 4.25). Výrobní dokumentace zadní nápravy je v příloze (Příloha 2).



Obr. 4.25 – Zadní náprava

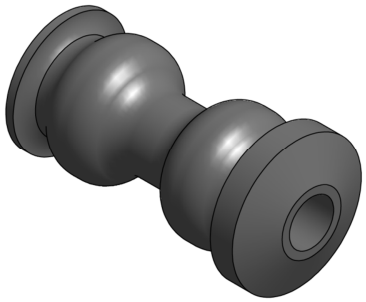
Svařenec zadního ramene je složen celkem ze sedmi dílů, jak je možné vidět na obrázku (Obr. 4.26). Jedná se o polouzavřený celek, který je tvořen čtyřikrát lomeným základním plechem (modrá barva) ve tvaru U. Tento profil se směrem k ose kola rozevírá, čímž zde vzniká dostatek prostoru pro instalaci pohonu. Vnější bočnice (na obrázku bordó) je třikrát lomena a slouží k nesení ložiskového domku a tím celého kola a částečně pohony, dále napomáhá k nesení trubkového pouzdra pro uložení celého ramene a rovněž k připojení tlumící jednotky. Vnitřní oranžová bočnice částečně uzavírá profil ramene, ale její délka je omezena integrací pohonu. Dále je svařenec tvořen dvojicí tukových pouzder, ve kterých budou uloženy silentbloky. Poslední dvě součásti svařence jsou tvořeny rovnými deskami, žlutá slouží pouze k nesení silentbloku a červená ještě navíc připevnění tlumící jednotky.



Obr. 4.26 – Svařenec zadního ramene

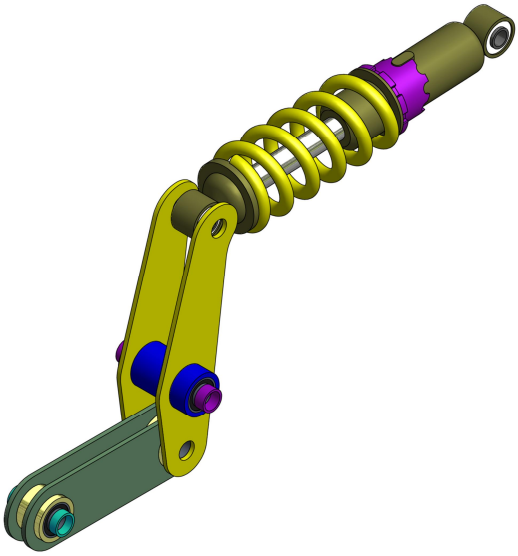
Celé rameno bude uloženo na dvojici pryžových silentbloků, které budou na velkém průměru nasunuty do trubkových pouzder na ramenu a vnitřním průměr budou přišroubovány k rámu vozu. Zvolené silentbloky (Obr. 4.27) jsou jednopouzdrová, kde trubkové pouzdro je na vnitřním průměru. Velký (vnější) průměr se nasouvá přímo do svařence ramena. Jedná o silentbloky používající automobilka BMW u svých vozidel, která jsou vybavena právě vlečnými rameny. Speciálně tvarovaný silentblok, v kontextu s používaným materiálem, by

měl zajišťovat optimální tuhost uložení nápravy pro stabilní vedení kola a zároveň s dostatečně účinností pohlcovat rázy vznikající při jízdě vozidla. Katalogový list tohoto silentbloku je v příloze (Příloha 1).



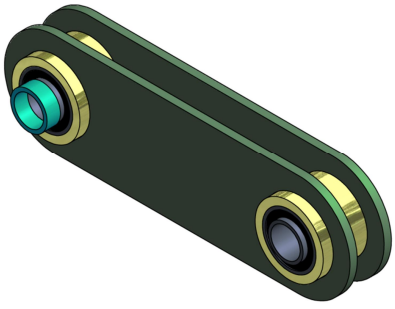
Obr. 4.27 – Hlavní silentblok zadního ramene

Pružící a tlumící jednotka (Obr. 4.28) se skládá ze tří dílčích celků. Je to tažná tyč pro přenos síly z ramene na přepákování. Pomocí otočně uloženého přepákování je síla přenášena na tlumič s pružinou.



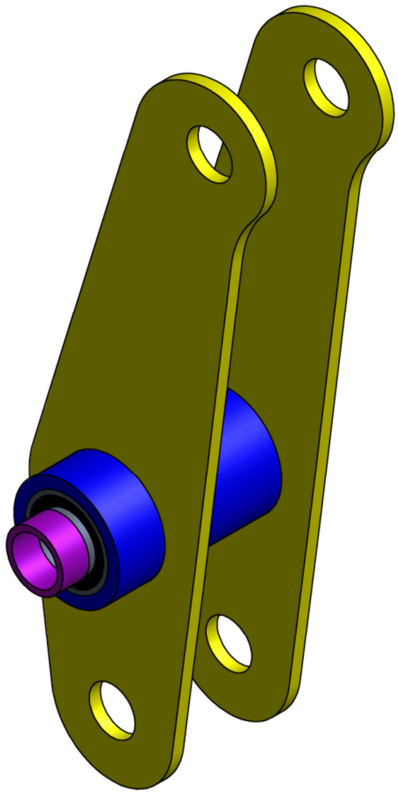
Obr. 4.28 – Tlumící a pružící jednotka

Základem tažné tyče (Obr. 4.29) je svařenec složený ze dvou totožných bočnic a dvou shodných trubkových pouzder pro uložení silentbloků. Použité silentbloky jsou standardní válcové dvoupozdrové silentbloky výrobce Rubena, které budou nalisovány ve svařenci. Zvolené silentbloky by měly umožňovat dostatečné torzní natáčení, kterému bude mechanismus vystaven při pružení kola. Katalogové listy silentbloků jsou v příloze této práce (Příloha 1). Jelikož pružící jednota a úchytové body v ramenu nejsou totožné šířky, jsou pro připevnění k ramenu použity vymezovací kroužky.



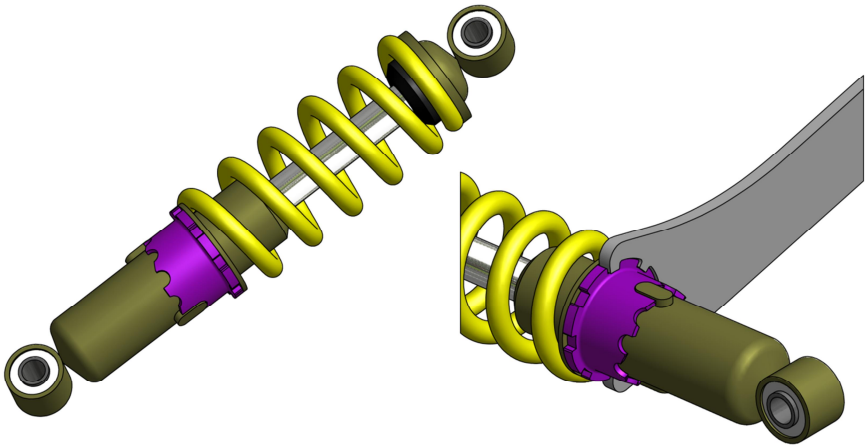
Obr. 4.29 – Tažná tyč

Další částí pružicího mechanismu je přepákování, které je vidět na následujícím obrázku (Obr. 4.30). Jeho konstrukce je podobná s předchozí tažnou tyčkou. Pouze použitý silentblok je zde delší a opět jsou zde použity vymezovací kroužky pro uložení v otočném bodě. V horní části musí být žluté bočnice přesazeny, aby nedocházelo při propršení kola ke kontaktu přepákování v tlumičem.



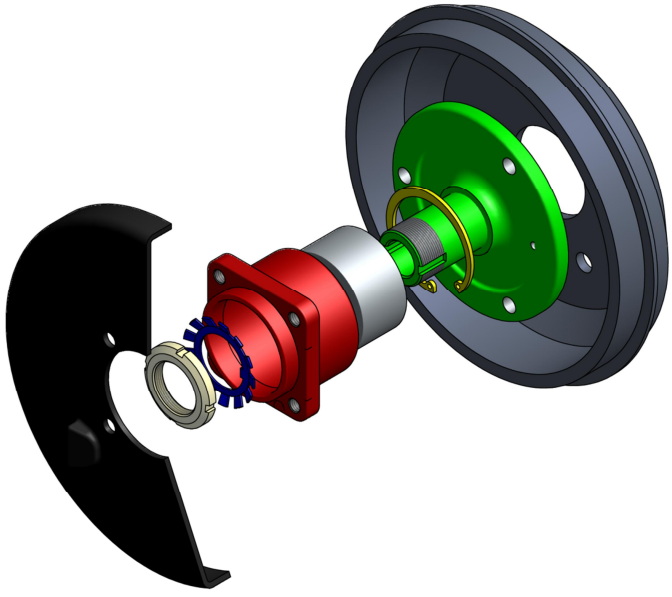
Obr. 4.30 – Přepákování

Při volbě tlumiče bylo uvažováno několik požadavků, které musí tlumič splňovat. Je možné jmenovat například možnost pracování i v horizontální poloze, přímá integrace pružiny, malé zástavbové rozměry, čepové uložení na obou koncích, vhodný zdvih, možnost nastavení světlé výšky vozu a samozřejmě přijatelná cena. Následně byl tady vybrán a použit tlumič od výrobce ATV s označením 50 – 110 (Obr. 4.31). Jedná se o tlumič, který splňuje všechny uvedené požadavky a je určený právě pro takováto lehká vozidla. Tlumič bude osazen vinutou šroubovou pružinou, která byla navržena v předchozím oddíle (4.4.5). Na pravá části obrázku je znázorněno nastavování světlosti vozu, které se prování otáčením schodišťově odstupňované objímky pomocí speciálního klíče. Nastavování na tlumiči je možné celkem v pěti pozicích a celkovém rozsahu 25 mm, přičemž tento rozsah přenastavení na tlumiče se, dle grafu pro geometrický převod mechanismu odpružení (Obr. 4.20), promítne změnou světlo vozu na zadní nápravě o hodnotu 35 mm. Změna světlé výšky vozu bude nabývat na významu především, pokud bude vozidlo dlouhodobě provozováno v jiném zatěžovacím spektru nebo bude provozována v rozdílných terénních podmínkách, než jsou běžně uvažované standardy.



Obr. 4.31 - Tlumič

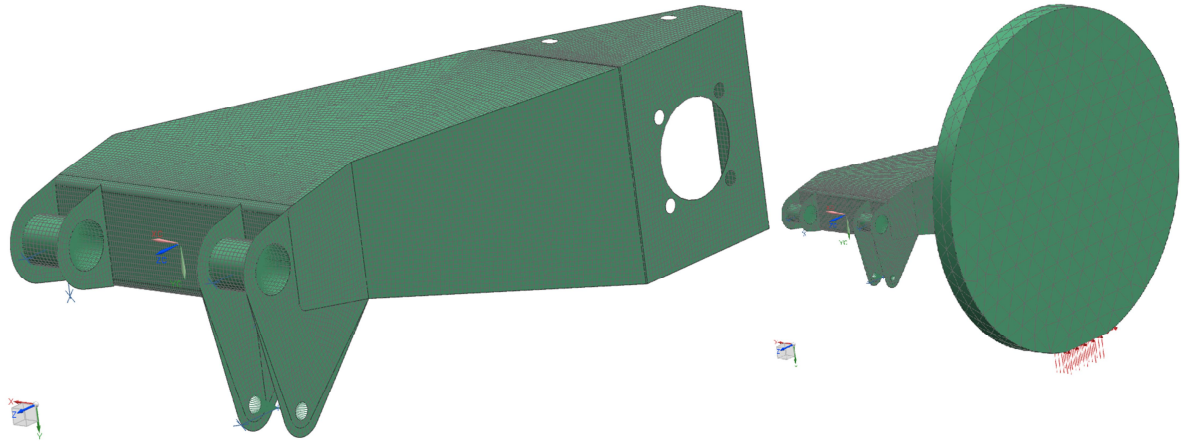
Celek brzdy a ložiskového domku je uveden na obrázku (Obr. 4.32). Kompletní bubnová brzda je převzata se sériově vyráběného vozidla, přičemž k tomuto řešení vedou dva faktory. Jednak je to samozřejmě výrobní složitost, ale také legislativní požadavky. Protože platné zákony a vyhlášky předepisují povinnost použití brzdového systému, který má platné typové schválení. Tímto je v podstatě dáno, že použití vlastních brzd je legislativně velmi komplikované, až spíše v dané situaci nerealizovatelné. Při výběru vhodného vozidla, pro převzetí brzdy, bylo opět pochopitelně vybráno vozidlo Smart, shodně jako v případě přední nápravy. Jedná se o standardní bubnovou brzdu, které je složena z brzdového bubnu (na obrázku šedá barva), brzdového štítu (černá barva) a dvojice brzdových čelistí, hydraulického válečku pro provozní brzdu a lanového ovládání parkovací brzdy (tyto komponenty nejsou na obrázku zachyceny). Zvolené kolové ložisko je dvouřadé kuličkové s kosoúhlým stykem a děleným vnitřním kroužkem, jedná o ložisko určené právě pro tuto aplikaci. V ložisku je uložen náboj kola, který je na své čelní ploše osazen přírubou pro kola z vozidla Smart, to znamená rozteč děr 3 x 112 mm a průměr středové díry 76 mm. Na vnitřní straně za ložiskem je náboj opatřen závitem a drážkou pro vedení podložky pod KM matici. Touto maticí bude stažené a předepjaté ložisko. Náboj kola je opatřen otvorem s drážkou pro těsné pero, kam bude nasunuta hřídel převodovky, podrobněji uvedeno v oddíle (5.4.2). Ložisko bude nalisováno v ložiskovém domku a axiálně zajištěno pojistným kroužkem.



Obr. 4.32 – Brzdový mechanismus a ložiskový domek

4.4.7. Dimenzování zadní nápravy

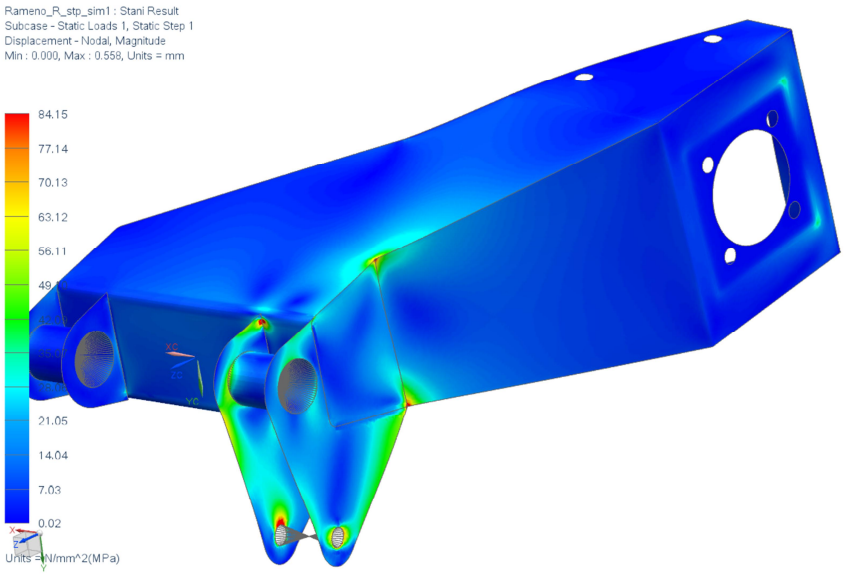
Pro pevnostní a tuhostní kontrolu navrženého ramene byla opět zvolena metoda MKP. Plošný model s vytvořenou shell sítí je na obrázku (Obr. 4.33). V místech uložení ramene bylo pomocí RBE3 růžic vytvořen základ pro zafixování ramene. Ve dvou horních trubkových pouzdrech byly zafixovány oba radiální posuvy a ve třetím úchytovém bodě došlo k fixaci posuvu v horizontálním směru.



Obr. 4.33 – Výpočtový model ramena

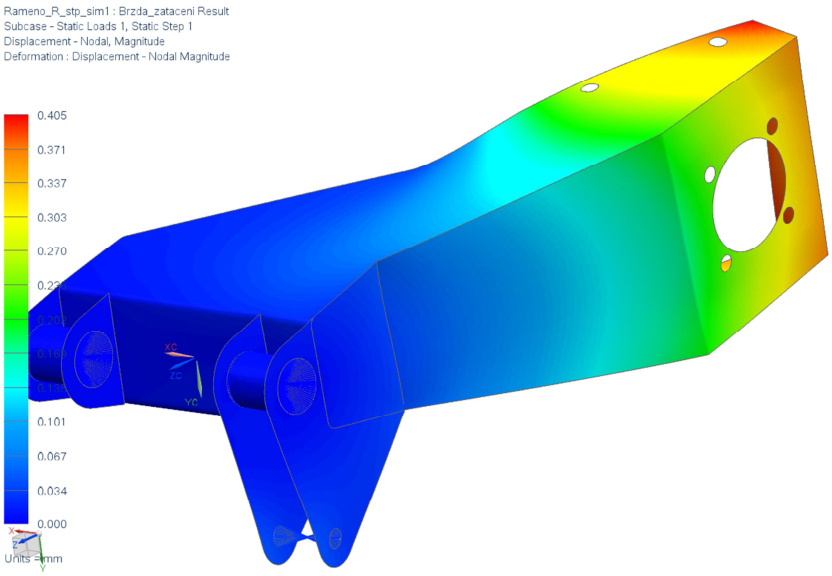
Z důvodu aplikace silového zatížení byl model nadále vybaven zjednodušeným modelem ložiskového domku a kola (Obr. vpravo). Na spodní straně kola byla vytvořena ploška, které napodobuje stykovou plošku kola s jízdní podložkou. Na tuto podložku byly aplikovány síly spočítané v kapitole (4.1.4). Rameno bylo počítáno ve čtyřech režimech jízdy, přičemž níže uvedené výsledky přísluší tomu nevětšímu namáhání.

Průběh redukovaného napětí Von – Mises je na obrázku (Obr. 4.34). Jak je vidět z legendy, maximální vypočítané napětí je 84 MPa. Rameno je navrženo ze stejného materiálu, jako hlavní rám, tedy materiál s označením S235JR a mezí kluzu 235 MPa. Bezpečnost proti mezi kluzu je 2,8, což je vyhovující hodnota.



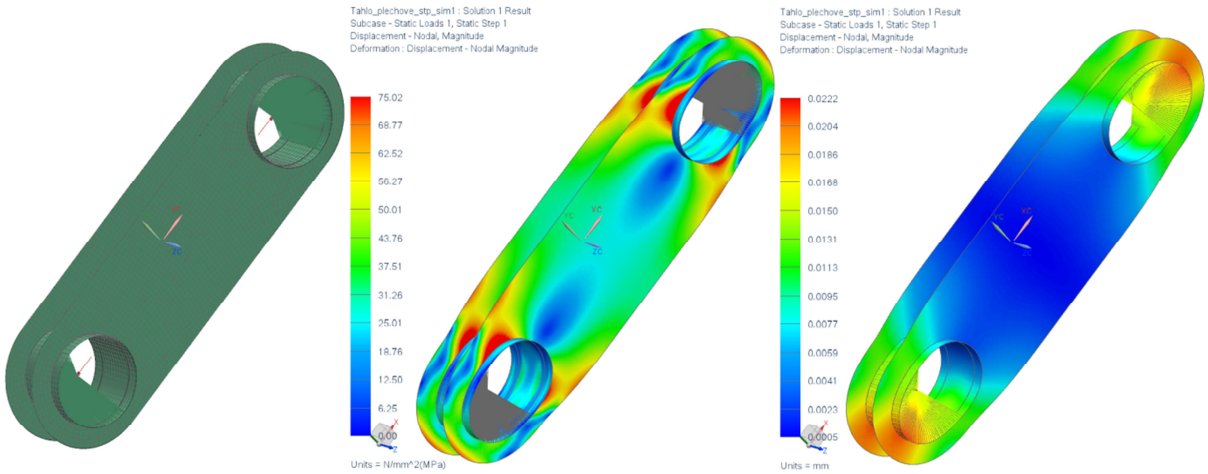
Obr. 4.34 – Průběh napětí v ramenu

Průběh posunutí je uveden na následujícím obrázku (Obr. 4.35). Hodnota maximálního posunutí je 0,4 mm a to ještě jen v zadní části ramena, která není významně důležitá, takže tato hodnota je vyhovující.



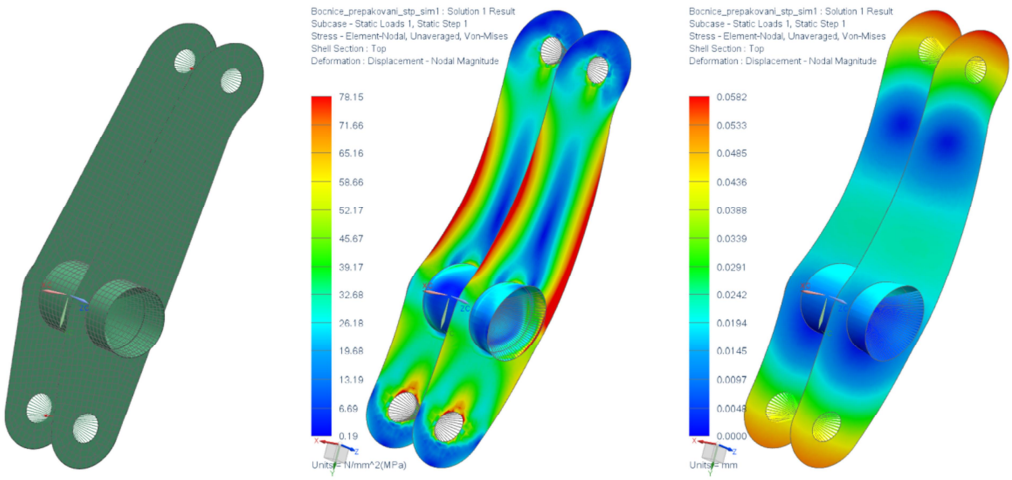
Obr. 4.35 – Průběh posunutí v ramenu

Dále bylo potřeba ověřit zatěžování tažné tyčky přepákování (Obr. 4.36). Plošný shell model (na obrázku vlevo) je doplněn o RBE3 růžice, které mají simulovat uložení na vložených silentblokách. Zátěžná hodnota je volena z grafu na obrázku (Obr. 4.21) a je pochopitelně použita maximální možná hodnota síly. Hodnoty maximálního redukovaného napětí (prostřední obrázek) jsou na 75 MPa a posunutí (na obrázku vpravo) jsou velmi malé, v řádu setin milimetrů. Použitý materiál je opět stejný, jako v předchozím případě a bezpečnost vůči mezi kluzu tedy je 3,1, což je dostatečná hodnota.



Obr. 4.36 – Výpočet tažné tyče

Stejným způsobem byl vytvořen model i výpočet páky přepákování (Obr. 4.21). Rovněž vyhodnocen výpočtu může být prakticky identické, jediný rozdíl zde je v hodnotě maximálního napětí, které je 78 MPa a tedy bezpečnost vůči mezi kluzu 3,0.



Obr. 4.37 – Výpočet přepákování

4.5. Volba kol a jejich geometrie

4.5.1. Volba kol

Z důvodu rozměru brzd na přední nápravě, není možné použít kola menšího průměru než 15“. Větší kola jsou pro takto malé vozidlo zbytečně veliká, takže byl volen průměr právě těch zmíněných 15“. Vozidla Smart používají neobvyklé třídrové disky s roztečí 112 mm, v této rozteči není příliš velký výběr použitelný kol. Jedna možnost je tedy náboje kol a brzdové kotouče či bubny předělat na jinou běžnější rozteč, ale je to určitá komplikace, takže prvořadé bylo hledáno mezi disky této rozteče.

Zvolené disky jsou od výrobce Dezent s označením V DARK (Obr. 4.38). Jedná se tedy o 15“ disky šířky 6,5“ s požadovanou roztečí děr i průměrem středové díry, zális (ET) těchto disků je 34 mm. Z důvodu malého valivého odporu byly zvoleny úzké pneumatiky 165/65R15 s malým valivým odporem. Index statické nosnosti těchto pneumatik je 81, tedy 462 kg, což je dostačující hodnota.

Obr. 4.38 – Kolo

4.5.2. Geometrie kol

Geometrie kol přední i zadní nápravy (Tab. 4.7) byla převzata z vozu Smart. Rozvor vozu je 2353 mm, rozchod přední nápravy 1338 mm a zadní nápravy 1382 mm.

Geometrická veličina	Předepsaná hodnota	Dovolená tolerance
Odklon zadního kola	-2°00'	+/- 0°30'
Sbíhavost zadního kola	0°03' (2x)	+/-0°30' (2x)
Odklon předního kola	-0°14'	+/-0°30'
Sbíhavost předního kola	0°08' (2x)	+/-0°05' (2x)
Záklon předního kola	4°00'	+/-0°30'
Příklon rejdové osy	15°12'	+/-0°20'
Diferenční úhel	-2°06'	+/-0°20'

Tab. 4.7 – Geometrie kol [25]

5. Návrh pohonu

5.1. Koncepce pohonu

Jak je zřejmé, bude se jednat o pohon trakčními elektromotory. Poháněná zadní náprava bude osazena dvojicí motorů, z niž každý bude pohánět jedno kolo. Z důvodu výrobní jednoduchosti a minimálních požadavků na budoucí údržbu při provozování vozu je kladen důraz na maximální jednoduchost pohonu. Z tohoto důvodu budou pohony umístěné přímo na nápravě. Jsou tedy možné dvě možnosti, jednak je to použití kolomotorů, nebo použití motorů a převodovkami. Obě tyto varianty jsou blíže popsány v podkapitole (2.2). Z důvodu špatné dostupnosti kolomotorů, problematické integrace brzdového systému a uložení kola do tohoto typu pohonu, byla zvolena varianta pohonu s elektromotory a převodovkami.

5.2. Určení požadovaného výkonu pohonu

5.2.1. Předpoklady pro stanovení potřebného výkonu pohonu

Výpočet potřebného výkonu motoru vychází z předpokladu, že vozidlo je během své jízdy vystaveno několika odporům, které musí být překonány výkonem pohonu. Odpory se vyjadřují v silových veličinách působící na kola vozidla a tyto síly jsou překonávány hnací silou motoru. Vychází se z následující pětice odporů:

Odpor valení

Odpor vzduchu

Odpor stoupání

Odpor zrychlení

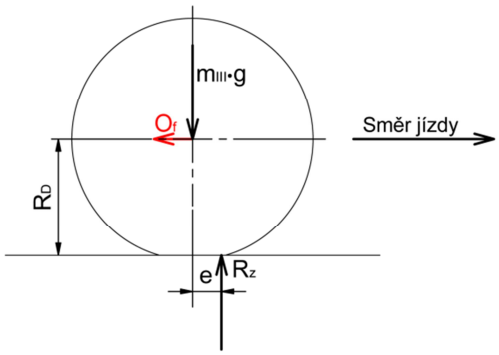
Odpor tahu

Zatímco první čtveřice odporů je podrobněji rozvedena v následujících odstavcích a zahrnuta ve výpočtu, odpor tahu není ve výpočtu uvažován. Odporem tahu se rozumí síla potřebná pro tažení přívěsného vozidlo, které klade svůj odpor, který se opět skládá z prvních čtyř výše jmenovaných odporů. Pro určení tohoto odporu je potřeba znát přesný charakter taženého vozidla, takže v obecné rovině je problematické dopočítat se k relevantním výsledkům. Ale jelikož navrhované vozidlo není primárně určené k tažení přívěsu a ani se neuvažuje vybavení vozidla tažný zařízením, je možné tento odpor do návrhu neuvažovat.

5.2.2. Odpor valení

Odpor valení je jeden z odporů, který na vozidlo působí vždy, pokud je vozidlo v pohybu. Převážná část toho odporu je tvořena deformací pneumatiky při styku s podložkou při valení, rovněž sem lze zahrnout i ztráty v kolových ložiskách vozidla. Ztráty v ložiskách však, v porovnání s deformačními ztráty, nemají významný charakter. Pneumatika se na přední náběžné části stopy stlačuje a v zadní části se zase vrací do původního kruhového tvaru, tímto jsou dány deformační ztráty. Radiální zatížení kola (m_{III}) vyvolává radiální reakci podložky (R_Z) na pneumatiku, která je předsunuta před střed kola ve směru jízdy, toto přesunutí je nazýváno rameno valivého odporu (e). Střed kola od podložky je ve vertikálním směru vzdálený o hodnotu dynamického poloměru kola (R_d). V opačné směru, než je směr jízdy, vzniká vertikální síla (O_f) působící na kolo, které je způsobena právě valivým odporem. Působení sil na kolo je schematicky znázorněno na obrázku (Obr. 5.1). Vznikají zde tedy dva momenty, které musí být v rovnováze, jak udává vztah (5.1). Poměr valivého ramene

a dynamického poloměru se nazývá součinitel valení (*f*), jak je uvedeno v (5.2). Dosazení (5.2) do (5.1) se získá vztah pro výpočet valivého odporu (5.3).



Obr. 5.1 – Odpor valení

$$m_{III} \cdot g \cdot e = O_f \cdot R_D \tag{5.1}$$

$$f = \frac{e}{R_D} \tag{5.2}$$

$$O_f = m_{III} \cdot g \cdot f \tag{5.3}$$

Hodnota radiálního zatížení kola je ve výpočtech použita dle tabulky (Tab. 4.2). Dále je radiální složka síly ovlivněna úhlem sklonu, po které vozidlo jede. Protože svislé zatížení kola se zvětšujícím se úhlem svahu v kosinové závislosti zmenšuje, tím je dáno, že při stoupání vozidla do svahu či klesání ze svahu je valivý odpor menší než při jízdě po rovině. Ale jelikož převýšení se v běžném provozu z geometrického hlediska nepohybuje ve velkých úhlech, lze tuto skutečnost ve výpočtu zanedbat. Tímto nedojde k velké nepřesnosti, a pokud ano, tak ve skutečnosti budou hodnoty odporu menší, než ty stanovené výpočtem, což bude mít kladný odraz v dynamických vlastnostech vozu.

Součinitel valivého odporu je ovlivněn mnoha faktory. Jeden z těch významnějších je konstrukce pneumatiky, protože radiální pneumatiky mají menší valivý odpor než pneumatiky diagonální. Dále to je huštění pneumatiky, neboť je zřejmé, že podhuštěná pneumatika má mnohem větší valivý odpor, než pneumatika nahuštěná na optimální tlak. Rovněž i rychlost vozidla ovlivňuje hodnotu valivého odporu. To je dáno tím, že při vyšších rychlostech se zvyšuje frekvence stále se opakující deformace pneumatiky a ta tak nemá dostatek času pro svoji regeneraci a tím se zvyšuje její odpor proti valení. Lze uvažovat, že u standardních pneumatik pro osobní vozy k tomuto zvyšování odporu dochází při rychlostech přesahující 80 km/h a do této rychlosti lze součinitel odporu považovat jako konstantní. V neposlední řadě tento součinitel, a z něj plynoucí odpor, ovlivňuje druh podložky, po které se pneumatika odvaluje. Pro přesný výpočet valivého odporu je potřeba znát i konkrétní typ použité pneumatiky, protože také záleží na její tuhosti a vnitřnímu odporu proti deformaci. Přesné hodnoty součinitele valení a potažmo valivého odporu se zjišťují zpravidla experimentálně pro daný konkrétní případ.

Pro potřeby návrhového výpočtu se vychází z následujících předpoklad. Na vozidle bude standardní pneumatika radiální konstrukce, které bude nahuštěna na optimální tlak. Vozidlo bude provozováno v městských podmínkách, takže nebude uvažována závislost na rychlosti a vozidlo s e bude pohybovat po asfaltu nebo jiném tvrdém podkladu. Součinitel odporu valení je na základě těchto předpokladů možné určit na hodnotu 0,02.

5.2.3. Odpor vzduchu

Jedná se aerodynamický odpor, který vzniká vzdušným obtékáním vozidla. Tento odpor tedy také působí vždy, pokud je vozidlo v pohybu. Velikost vzdušného odporu (O_v) je dána součinem dynamického tlaku (p_D) působícího na vozidlo, velikostí čelní průmětné plochy vozu (S_x) a součinitelem aerodynamického odporu vzduchu (c_x), jak ukazuje vztah (5.4).

$$O_V = p_D \cdot S_X \cdot c_X \tag{5.4}$$

Dynamický tlak, který vychází z Bernouliho rovnice, je ovlivněn především náporovou rychlostí (v_x), kterou se vozidlo pohybuje vůči prostředí. To znamená, že náporová rychlost je vektorový součet jízdní rychlosti vozidla a rychlosti prodění větru, přičemž zde je významná složka ve směru jízdy vozidla, tedy v podélné ose vozu, která je označována osou (*x)*. Dále tento tlak ovlivňuje prostředí, ve kterém se vozidlo pohybuje a to hustotou vzduchu (ρ), které je závislá na atmosférickém tlaku a potažmo tedy na nadmořské výšce. Jak ukazuje vztah (5.5), závislost na rychlosti je zde kvadratická, takže je zřejmé, že dominantní význam bude mít odpor vzduchu při vyšších rychlostech.

$$p_D = \frac{\rho \cdot v_X^2}{2} \tag{5.5}$$

Součinitel aerodynamického odporu vzduchu ovlivňuje tvar a povrch vozidla. Přesné určení hodnoty součinitele je velmi problematické a v praxi se zpravidla určuje na prototypu nebo zmenšeném modelu experimentálně v aerodynamickém tunelu. Z mnoha ovlivňujících faktorů lze jmenovat například tvarování přídě a zádě vozidla, úhel sklonu oken, počet a rozmístěný nasávacích otvorů pro chlazení jednotlivých komponent vozidla, tvarová hladkost podvozku, či úhel náběhu případného větru.

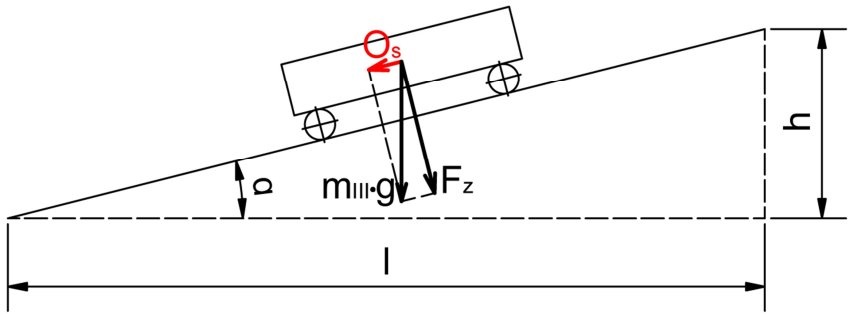
Po dosazení vztahu (5.5) do (5.4) vznikne vztah (5.6) pro výpočet odporu vzduchu.

$$O_V = \frac{\rho \cdot v^2}{2} \cdot S_X \cdot c_X \tag{5.6}$$

Pro výpočet návrhu je problematické určit všechny potřebné hodnoty, protože nějaké parametry nejsou v danou chvíli známé a některé nelze jednoznačně určit vůbec a záleží na provozních podmínkách v daný okamžik. Bude uvažován provoz v běžných atmosférických podmínkách a z toho plynoucí hustota vzduchu. Další předpoklad je provoz v bezvětrném prostředí. Pro výpočet čelní plochy je potřeba znát rozměry karoserie, které v současnosti nejsou známé. Určení součinitele odporu je problematické vždy. Tyto hodnoty budou tedy odhadem stanoveny na 2,5 m^2 v případě čelní plochy vozu a 0,6 v případě součinitele odporu.

5.2.4. Odpor stoupání

Odporu stoupání je vozidlo vystaveno samozřejmě jen pokud se pohybuje po nakloněné podložce směrem vzhůru. Pokud se pohybuje opačným směrem, tedy směrem dolů, jízdní odpor se tímto změní na hnací sílu. U vozidel s elektrickým pohonem je výhodou, že trakční elektromotory mohu být po určitou bobu přetěžovány. Uvádí se zpravidla hodnoty nejméně dvounásobku nominálního výkonu motoru. Jízda do stoupání je vždy chápána jako netrvalý jízdní režim, takže je možné vycházet z těchto vyšších výkonových hodnot. Výpočet odporu stoupání vychází ze silového působení na těleso, které je umístěno na nakloněné rovině, jak ukazuje obrázek (Obr. 5.2).



Obr. 5.2 – Odpor stoupání

Aktuální hmotnost vozidla (m_{III}) vyvolává tíhovou sílu, která je rozkládána pod úhlem sklonu nakloněné roviny (α) do dvou složek. Je to síla působící kolmo na podložku (F_z) a síla rovnoběžné s podložkou (F_x), která je dána vztahem (5.7). Právě rovnoběžná složka této síly je označována odporem stoupání (O_s) a ten je tedy dán stejným vztahem.

$$F_x = O_S = m_{III} \cdot g \cdot \sin\alpha \tag{5.7}$$

Dále je zapotřebí vyjádřit úhel nakloněné roviny, neboli stoupání vozovky. V praxi bývá stoupání vozovky udáváno bezrozměrným sklonem (s), což je poměr mezi vertikálním (h) a horizontálním (l) průmětem vozovky, dle vztahu (5.8). úhel stupání je možné následně vyjádřen vtahem (5.9).

$$s = \frac{h}{l} \tag{5.8}$$

$$\alpha = \arctan s \tag{5.9}$$

Dosazením (5.9) a (5.8) do (5.7) vznikne výsledný vztah pro odpor stoupání (5.10). Kde kladná hodnota platí pro jízdu do kopce a záporná hodnota platí pro jízdu ze svahu, v tomto případě se tedy odpor mění na hnací sílu, jak již bylo řečeno. Jelikož pro malé úhly jsou hodnoty sinu srovnatelné s hodnoty tangentu, je možné vztah (5.10) zjednodušit na (5.11).

$$O_S = \pm m_{III} \cdot g \cdot \sin\arctan s \tag{5.10}$$

$$O_S = \pm m_{III} \cdot g \cdot s \tag{5.11}$$

5.2.5. Odpor zrychlení

Odpor zrychlení charakterizuje setrvačnost, která na vozidlo působí při změně jeho rychlosti. Tento odpor je tedy také, podobně jako odpor stoupání, pouze dočasného charakteru a působí pouze po dobu zrychlování vozu. Jde zde tedy také vycházet z maximálních výkonových hodnot, které elektromotory nabízí.

Setrvačnost vozidla je možné rozdělit na dvě základní skupiny. Je to translační a rotační setrvačnost. Zatímco první jmenovaná se týká veškeré aktuální hmoty automobilu, setrvačnost rotační se týká pouze rotačních částí vozu. Jsou to tedy především kola, brzdové kotouče či bubny a rotační části pohonu (rotor motoru a rotační části převodového ústrojí). U vozidla s přímým elektrickým pohonem je výhodou, že zde oproti konvenčnímu pohonu odpadá významná část rotačních částí. Je zde absence hnacích hřídelí, diferenciálu, komplikované několika stupňové převodovky, spojkové ústrojí s motorovým setrvačníkem a spalovací motor s hmotnými rotačními částmi a se vším příslušenstvím. Odpor translačního zrychlení (O_{ZT}) závisí na aktuální hmotnosti vozu (m_{III}) a zrychlí, kterým vozidlo zrýhuje (a). Tento odpor je charakterizováno známým vztahem (5.12) a rotační odpor zrychlení (O_{ZR}) je charakterizován pomocí (5.13).

$$O_{ZT} = m_{III} \cdot a \tag{5.12}$$

$$O_{ZR} = I \cdot \varepsilon \qquad (5.13)$$

Moment setrvačnosti (I) charakterizuje rozložení hmoty kolem rotační osy dané komponenty a symbol (ε) úhlové zrychlení. Je zde ale potřeba brát zřetel na skutečnost, že ne všechny rotační části vozu zrychlují totožným zrychlením, protože je zde potřeba uvažovat určitý převodový poměr v převodovém ústrojí. Takže například kola budou zrychlovat jiným zrychlením, než rotor motoru. Celkový odpor proti zrychlení je potom dán součtem odporu proti posuvnému zrychlení a všech dílčích rotačních odporů proti zrychlení.

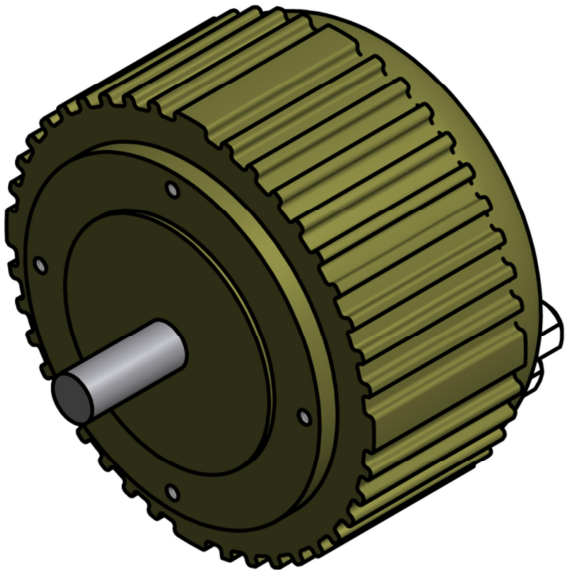
V rámci návrhového výpočtu je možné pracovat s výpočtovým vztahem (5.14), který uvádí celkový odpor zrychlený pomocí bezrozměrného součinitele rotačních částí (ζ).

$$O_Z = m_{III} \cdot a \cdot \xi \qquad (5.13)$$

Tento součinitel rotačních částí je vždy větší než jedna a vlastně procentuálně udává, o kolik se zvýší celkový odpor ze zrychlení vlivem rotačních částí. Výpočet je tedy vztahován pouze k odporu posuvnému. Jelikož navrhované vozidlo má menší počet těchto komponent, je tento součinitel stanoven na hodnotu 1,05.

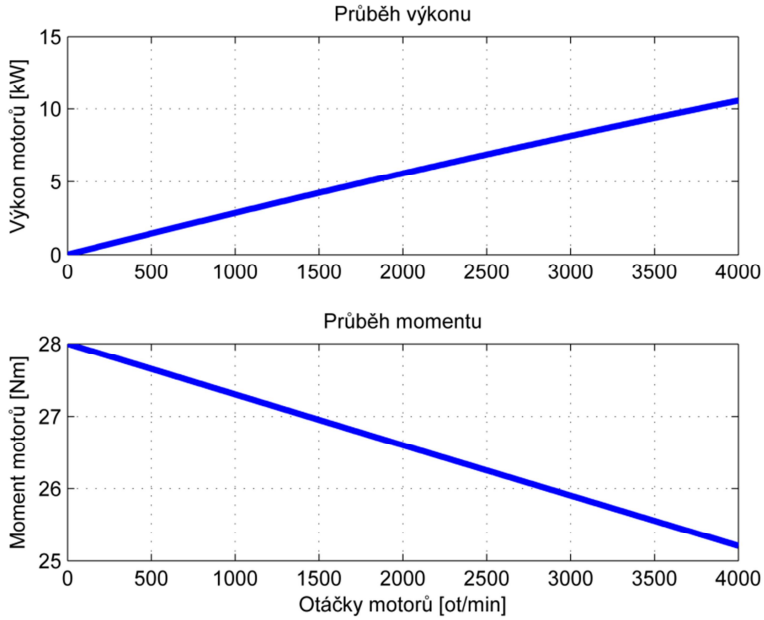
5.2.6. Volba elektromotorů

Jako vhodné trakční motory byly vybrány elektromotory od výrobce Golden Motor, který nabízím mimo jiné motor s označením HPM5000B. Tyto motory, obrázek níže (Obr. 5.3), poskytují trvalý výkon 5,5 kW a využitelné otáčkové spektrum mají až do 4 000 ot/min. Katalogové listy zvolených motorů jsou umístěny v příloze (Příloha 1).



Obr. 5.3 – Trakční motor HPM5000B

Momentová a výkonová charakteristika je graficky znázorněna na (Obr. 5.4), kde jsou hodnoty již sečteny pro dva motory. Tyto průběhy platí pro dlouhodobé zatěžování, v případě krátkodobého přetížení je možné tyto hodnoty uvažovat dvounásobné.



Obr. 5.4 – Výkonová a momentová charakteristiky motorů

Tyto motory byly voleny s ohledem na hodnotu požadovaného výkonu a provozních otáček. Dále mají výhodné přírubové upevňování a požadovaný průměr výstupní hřídele. Výrobce k motorům nabízí i řídící elektroniku se vším potřebným příslušenstvím. Další významnou výhodou je příznivá cena a dostupnost na českém trhu.

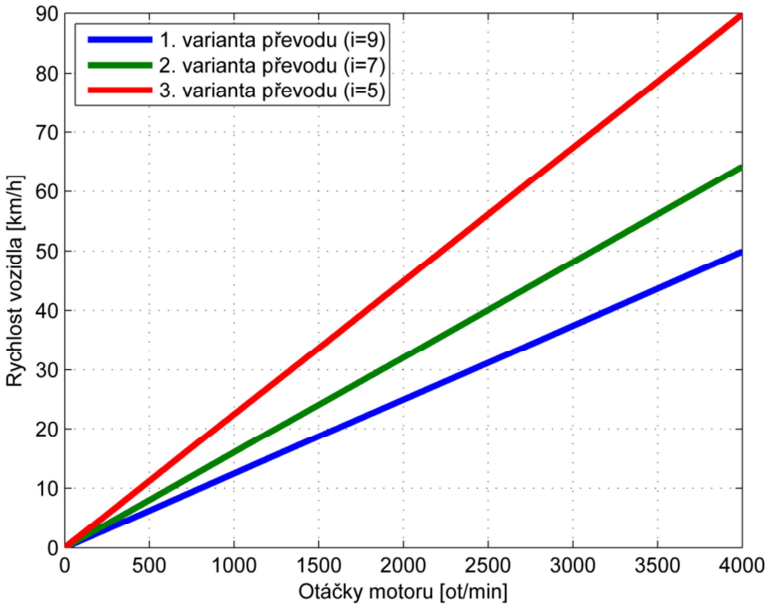
Výrobce nabízí tyto motory celkem ve třech variantách chlazení. Dvě jsou vzduchové a jedna vodní. Vzduchové chlazení interním ventilátorem je nejjednodušší, ale má nejhorší účinnost. Toto je dáno především tím, že lopatkové kolo ventilátoru je nasazeno přímo na rotoru motoru. Z toho je bohužel zřejmé, že ventilátor pracuje pouze pokud se otáčí motor a průtok vzduchu je ještě závislý na otáčkách motor, potažmo rychlosti jízdy vozu. Pro provoz městského typu s neustálými se opakujícími rozjezdy tedy není tento systém chlazení příliš vhodný. Druhou možností záduchového chlazení je chlazení externím ventilátorem, který je poháněný svým elektromotorkem a může tedy pracovat i za klidu vozu. Toto je výhodné například pro dochlazování motorů po zastavení vozu a podobně. Bohužel zde ale opět zůstává problém, podobně jako v případě interního ventilátoru, s vnikáním nečistot do prostoru motoru. Pro zajištění cirkulace vzduchu v motoru musí zůstat vnitřní prostor motoru spojen s okolím, ale i přes použití filtrů se nejde zcela vyvarovat vnikání nečistot do motoru. Jako nejvýhodnější se tedy jeví vodní chlazení motoru. Je sice nejkomplikovanější a vyžaduje navíc chladič pro ochlazování chladicí kapaliny a oběhové čerpadlo. Ale v tomto případě může být motor zcela uzavřený a tím dojde k eliminaci vnikání nečistot do vnitřního prostoru motoru. A dále vodní chlazení je také účinnější, než vzduchové, a to se kladně projeví na účinnosti (potažmo spotřebě energie) a životnosti motoru a také je potom možné dlouhodobější motor přetěžování nebo provozování vozu i za vyšších teplot.

5.2.7. Určení požadované rychlosti vozidla

Rychlost vozidla (v) pochopitelně vychází dle (5.14) z provozních otáček motoru (n_M), použitého převodu (i) a poloměru použitých kol (R_d), uvažovaná kola mají dynamický poloměr 298 mm, dle oddílu (4.5.1).

$$v = \frac{2 \cdot \pi \cdot R_d \cdot n_M}{i} \qquad (5.14)$$

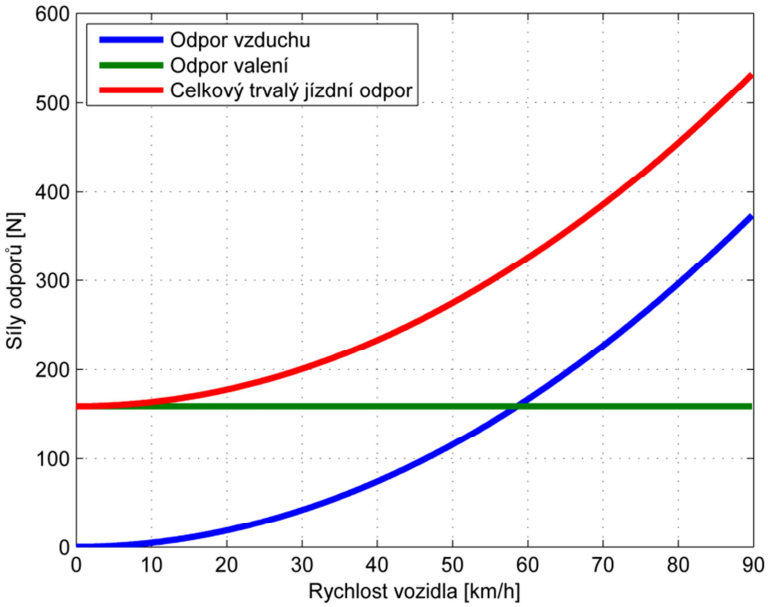
Graficky je tato závislost dle (5.14) zachycena na obrázku (Obr. 5.5), kde tři vykreslené přímky znázorňují tři uvažované hodnoty převodu. Za primární nejvýhodnější převodování je jeví prostřední varianta s převodovým poměrem 7, ale alternativně je možné uvažovat i ty dvě zbývající varianty z převodování.



Obr. 5.5 – Dosažitelná rychlost vozidla

5.2.8. Síly působící na vozidlo

Vozidlo je při své jízdě vystaveno odporu valení dle odstavce (5.2.2.) a odporu vzduchu, jak je rozepsán v (5.2.3.). Průběh těchto dvou odporů je vykreslený na následujícím grafu (Obr. 5.6), kde odpor valen je vypočítaný na základě vztahu (5.3) a odpor vzduchu dle (5.6), třetí křivka je sečtením těchto dvou.

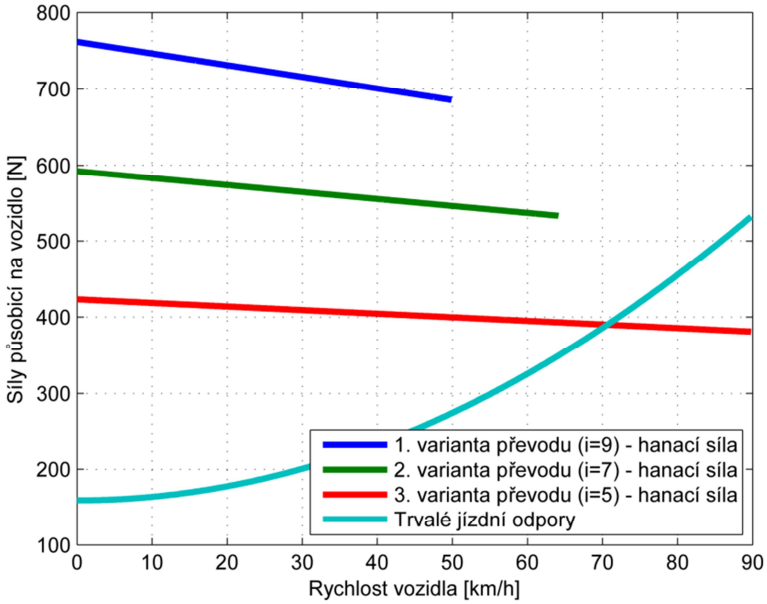


Obr. 5.6 – Trvalé jízdní odpory

Hnací síla na kolech vozu (F) je dána vztahem (5.15), kde (M_k) je moment motoru a (η) je účinnost převodu. Moment motoru vychází z grafu (Obr. 5.4) a účinnost převodovky je 0,9.

$$F = \frac{Mk}{R_d} \cdot i \cdot \eta \tag{5.15}$$

Nyní je možné vykreslit průběh hnacích sil pro tři uvažované varianty převodu (Obr. 5.7). Čtvrtá čára zobrazuje součet trvalých jízdních odporů. V bodě, kde se protíná průběh hnací síly se křivkou odporů, dojde ke skutečnosti, že pohon již nebude mít dostatečný moment k překročení této hranice. V případě prvních dvou variant převodu, tedy u nejpomalejších převodů, k tomuto protnutí nedojde, to znamená, že maximální rychlost vozu bude tedy ometena limitními otáčky motorů. Naopak při použití převodovky s nejmenším převodem se motory v důsledku malého momentu na svoje maximální otáčky nevytočí a maximální rychlost vozu bude tedy dána průsečík hnací síly křivky odporů.



Obr. 5.7 – Síly působící na vozidlo

5.2.9. Dosažitelné stoupání

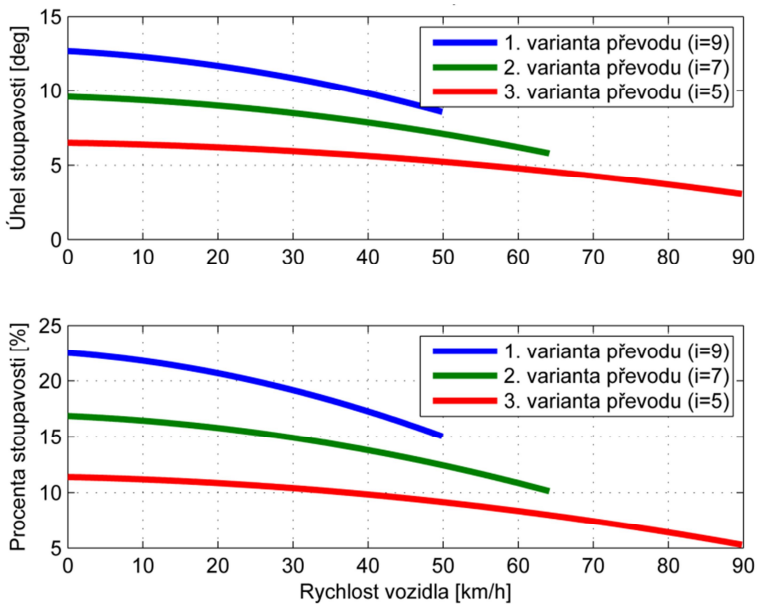
Vozidlo je schopno dosáhnou určité stoupavosti z přebytku síly na kolech. Tento stav je charakterizován rovnicí (5.16). Úhel dosažitelné stoupavosti (5.17) je možné vyjádřit dosazením (5.7) do (5.16). Dále je možné vyjádřit sklon vozovky vztahem (5.18), který vznikne dosazením a úpravou (5.9) do (5.17).

$$O_S = F - O_f - O_V \tag{5.16}$$

$$\alpha = \arcsin \frac{F - O_f - O_V}{m_{III} \cdot g} \tag{5.17}$$

$$s = \tan \arcsin \frac{F - O_f - O_V}{m_{III} \cdot g} \tag{5.18}$$

Graficky vykreslené jsou stoupavosti na obrázku (Obr. 5.8), kde v horním grafu je vykreslena stoupavost dle vztahu (5.17) a ve spodním grafu je procentuální sklon, který vychází ze vztahu (5.18).



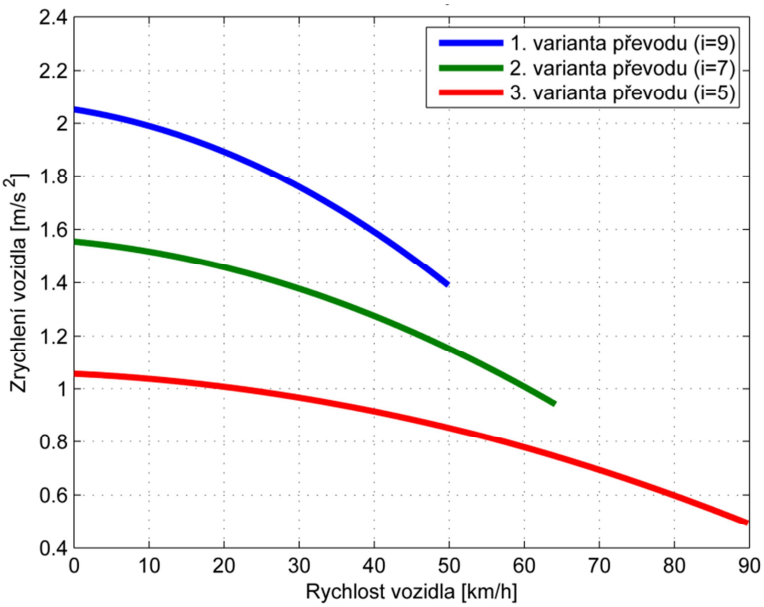
Obr. 5.8 – Dosažitelná stoupavost

5.2.10. Dosažitelné zrychlení

Maximální zrychlení, kterým je vozidlo schopno akcelerovat, vychází z podobné úvahy, jako dosažitelná stoupavost. Z přebytku síly na kolech dle (5.19) lze po dosazení (5.13) vyjádřit maximální možné zrychlení vozidla (5.20). Jak z výpočtu zřejmé, je zde uvažována akcelerace na rovině. V případě zrychlování do konce bude dosažitelná hodnota zrychlení vlivem odporu stoupání menší a při jízdě z kopce to bude naopak. Průběh zrychlení je vykreslený na grafu (Obr. 5.9).

$$O_Z = F - O_f - O_V \tag{5.19}$$

$$a = \frac{F - O_f - O_V}{m_{III} \cdot \xi} \tag{5.20}$$



Obr. 5.9 – Dosažitelné zrychlení

5.3. Zhodnocení navrženého pohonu

Navržený pohon by měl vozidlu poskytnout dostatečnou dynamiku a zabezpečit uspokojivou stoupavost vozidla při překonávání převýšení. Jako nejvhodnější varianta převodování je jeví druhá varianta, která uvažuje převodový poměr s číslem 7. Tato varianta byla ostatně hned v úvodu považována za primárně volenou. V případě provozování vozu v náročnějším terénu nebo náročnější krajině z hlediska převýšení by byla vhodná první varianta s převodem 9, kde vůz má zabezpečenou lepší stoupavost a celkově lepší dynamiku, ovšem na úkor maximální rychlosti. Poslední varianta s převodem 5 je již zpřevodována příliš dorychla a v důsledku toto vozidlo už nemá zabezpečenou dostačenou dynamiku a tato alternativa se tedy nejeví jako příliš vhodná.

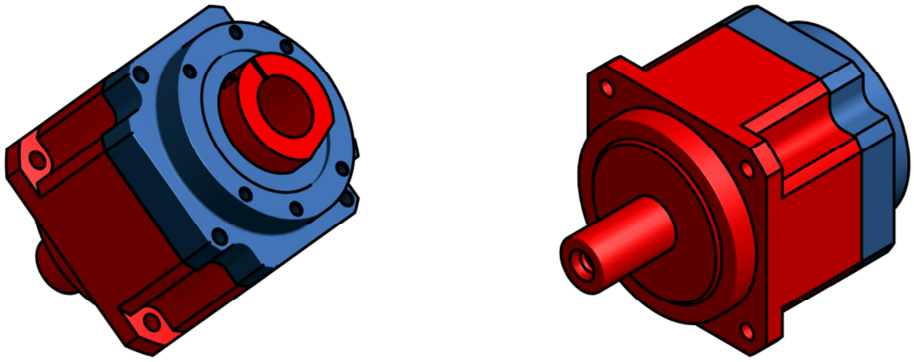
5.4. Zástavba pohonu do vozidla

5.4.1. Volba převodovky

Je tedy zřejmé, že bude potřeba použít koaxiální převodovku s převodovým poměrem 7. Vstupní otáčky budou dle použitého motoru do 4000 ot/min. Výstupní moment nominální (M_v) bude dle (5.21), kde moment motoru je volený na základě grafu (Obr. 5.4) a to jeho největší nominální hodnota, která je 14 Nm. Výstupní nominální moment tedy nabývá hodnoty 98 Nm a maximální je možné uvažovat dvounásobný, tedy 196 Nm. Výstupní hřídel je potřeba volit s ohledem na náboj kola, uvedeno v odstavci (4.4.6.). Požadovaný průměr výstupní hřídele je do 22 mm.

$$M_V = M_M \cdot i \tag{5.21}$$

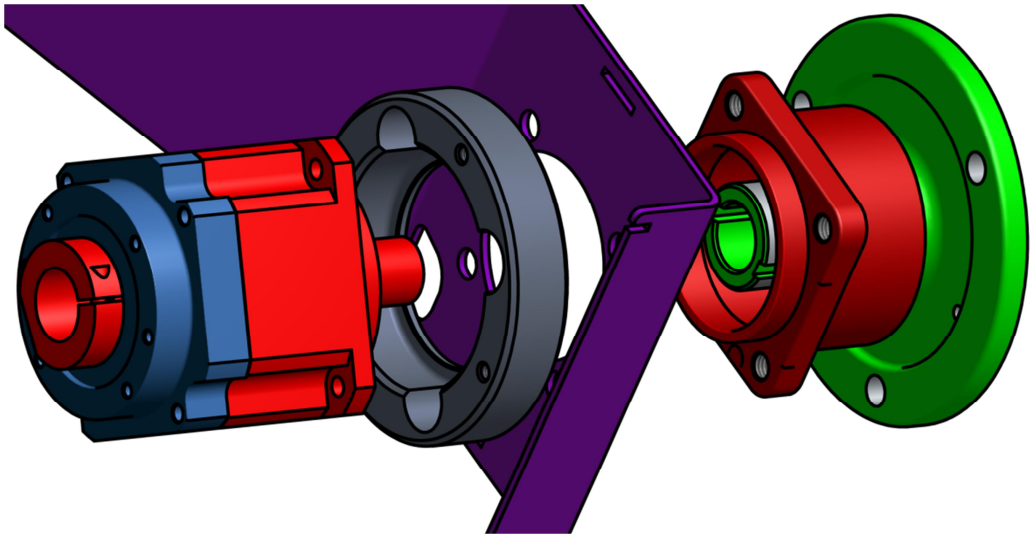
Na základě těchto kritérií byla zvolena převodovka značky Apex Dynamics s typovým označením AB090–007–S2–P2. Jedná se o jednostupňovou planetovou převodovku, jejíž obrázek je na (Obr. 5.10). Tato převodovka nabízí požadovaný převodový poměr, nominální moment na hodnotě 140 Nm a maximální moment 224 Nm. Jedná se o převodovku s torzní tuhostí 14 Nm/arcmin a vůlí menší než 3 arcmin. Nominální vstupní otáčky jsou 4000 ot/min a maximální mohou dosahovat až dvojnásobku. Výstupní hřídel je opatřena perem a její průměr je 22 mm. Takže tato převodovka splňuje všechny požadované vlastnosti a její další výhodou je, že je vyráběna ve více převodových variantách. Ve stejné skříni totiž výrobce nabízí převodovky s převodem od 5 do 9, převod vždy v každé celočíselné hodnotě. Toto umožňuje určitou variabilitu pohonu při zachování zástavbové geometrie převodovky. Katalogové listy převodovky jsou v příloze této práce (Příloha 1).



Obr. 5.10 – Planetová převodovka AB090–007–S2–P2

5.4.2. Uložení převodovky

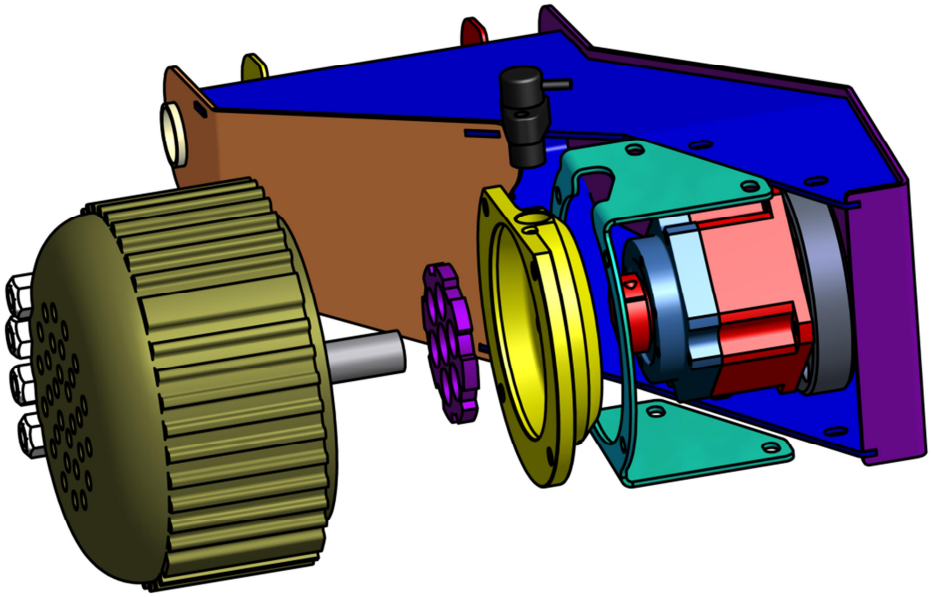
Převodovku je potřeba uložit tak, aby byla zabezpečena souosá pozice její výstupní hřídele a náboje kola. Navržené řešení je na (Obr. 5.11), kde pro tyto účely je navržený přírubový kroužek (tmavě šedá barva). Tento kroužek je svým vnitřním průměr centrovaný na červený domeček ložiska a společně jsou sešroubovány čtveřicí šroubů. Mezi kroužkem a domečkem je staženě bočnice ramena (fialová barva). Převodovka je vůči domečku pootočena o 45° a je přišroubována rovněž čtveřicí šroubů. Převodovka je centrována svým čelním osazením. Výstupní hřídel převodovky je nasazena v náboji kola (zelená barva) a moment je přenášen pomocí pera. Výrobní dokumentace pohonu je součástí přílohy (Příloha 2).



Obr. 5.11 – Uložení převodovky

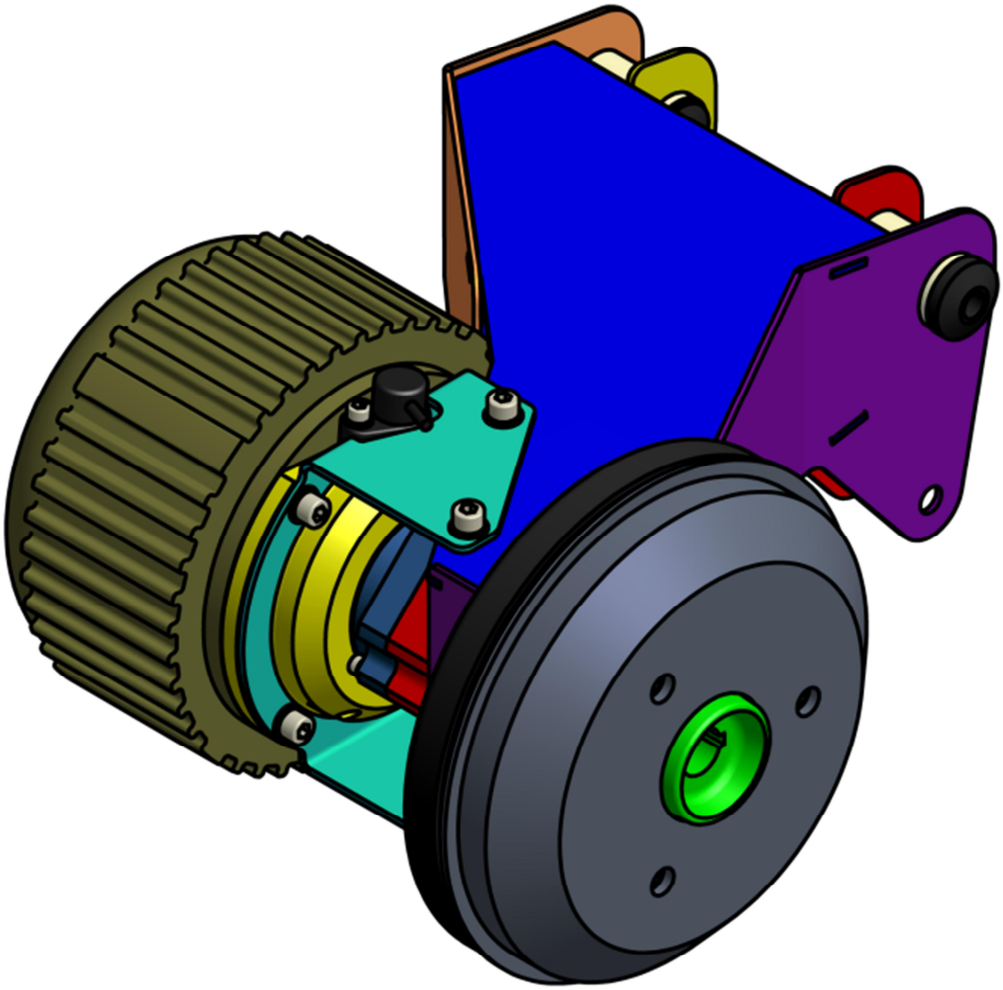
5.4.3. Uložení motoru

Motor je opět potřeba uložit se zajištěnou souosostí vůči převodovce, (Obr. 5.12). Toto je zabezpečeno žlutou přírubou, kterou poskytuje výrobce převodovky. Část příruby u převodovky je dána pochopitelně jejím tvarem, takže tato středová část je stanovena výrobcem převodovky. Vnější část, ke které je připevněn motor, je vyráběna na zakázku dle potřeb zákazníka v závislosti na použitém motoru. Motor je připevněn čtveřicí šroubů a vystředěn svým osazením. Pro celkové vyztužení a docílení menšímu vnějšímu namáhání převodovky je zde ještě použit plechový držák (tyrkysová barva na obrázku). Jelikož je zde nutné zajistit, aby nedocházelo k zbytečnému přepínání převodovky tímto držákem, je držák připevněný k ramenu pomocí čtyř křížově oválných děr. Tím je umožněno, že v případě výrobních či jiných nepřesností bude možné držák nastavit do polohy vyžadované předovkou. Vstup do převodovky je řešen pomocí svěrného spoje a průměr vstupní hřídele je možné vymezovat pouzdry, takže na vstupu je možná určitá variabilita hřídele. Žlutá příruba je ve své horní částí upravena pro osazení senzorem (černá barva), který bude snímat otáčky kola. Tento senzor bude pro systém ABS a jiné bezpečnostní a stabilizační systémy. Na hřídeli motoru je pro tento snímač umístěný kroužek (fialová barva). Při počtu drážek na kroužku je potřeba brát zřetel na převodový poměr převodovky, protože kroužek se otáčí současně s motorem, tedy několikanásobně rychleji než kolo (právě podle převodového poměru převodovky). Tuto záležitost by bylo možné vyřešit i softwarově, ale v případě převzetí kompletního bezpečnostních systémů z jiného vozu je takováto změna problematické, až nemožná.



Obr. 5.12 – Uložení motoru

Kompletní zadní rameno včetně pohonu je zobrazeno na následujícím obrázku (Obr. 5.13).



Obr. 5.13 – Zadní rameno včetně pohonu

6. Designový návrh

Samotná práce se zabývá pouze návrhem podvozku a není tedy její součástí designový návrh exteriéru ani interiéru vozu. Ale od samého začátku je práce koncipovaná v mezifakultní spolupráci se studenty Ústavu umění a designu (UUD) na ZČU. V rámci ročníkových i jiných prací byl několika studentům designu zadán návrh exteriéru uvažovaného užitkového vozu.

Následně vznikl návrh BcA. Štěpána Jirky, který je uvedený na obrázku níže (Obr. 6.1).

Obr. 6.1 – Designový návrh exteriéru vozu (UUD – BcA. Štěpán Jirka)

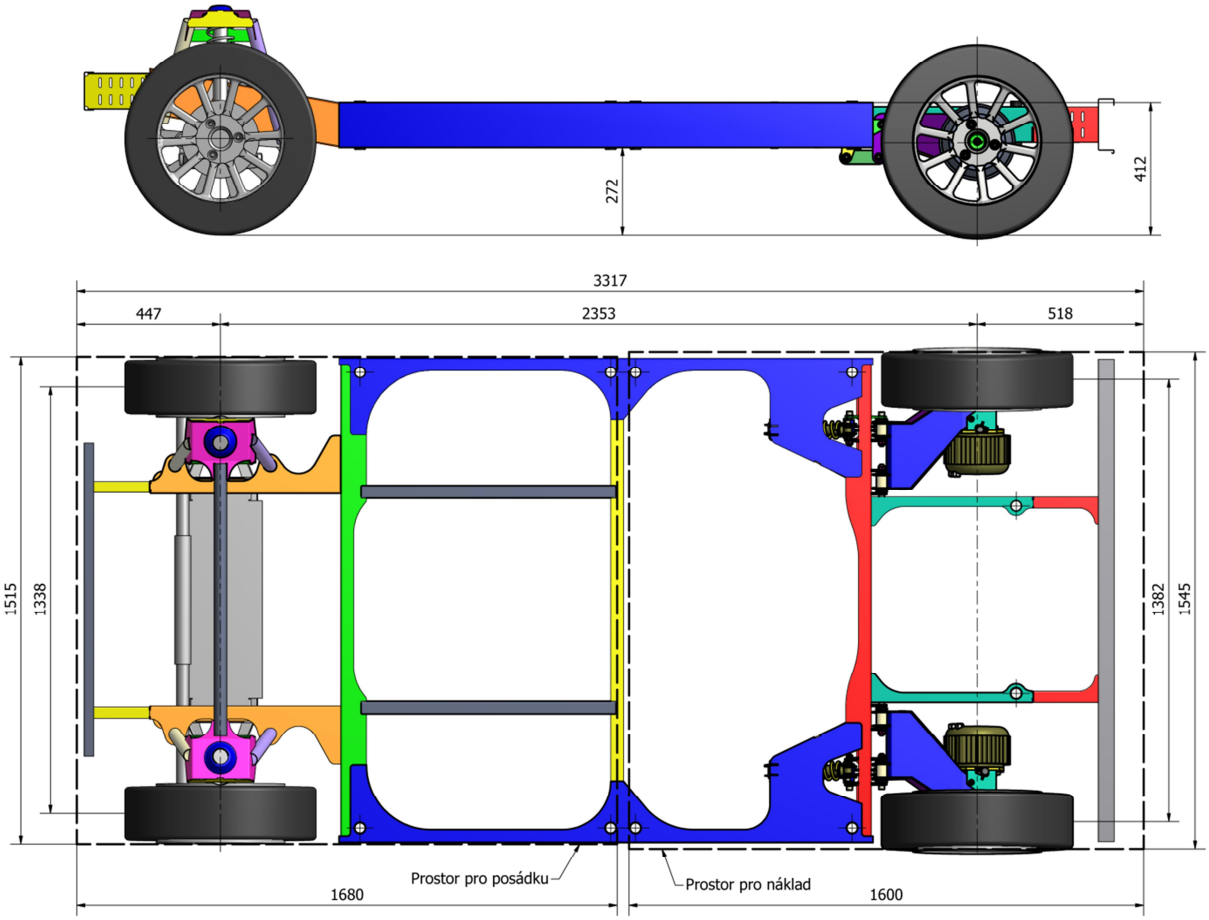
7. Výkresová dokumentace a vizualizace

7.1. Výkresová dokumentace

Výkresová dokumentace podvozku, rámu podvozku, zadního ramene s pružící a tlumná jednotkou a pohonu je uvedena v příloze (Příloha 2).

7.2. Rozměrové schéma podvozku

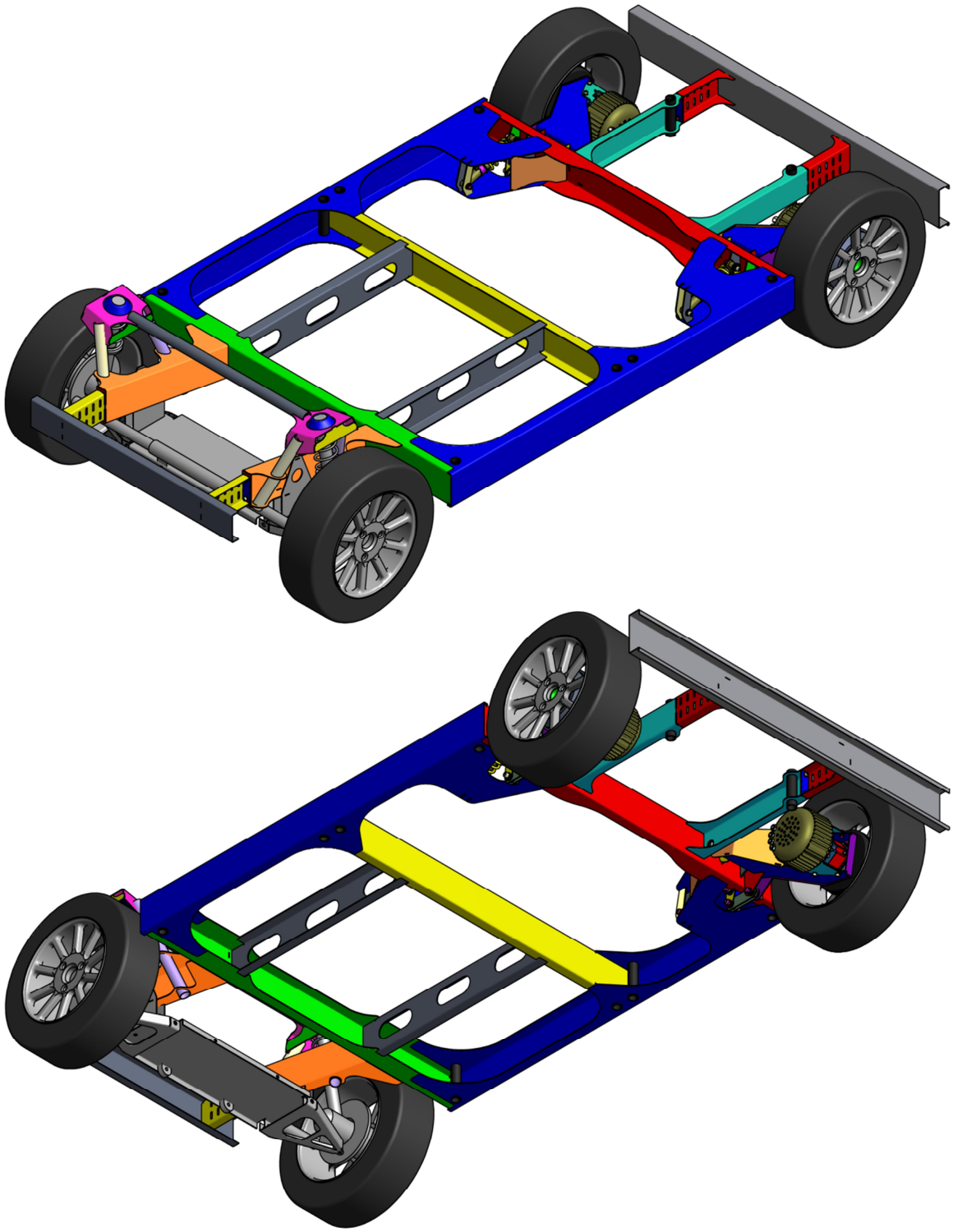
Náčrt podvozku se základními rozměry je uveden na obrázku (Obr. 7.1).



Obr. 7.1 – Rozměrové schéma podvozku

7.3. Vizualizace podvozku

Vizualizace kompletního navrženého podvozku je uvedena na obrázku níže (Obr. 7.2)



Obr. 7.2 – Vizualizace podvozku

8. Ekonomické vyhodnocení

Celý podvozek byl pochopitelně navrhován s ohledem na co možná nejnižší výrobní náklady. Při výběru jednotlivých komponent a při volbě výrobní technologie byl vždy brán zřetel na finanční náročnost daného řešení.

V tabulkách níže (Tab. 8.1) a (Tab. 8.2) jsou uvedeny předpokládané náklady na výrobu podvozkové platformy. První uvedená tabulka ukazuje náklady spojení přímo s rámem a v druhé tabulce jsou náklady související s realizací navrženého pohonu. Přesné stanovení výrobní ceny je ovšem problematické. Je zde samozřejmě závislost na počtech vyráběných kusů, na dohodě se subdodavateli a podobně, takže při realizaci výroby se reálné náklady od těchto uvažovaných mohou v určitém rozmezí lišit. V kalkulaci není zahrnuta cena vaření rámu a montáže. Uvedené ceny jsou uvažovány vždy včetně daně z přidané hodnoty.

Komponent	Požadovaný počet kusů	Cena za kus [kč]
Ocelové profily	1	7 000
Přední náprava kompletní (použitá)	1	3 500
Zadní uložení kola (použité)	2	500
Kola (použitá)	4	1 000
Tlumiče zadní	2	500
Náboj kola zadní	2	1 000
Hlavní silentbloky ramen	4	150
Silentbloky pružící jednotky	8	50
Spojovací materiál	1	1 000
Celkem na podvozek		**20 500**

Tab. 8.1 – Nálady na výrobu podvozku

Komponent	Požadovaný počet kusů	Cena za kus [kč]
Motor	2	12 000
Převodovka	2	24 000
Příruba převodovky	2	1 000
Celkem na pohon		**74 000**

Tab. 8.2 – Nálady na realizace pohonu

Jak je vidět z uvedených tabulek, náklady na zakoupení a realizaci pohonu významně převyšují náklady na výrobu vlastního podvozku. Což je dáno především cenou motorů a hlavně převodovek.

9. Závěr

Námět této diplomové práce vznikl na základě moderního a stále se mohutně rozvíjejícího směru v pohonu silničních vozidel. Tento zajímavý trend je pochopitelně elektromobilita, která je chápána jako nejperspektivnější směr budoucnosti.

Nejprve proběhl průzkum současného trhu, kde byla zjištěna situace ohledně nabízených elektromobilů a jejich komponent či příslušenství. Takto byl získán obraz aktuálního stavu tohoto automobilového odvětví.

Dále bylo třeba určit, pro jaké vozidlo bude podvozková platforma navrhována. Pro maximální univerzálnost použití byl podvozek koncipován, jako modulární s možným využíván pro několik variant vozů. Určité konstrukční celky podvozku jsou uvažovány jako zcela univerzální a zbylé části jsou navrženy s ohledem na jednoduchou a rychlou modifikovatelnost.

Při návrhu bylo postupováno s několika základními požadavky. Z výrobních předpokladů je možné jmenovat například jednoduchou a rychlou výrobu, výrobu bez speciálních strojů či přípravků a samozřejmě nízkou finanční náročnost. Z provozního hlediska byl dáván zřetel také na levný a hospodárný provoz s malými nároky na opravy a údržbu vozu. Z těchto důvodů byl navržen jednoduchý a lehký podvozek modulárního typu.

Následně tedy bylo přistoupeno k vlastnímu konstrukčnímu návrhu, který se zabýval danou podvozkovou platformou. Řešení se zaměřovalo především na návrh hlavního rámu, zavěšení kol a instalací pohonu.

Dokončením tohoto konstrukčního návrhu však tato práce není u konce, naopak následuje výrobní realizace. V současné době je celá realizace řešena ve dvou rovinách, jednak je to zajištěný vlastní výroby a potom také samozřejmě naplnění potřebného finančního rozpočtu s vyřízením všech formalit. Přičemž překonání problematiky uvedené na druhém místě se jeví, jako významně složitější a komplikovanější. Z výrobního pohledu je právě jednáno s několika firmami o zajištění výrobních subdodávek a dodání jednotlivých součástí na výrobu podvozku.

Pokud se tedy úspěšně podaří překonat všechny administrativní i jiné překážky, dojte tedy ke stavbě prototypu. Po dokončení stavby podvozku by pochopitelně následovalo rozsáhlé testování všech komponent i podvozku jako celku. Dále je počítáno s výrobou kabiny pro cestující i užitkové nástavby. Následně by se tedy jednalo o prototyp kompletního vozu, který už může být schválen pro provoz na pozemních komunikacích. Tímto by se celý projekt přehoupl přes pomyslný mezník a vozidlo by mohlo být testováno i provozováno ve standardním provozu. Stavba podvozku tedy v sobě skrývá významný potenciál pro budoucí vývoj a rozvoj nejen elektromobilů.

10. Použitá literatura, informační zdroje a použitý software

10.1. Použitá literatura a informační zdroje

[1]. BISHOP, R., *Intelligent Vehicle Technology and Trends*. Norwood : Atech House, Inc., 2005. ISBN 1580539114.

[2]. BRAESS, H.-H., SEIFFERT, U., *Handbook of Automotive Engineering*. Warrendale : SAE Internacionale, 2005. ISBN: 0768007836

[3]. ERJAVEC, J., *Hybrid, Electric & Fuel-cell Vehicles*. Delmar : Cengage Learning, 2007. ISBN 1401881084.

[4]. LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. Úvaly : Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.

[5]. STANĚK, J., NĚMEJC, J., *Metodika zpracování a úprava diplomových (bakalářských) prací*. Plzeň : ZČU, 2005.

[6]. VLK, F., *Podvozky motorových vozidel*. Brno : František Vlk, 2006. ISBN 8023964643.

[7]. VLK, F., *Dynamika motorových vozidel*. Brno : František Vlk, 2003. ISBN 8023900242.

[8]. BARTÁK, P., BARTÁK, J., *Elektropohon v silniční dopravě 1/2*. Plzeň : ZČU, 2011. Výukové prezentace KKS/HPD.

[9]. BARTÁK, P., BARTÁK, J., *Elektropohon v silniční dopravě 2/2*. Plzeň : ZČU, 2011. Výukové prezentace KKS/HPD.

[10]. VSB.cz *Pohyb silničních vozidel*. [Online] [Citace: 8. Prosinec 2012.] http://homen.vsb.cz/~s1i95/mvd/Moodle/2_4.pdf.

[11]. MopedAuto.cz *Informace o mopedautech*. [Online] [Citace: 8. Prosinec 2012.] http://www.mopedauto.cz/informace-o-mopedautech.

[12]. Ministerstvo dopravy ČR. *Zákon 56/2001 Sb. Ministerstvo dopravy ČR*. [Online] [Citace: 8. Prosinec 2012.] http://www.mdcr.cz/NR/rdonlyres/549ACB36-4977-4DFF-8282-BD43C6746755/0/MicrosoftWord56.pdf.

[13]. Hybrid.cz *Elektromobily, elektrokola, elektroskútry, auto na plyn CNG, LPG, testy*. [Online] [Citace: 8. Prosinec 2012.] http://www.hybrid.cz/.

[14]. Plug in map.eu *Nabíjecí místa Plug in map* [Online] [Citace: 10. Prosinec 2012.] http://www.pluginmap.eu.

[15]. Auto.cz *Vše o autech na jednom místě*. [Online] [Citace: 10. březen 2013.] http://www.auto.cz/.

[16]. Novinky.cz *AutoMoto*. [Online] [Citace: 10. březen 2013.] http://www.novinky.cz/auto/

[17]. Going-Electric.com *The Association for Electric Vehicles and their Users in Europe*. [Online] [Citace: 11. březen 2013.] http://www.going-electric.org/.

[18]. Greencar.com *Electric Cars, Hybrid Cars & More* [Online] [Citace: 5. duben 2013.] http://www.greencar.com/

[19]. Technologicvehicles.com *Cars, motorbikes, bicycles, planes and boats, electric or hybrid*. [Online] [Citace: 18. květen 2013.] http://www.technologicvehicles.com/en/green-transportation-news/2412/citroen-c-zero-and-nissan-leafs-prices-are-ge

[20]. Wot.motortrend.com *Electric Deal* [Online] [Citace: 11. květen 2013.] Electric Deal_ Certain Nissan Leaf Dealers Offering Nearly $10,000 in Lease Cash Incentives

[21]. Autoblog.com *Tesla Roadster* [Online] [Citace: 11. květen 2013.] http://www.autoblog.com/2008/10/21/driven-2009-tesla-roadster-v1-5/

[22]. Greenmachines.us *Trucks Will Deliver Goods and a Better World* [Online] [Citace: 11. květen 2013.] http://greenmachines.us/green-machines/trucks-will-deliver-goods-and-a-better-world

[23]. Vehicules-elec.com *Loueur de véhicules électriques* [Online] [Citace: 11. květen 2013.] http://www.vehicules-elec.com/deplacement_de_personnes.html

[24]. Mega-vehicles.com *Véhicules utilitaires MEGA* [Online] [Citace: 11. květen 2013.] http://www.mega-vehicles.com/fr-mega-e-worker-utilitaire-chassis-cabine.html

[25]. Smart-club.cz *Podvozek – geometrie* [Online] [Citace: 11. květen 2013.] http://www.smart-club.cz/

[26]. Raveo.cz *Přímé planetové převodovky APEX - řada AB RAVEO* [Online] [Citace: 15. květen 2013.] http://raveo.cz/apex-AB

[27]. E-pohon.cz *Elektrokola a sety na přestavbu pro všechny* [Online] [Citace: 15. květen 2013.] http://www.e-pohon.cz/e-pohon/eshop/7-1-Pohony-elektrickych-vozidel/0/5/91-Trakcni-motor-HPM-5000B-2-7-kW-48V-vzduchem-chlazeny

[28]. Goldenmotor.com *Hub motor,brushless motor, electric car motor.* [Online] [Citace: 15. květen 2013.] http://www.goldenmotor.com/

[29]. Autodily-hp.cz *Tlumič ATV 50 - 110 ccm zadní* [Online] [Citace: 15. květen 2013.] http://www.autodily-hp.cz/zbozi/4538/Tlumic-ATV-50---110-ccm.htm

[30]. Rubena.cz *Pouzdrové pružiny - Silentbloky - pružiny*. [Online] [Citace: 15. květen 2013.] http://www.rubena.cz/Default.asp?CatID=1994&TYPTREE=1

[31]. Prodej-pneu.cz *Dezent V DARK 6,5x15 3x112 ET34* [Online] [Citace: 15. květen 2013.] http://www.prodej-pneu.cz/alu-kola-dezent-v-dark-6-5x15-3x112-et34-57-1-fix

[32]. Auto Kelly, a.s. *E-shop. Auto Kelly, a.s.* [Online] [Citace: 15. květen 2013.] http://www.autokelly.cz/.

[33]. Ferona, a.s. *Katalog. Ferona, a.s.* [Online] [Citace: 13. Prosinec 2012.] http://www.ferona.cz/cze/katalog/search.php.

[34]. FOINIA Steel s.r.o. *Sortiment. FOINIA Steel s.r.o.* [Online] [Citace: 13. Prosinec 2012.] http://www.foiniasteel.cz/index.php?show=sortiment.

[35]. Feromat.cz *Jakosti ocelí* [Online] [Citace: 13. Prosinec 2012.] http://www.feromat.cz/jakosti_oceli.

[36]. Prirucka.bolzano.cz *Přehled vlastností oceli S235JR* [Online] [Citace: 13. Prosinec 2012.] http://prirucka.bolzano.cz/cz/technicka-podpora/techprirI/tycovaocel/EN10025/S235JRG2/.

10.2. Použitý speciální software

Autodesk Inventor 2012

Siemens NX 8.5

MATLAB 7.1

PŘÍLOHA č. 1

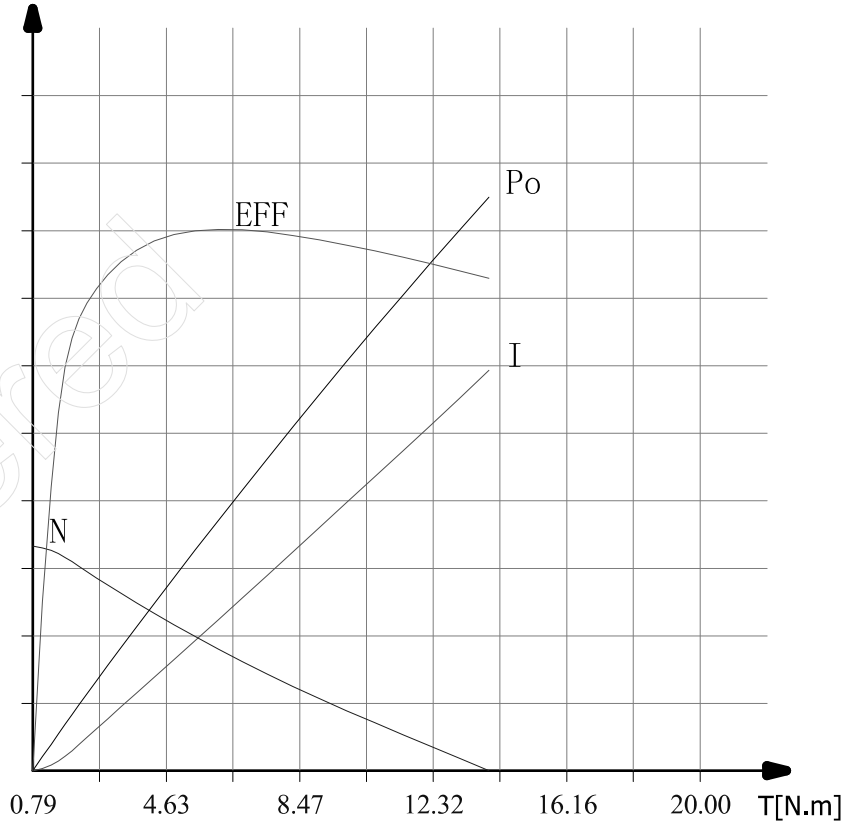
Katalogové listy vybraných součástí

Elektromotor HPM5000B [28]

型号: 001 编号: 0.13 操作人员: 0 测试日期: 2011-1-19

1电机特性曲线

U[V]	I[A]	Pin[W]	PF[/]	N[rpm]	Pout[W]	EFF[%]
50.00	200.000	7000.00	1.00	5000.0	6000.00	100.0
49.82	181.526	6373.60	0.90	4853.2	5433.27	94.5
49.64	163.052	5747.19	0.80	4706.4	4866.54	89.0
49.47	144.578	5120.79	0.70	4559.6	4299.80	83.6
49.29	126.104	4494.39	0.60	4412.8	3733.07	78.1
49.11	107.630	3867.99	0.50	4266.0	3166.34	72.6
48.93	89.156	3241.58	0.40	4119.2	2599.61	67.1
48.75	70.682	2615.18	0.30	3972.4	2032.88	61.6
48.58	52.208	1988.78	0.20	3825.6	1466.14	56.2
48.40	33.734	1362.37	0.10	3678.8	899.41	50.7
48.22	15.260	735.97	0.00	3532.0	332.68	45.2



UnRegistered

项目	电压(V)	电流(A)	输入功率(W)	转矩(N.m)	转速(RPM)	输出功率(W)	效率(%)
空载点	48.23	15.260	735.97	0.79	4021.0	332.68	45.2
最高效率点	48.24	56.516	2725.88	6.12	3796.5	2431.30	89.1
最大输出功率点	48.42	124.838	6043.39	13.92	3532.0	5147.95	85.2
最大转矩点	48.42	124.838	6043.39	13.92	3532.0	5147.95	85.2
结束点	48.42	124.857	6045.14	13.92	3532.0	5149.45	85.2
额定转速点	48.42	124.838	6043.39	13.92	3532.0	5147.95	85.2

动态测试

生产公司: 1

电机型号: 001 额定电压: 1 V

电机编号: 0.13 额定电流: 1 A

测试人员: 0 额定功率: 1 W

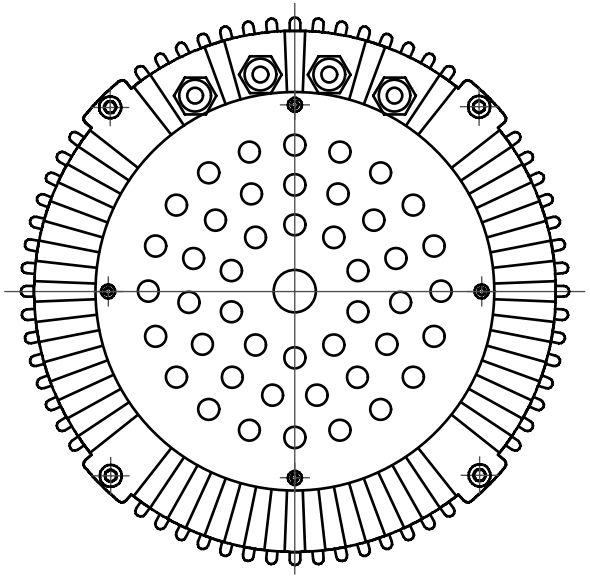
测试日期: 2011-1-19 额定转速: 1 RPM

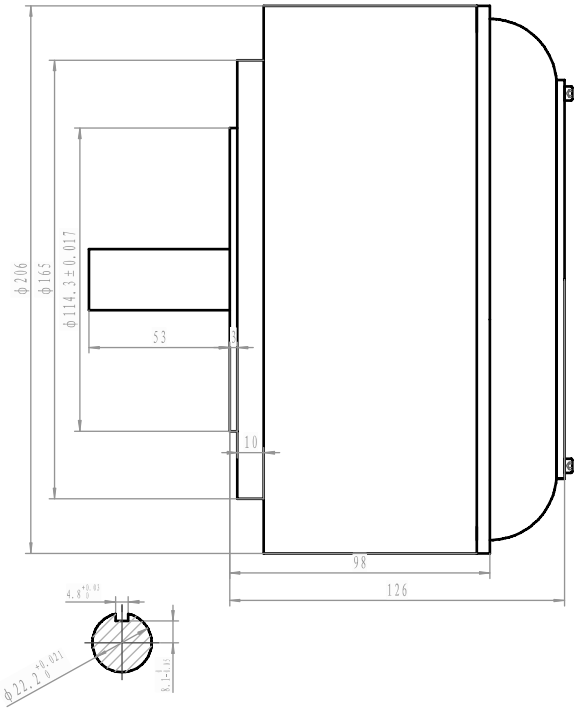
项次 NO.	电压 V	电流 A	输入功率 W	功率因数 PF	频率 Hz	转矩 N.m	转速 rpm	输出功率 W	效率 %
1	48.23	15.260	735.97	1.000	0.00	0.79	4021.7	332.68	45.2
2	48.23	15.436	744.48	1.000	0.00	1.05	4020.3	442.03	59.4
3	48.23	17.531	845.54	1.000	0.00	1.36	4006.3	569.14	67.3
4	48.23	21.204	1022.67	1.000	0.00	2.00	3983.7	832.89	81.4
5	48.23	23.971	1156.11	1.000	0.00	2.27	3967.7	941.71	81.5
6	48.23	23.441	1130.58	1.000	0.00	2.00	3972.3	830.52	73.5
7	48.23	21.134	1019.29	1.000	0.00	1.89	3986.7	788.98	77.4
8	48.23	22.757	1097.59	1.000	0.00	2.10	3976.3	874.38	79.7
9	48.23	25.262	1218.29	1.000	0.00	2.47	3960.7	1024.38	84.1
10	48.22	28.503	1374.49	1.000	0.00	2.82	3942.7	1164.22	84.7
11	48.22	31.979	1542.03	1.000	0.00	3.25	3923.0	1333.68	86.5
12	48.22	36.060	1738.80	1.000	0.00	3.75	3900.7	1533.04	88.2
13	48.22	41.203	1986.96	1.000	0.00	4.34	3873.7	1760.39	88.6
14	48.22	46.333	2234.19	1.000	0.00	4.91	3846.0	1976.03	88.4
15	48.23	50.759	2447.95	1.000	0.00	5.44	3824.0	2179.61	89.0
16	48.23	56.607	2730.36	1.000	0.00	6.15	3795.7	2444.33	89.5
17	48.25	62.977	3038.62	1.000	0.00	6.88	3767.0	2713.82	89.3
18	48.27	69.237	3342.30	1.000	0.00	7.57	3739.3	2962.75	88.6
19	48.30	75.204	3632.35	1.000	0.00	8.27	3714.7	3215.49	88.5
20	48.33	81.655	3946.10	1.000	0.00	9.02	3688.7	3485.24	88.3
21	48.36	88.236	4266.78	1.000	0.00	9.78	3663.3	3752.84	88.0
22	48.41	95.243	4610.40	1.000	0.00	10.60	3638.3	4039.63	87.6
23	48.43	102.775	4977.75	1.000	0.00	11.43	3610.3	4321.06	86.8
24	48.45	110.227	5340.11	1.000	0.00	12.27	3584.7	4606.89	86.3
25	48.44	117.393	5686.53	1.000	0.00	13.10	3559.0	4880.74	85.8
26	48.42	124.857	6045.14	1.000	0.00	13.92	3532.0	5149.45	85.2

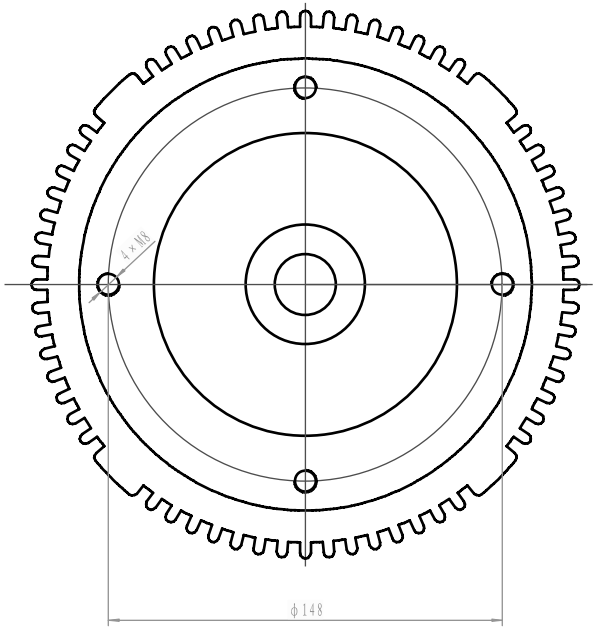
Unregistered

客户名称:

Elektromotor HPM5000B [28]







Motor wiring

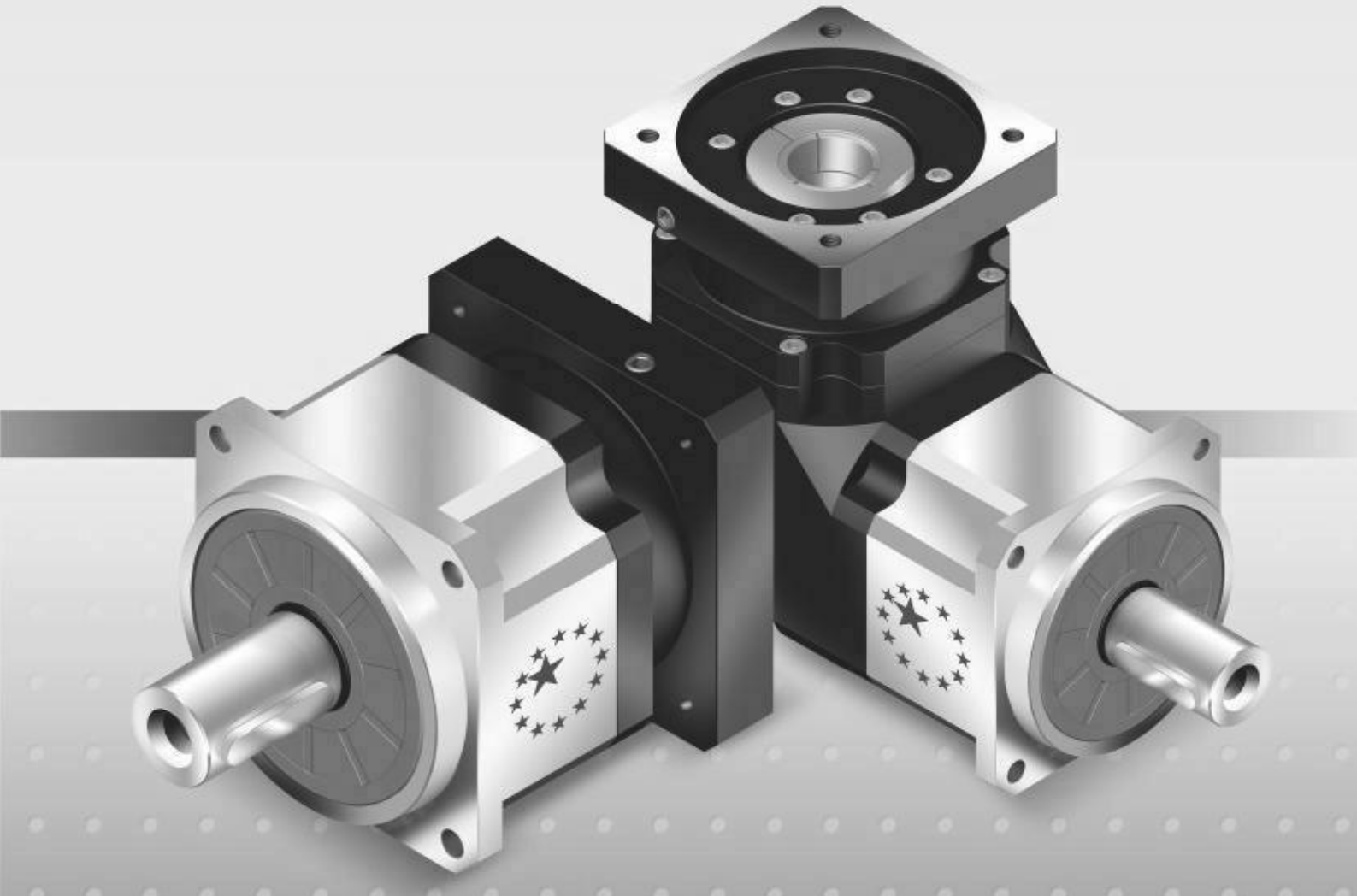
color	thin wires	thick wires
yellow	U	A
blue	V	B
green	W	C
red	+5V	
black	GND	

								GOLDEN MOTOR	
标记	处数	分区	更改文件号	签名	年、月、日				
设计			标准化			阶段标记	重量	比例	
							10.5Kg	1:1	
审核						共 张	第 张		
工艺			批准						

APEX DYNAMICS, INC.

AB / ABR Series

HIGH PRECISION PLANETARY GEARBOXES



Stainless

AB Series

Specifications

Gearbox Performance

Model No.		Stage	Ratio	AB042	AB060	AB060A	AB090	AB090A	AB115	AB142	AB180	AB220
Nominal Output Torque T_{2N}	Nm	1	3	20	55	–	130	–	208	342	588	1,140
			4	19	50	–	140	–	290	542	1,050	1,700
			5	22	60	–	160	–	330	650	1,200	2,000
			6	20	55	–	150	–	310	600	1,100	1,900
			7	19	50	–	140	–	300	550	1,100	1,800
			8	17	45	–	120	–	260	500	1,000	1,600
			9	14	40	–	100	–	230	450	900	1,500
			10	14	40	–	100	–	230	450	900	1,500
		2	15	20	55	55	130	130	208	342	588	1,140
			20	19	50	50	140	140	290	542	1,050	1,700
			25	22	60	60	160	160	330	650	1,200	2,000
			30	20	55	55	150	150	310	600	1,100	1,900
			35	19	50	50	140	140	300	550	1,100	1,800
			40	17	45	45	120	120	260	500	1,000	1,600
			45	14	40	40	100	100	230	450	900	1,500
			50	22	60	60	160	160	330	650	1,200	2,000
			60	20	55	55	150	150	310	600	1,100	1,900
			70	19	50	50	140	140	300	550	1,100	1,800
			80	17	45	45	120	120	260	500	1,000	1,600
			90	14	40	40	100	100	230	450	900	1,500
			100	14	40	40	100	100	230	450	900	1,500
Emergency Stop Torque T_{2NOT}[2]	Nm	1,2	3~100	3 times of Nominal Output Torque								
Nominal Input Speed n_{1N}	rpm	1,2	3~100	5,000	5,000	5,000	4,000	4,000	4,000	3,000	3,000	2,000
Max. Input Speed n_{1B}	rpm	1,2	3~100	10,000	10,000	10,000	8,000	8,000	8,000	6,000	6,000	4,000
Micro Backlash P0	arcmin	1	3~10	–	–	–	≤1	≤1	≤1	≤1	≤1	≤1
		2	15~100	–	–	–	–	–	≤3	≤3	≤3	≤3
Reduced Backlash P1	arcmin	1	3~10	≤3	≤3	≤3	≤3	≤3	≤3	≤3	≤3	≤3
		2	15~100	≤5	≤5	≤5	≤5	≤5	≤5	≤5	≤5	≤5
Standard Backlash P2	arcmin	1	3~10	≤5	≤5	≤5	≤5	≤5	≤5	≤5	≤5	≤5
		2	15~100	≤7	≤7	≤7	≤7	≤7	≤7	≤7	≤7	≤7
Torsional Rigidity	Nm/arcmin	1,2	3~100	3	7	7	14	14	25	50	145	225
Max. Radial Load F_{2rB}[3]	N	1,2	3~100	780	1,530	1,530	3,250	3,250	6,700	9,400	14,500	50,000
Max. Axial Load F_{2a1B}[3]	N	1,2	3~100	350	630	630	1,300	1,300	3,000	4,000	6,200	35,000
Max. Axial Load F_{2a2B}[3]	N	1,2	3~100	390	765	765	1,625	1,625	3,350	4,700	7,250	25,000
Service Life	hr	1,2	3~100	20,000*								
Efficiency η	%	1	3~10	≥97%								
		2	15~100	≥94%								
Weight	kg	1	3~10	0.5	1.3	–	3.7	–	7.8	14.5	29	48
		2	15~100	0.8	1.5	1.9	4.1	5.3	9	17.5	33	60
Operating Temp	°C	1,2	3~100	-10°C~+90°C								
Lubrication		1,2	3~100	synthetic gear grease (NYOGEL 792D)								
Degree of Gearbox Protection		1,2	3~100	IP65								
Mounting Position		1,2	3~100	all directions								
Noise Level (n_1=3000rpm)	dB	1,2	3~100	≤56	≤58	≤60	≤60	≤63	≤63	≤65	≤67	≤70

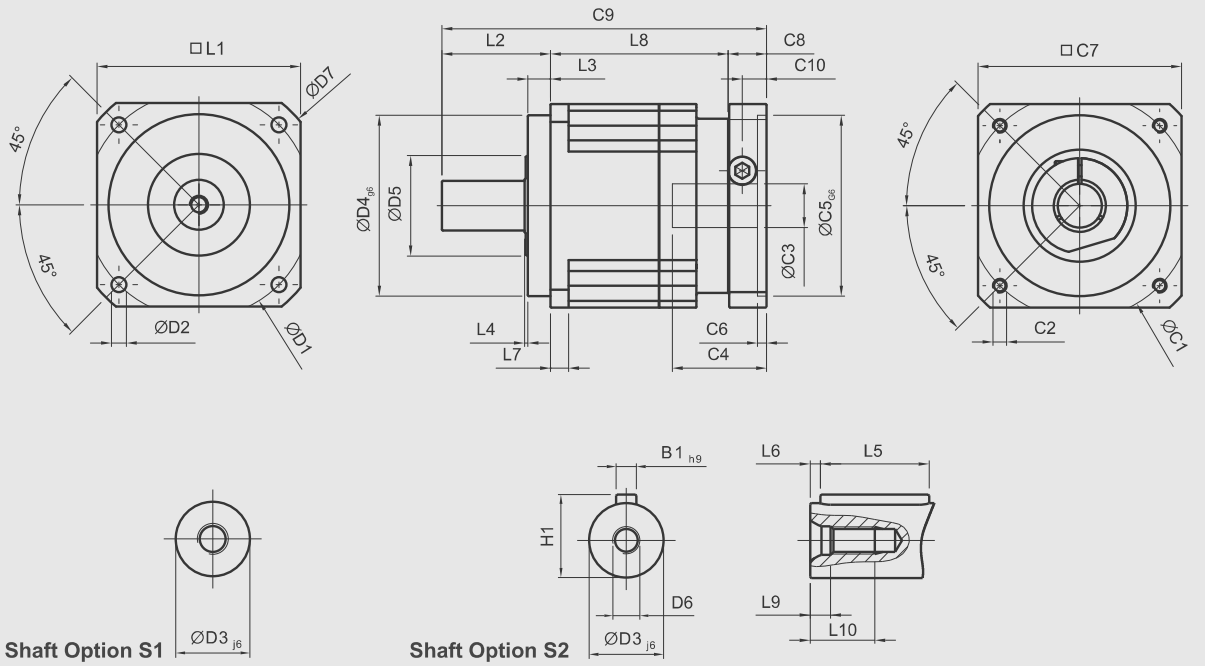
Gearbox Inertia

Model No.		Stage	Ratio	AB042	AB060	AB060A	AB090	AB090A	AB115	AB142	AB180	AB220
Mass Moments of Inertia J_1	kg • cm^2	1	3	0.03	0.16	–	0.61	–	3.25	9.21	28.98	69.61
			4	0.03	0.14	–	0.48	–	2.74	7.54	23.67	54.37
			5	0.03	0.13	–	0.47	–	2.71	7.42	23.29	53.27
			6	0.03	0.13	–	0.45	–	2.65	7.25	22.75	51.72
			7	0.03	0.13	–	0.45	–	2.62	7.14	22.48	50.97
			8	0.03	0.13	–	0.44	–	2.58	7.07	22.59	50.84
			9	0.03	0.13	–	0.44	–	2.57	7.04	22.53	50.63
			10	0.03	0.13	–	0.44	–	2.57	7.03	22.51	50.56
		2	15	0.03	0.03	0.13	0.13	0.47	0.47	2.71	7.42	23.29
			20	0.03	0.03	0.13	0.13	0.47	0.47	2.71	7.42	23.29
			25	0.03	0.03	0.13	0.13	0.47	0.47	2.71	7.42	23.29
			30	0.03	0.03	0.13	0.13	0.47	0.47	2.71	7.42	23.29
			35	0.03	0.03	0.13	0.13	0.47	0.47	2.71	7.42	23.29
			40	0.03	0.03	0.13	0.13	0.47	0.47	2.71	7.42	23.29
			45	0.03	0.03	0.13	0.13	0.47	0.47	2.71	7.42	23.29
			50	0.03	0.03	0.13	0.13	0.44	0.44	2.57	7.03	22.51
			60	0.03	0.03	0.13	0.13	0.44	0.44	2.57	7.03	22.51
			70	0.03	0.03	0.13	0.13	0.44	0.44	2.57	7.03	22.51
			80	0.03	0.03	0.13	0.13	0.44	0.44	2.57	7.03	22.51
			90	0.03	0.03	0.13	0.13	0.44	0.44	2.57	7.03	22.51
			100	0.03	0.03	0.13	0.13	0.44	0.44	2.57	7.03	22.51

1. Ratio ($i=N_{in}/N_{out}$)
2. T_{2B} = 60% of T_{2NOT}
3. Applied to the output shaft center @ 100 rpm

*S1 service life 10,000 hrs

Dimensions (1-stage, Ratio i=3~10)



[unit: mm]

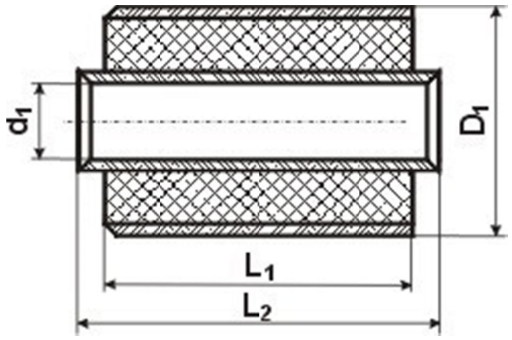
Dimension	AB042	AB060	AB090	AB115	AB142	AB180	AB220
D1	50	70	100	130	165	215	250
D2	3.4	5.5	6.6	9	11	13	17
D3 j6	13	16	22	32	40	55	75
D4 g6	35	50	80	110	130	160	180
D5	22	45	65	95	75	95	115
D6	M4 x 0.7P	M5 x 0.8P	M8 x 1.25P	M12 x 1.75P	M16 x 2P	M20 x 2.5P	M20 x 2.5P
D7	56	80	116	152	185	240	292
L1	42	60	90	115	142	180	220
L2	26	37	48	65	97	105	138
L3	5.5	7	10	12	15	20	30
L4	1	1.5	1.5	2	3	3	3
L5	16	25	32	40	63	70	90
L6	2	2	3	5	5	6	7
L7	4	6	8	10	12	15	20
L8	31	61	78.5	102	119.5	154	163.5
L9	4.5	4.8	7.2	10	12	15	15
L10	10	12.5	19	28	36	42	42
C1[4]	46	70	100	130	165	215	235
C2[4]	M4 x 0.7P	M5 x 0.8P	M6 x 1P	M8 x 1.25P	M10 x 1.5P	M12 x 1.75P	M12 x 1.75P
C3[4]	≤11	＊≤14 / ≤16	≤19 / ≤24	≤32	≤38	≤48	≤55
C4[4]	25	34	40	50	60	85	116
C5[4] G6	30	50	80	110	130	180	200
C6[4]	3.5	8	4	5	6	6	6
C7[4]	42	60	90	115	142	190	220
C8[4]	29.5	19	17	19.5	22.5	29	63
C9[4]	86.5	117	143.5	186.5	239	288	364.5
C10[4]	8.75	13.5	10.75	13	15	20.75	53
B1 h9	5	5	6	10	12	16	20
H1	15	18	24.5	35	43	59	79.5

4. C1~C10 are motor specific dimensions (metric std shown). Refer to Apexdyna.com and Design Tool to view your specific motor mounting system.
＊AB060 ratio 5, 10 offers C3 ≤ 16 option.

Přehled vlastností oceli S235JR [36]

Přehled vlastností oceli S235JR									**1.0038**
Druh oceli	Nelegovaná jakostní konstrukční ocel								
TDP	ČSN EN 10025-2: 2005								
Dřívější označení	S235JRG2 podle EN 10025: 1990 + A1: 1993; RSt 37-2 podle DIN 17100; 11 375 podle ČSN								
Chemické složení v % hmot. (rozbor tavby)	C max. pro tloušťku v mm			Mn	Si	P	S	N	
	≤16	>16≤40	>40[1)]	max.	max.	max.	max.	max.	
	0,17	0,17	0,20	1,40	-	0,035	0,035	0,012	
Složení hotového výrobku	0,19	0,19	0,23	1,50	-	0,045	0,045	0,014	
Mechanické vlastnosti pro zkoušky v podélném směru	Minimální mez kluzu R_{eH} MPa pro výrobky jmenovité tloušťky v mm:								
	≤16	>16 ≤40	>40≤63	>63 ≤80	>80 ≤100	>100≤150	>150≤200	>200 ≤250	
	235	225	215	215	215	195	185	175	
	Pevnost v tahu R_m MPa pro výrobky jmenovité tloušťky v mm:								
	≥3≤100		>100≤150			>150≤250			
	360-510		350-500			340-490			
	Minimální tažnost v % ($L_0 = 5.65\sqrt{S_0}$) pro výrobky jmenovité tloušťky v mm[5)]:								
	>3≤40		>40≤63		>63≤100		>100≤150	>150≤250	
	26		25		24		22	21	
	Minimální nárazová práce KV (J) při 20° C pro výrobky jmenovité tloušťky v mm:[2), 5)]								
	≤150				>150≤250				
	27[4)]				27[4)]				
Maximální hodnota CEV[3)]	Pro výrobky jmenovité tloušťky v mm								
	≤ 30		>30≤40		>40≤150		>150≤250		
	0,35		0,35		0,38		0,40		
Technologické vlastnosti									
Svařitelnost	Vhodná ke svařování všemi obvykle používanými způsoby svařování. S rostoucí tloušťkou výrobku a rostoucí hodnotou uhlíkového ekvivalentu se zvyšuje riziko výskytu trhlin za studena v oblasti sváru. Je účelné dbát doporučení stanovující podmínky pro svařování, jak je ku příkladu uvádí ECSC IC 2 (EN 1011).								

Pouzdrové pružiny (výběr) [30]



Kód	Název produktu	Vni. průměr (d1)	Vně. průměr (D1)	Délka (L1)	Délka (L2)
780021	Pružina pouzdrová - 8,5x26/25(25)	8,5	26	25	25
780014	Pružina pouzdrová - 10x22/20(24)	10	22	20	24
780015	Pružina pouzdrová - 10x25/20(25)	10	25	20	25
780016	Pružina pouzdrová - 12x22/25(28)	12	22	25	28
780001	Pružina pouzdrová - 13x30/40(40)	13	30	40	40
780002	Pružina pouzdrová - 14x27/40(48)	14	27	40	48
780003	Pružina pouzdrová - 14x30/25(28)	14	30	25	28
780004	Pružina pouzdrová - 14x30/67(76)	14	30	67	76
040756	Pružina pouzdrová - 14x30/45(50) - 06.21	14	30	45	50
780005	Pružina pouzdrová - 15,5x55/30(16)	15,5	55	30	16
780017	Pružina pouzdrová - 16x32/50(54)	16	32	50	54
780006	Pružina pouzdrová - 20x45/60(63)	20	45	60	63
780008	Pružina pouzdrová - 25x40/20(20)	25	40	20	20

Silentbloky do vlečných ramen BMW [32]

Číslo dílu: 33 32 9 061 945

Číslo díly (dle staršího značení): 33 32 1 137 564

Obsahuje: FB 04048 – Silentblok

Délka [mm]: 69,5

Vnitřní průměr [mm]: 12

Vnější průměr [mm]: 35

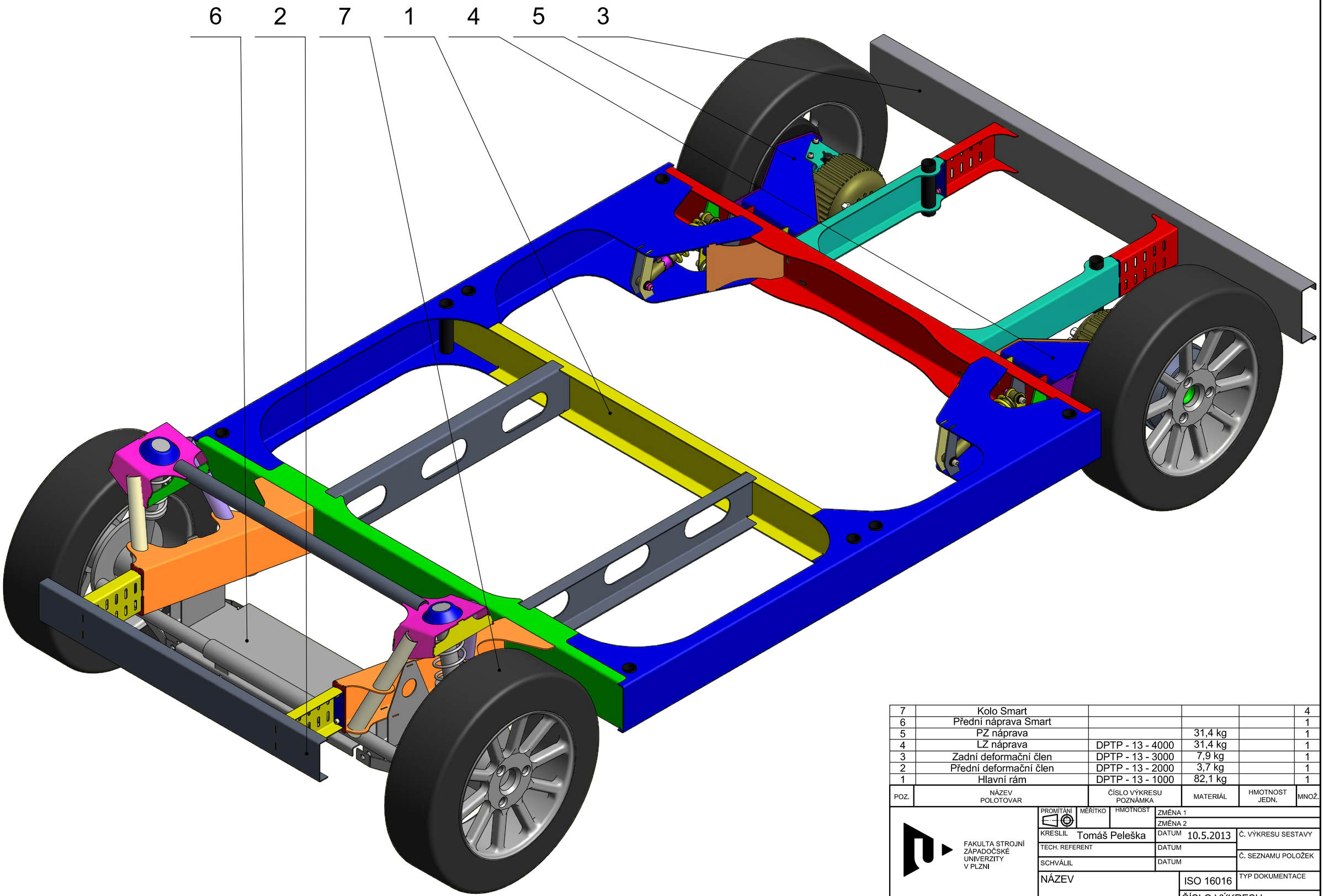
Vnější průměr [mm]: 30

Montovací strana: P / L zadní náprava

Hmotnost [kg]: 0,200

PŘÍLOHA č. 2

Výkresová dokumentace



POZ.	NÁZEV POLOTOVAR	ČÍSLO VÝKRESU POZNÁMKA	MATERIÁL	HMOTNOST JEDN.	MNOŽ.
7	Kolo Smart				4
6	Přední náprava Smart				1
5	PZ náprava		31,4 kg		1
4	LZ náprava	DPTP - 13 - 4000	31,4 kg		1
3	Zadní deformační člen	DPTP - 13 - 3000	7,9 kg		1
2	Přední deformační člen	DPTP - 13 - 2000	3,7 kg		1
1	Hlavní rám	DPTP - 13 - 1000	82,1 kg		1

FAKULTA STROJNÍ
ZÁPADOČESKÉ
UNIVERZITY
V PLZNI

KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ

PROMÍTÁNÍ | MĚŘÍTKO | HMOTNOST | ZMĚNA 1 | ZMĚNA 2

KRESLIL: Tomáš Peleška | DATUM: 10.5.2013 | Č. VÝKRESU SESTAVY

TECH. REFERENT | DATUM | Č. SEZNAMU POLOŽEK

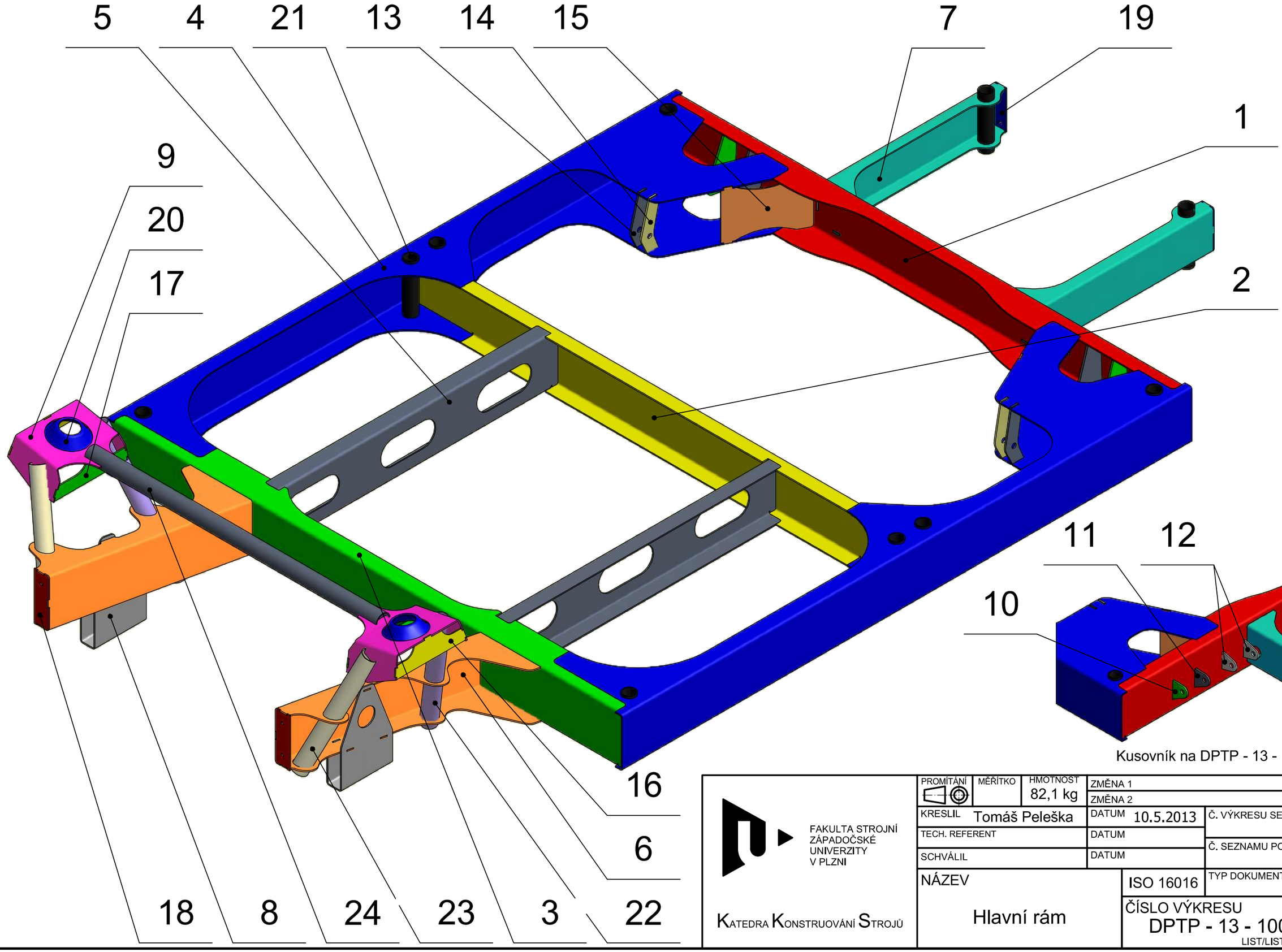
SCHVÁLIL | DATUM

NÁZEV: Podvozková platforma

ISO 16016 | TYP DOKUMENTACE

ČÍSLO VÝKRESU: DPTP - 13 - 0001

LIST/LIST 1



Kusovník na DPTP - 13 - 1000K

FAKULTA STROJNÍ
ZÁPADOČSKÉ
UNIVERZITY
V PLZNI

KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ

PROMÍTÁNÍ	MĚŘÍTKO	HMOTNOST 82,1 kg	ZMĚNA 1
			ZMĚNA 2
KRESLIL Tomáš Peleška		DATUM 10.5.2013	Č. VÝKRESU SESTAVY
TECH. REFERENT		DATUM	Č. SEZNAMU POLOŽEK
SCHVÁLIL		DATUM	
NÁZEV Hlavní rám		ISO 16016	TYP DOKUMENTACE
		ČÍSLO VÝKRESU DPTP - 13 - 1000	LIST/LIST 2

Plechové polotovary pálit dle elektronických dat

POZ.	NÁZEV POLOTOVAR	ČÍSLO VÝKRESU POZNÁMKA	MATERIÁL	HMOTNOST JEDN.	MNOŽ.
24	Příčná rozpěra	TR - Pr. 40x2 - 849	S235	1,6 kg	1
23	Přední rozpěra	TR - Pr. 40x2 - 340	S235	0,5 kg	2
22	Zadní rozpěra	TR - Pr. 40x2 - 408	S235	0,6 kg	2
21	Úchytový bod	TR - Pr. 35x2,5 - 150	S235	0,1 kg	6
20	Objímka McPhersonu	DPTP - 13 - 1020	S235	0,1 kg	2
19	Zadní ukončení - 3 mm	DPTP_13_1019.dxf	S235	0,1 kg	2
18	Přední ukončení - 3 mm	DPTP_13_1018.dxf	S235	0,1 kg	2
17	Výztuha přední B - 3 mm	DPTP_13_1017.dxf	S235	0,1 kg	2
16	Výztuha přední A - 3 mm	DPTP_13_1016.dxf	S235	0,1 kg	2
15	Zadní výztuha - 3 mm	DPTP_13_1015.dxf	S235	0,1 kg	2
14	Držák zadního tlumiče B - 4 mm	DPTP_13_1014.dxf	S235	0,1 kg	2
13	Držák zadního tlumiče A - 4 mm	DPTP_13_1013.dxf	S235	0,1 kg	2
12	Držák zadního ramene C - 4 mm	DPTP_13_1012.dxf	S235	0,1 kg	4
11	Držák zadního ramene B - 5 mm	DPTP_13_1011.dxf	S235	0,1 kg	2
10	Držák zadního ramene A - 5 mm	DPTP_13_1010.dxf	S235	0,1 kg	2
9	Držák McPhersonu - 3 mm	DPTP_13_1009.dxf	S235	0,7 kg	2
8	Držák přední nápravnice - 3 mm	DPTP_13_1008.dxf	S235	1,0 kg	2
7	Zadní podélník - 3 mm	DPTP_13_1007.dxf	S235	3,0 kg	2
6	Přední podélník - 3 mm	DPTP_13_1006.dxf	S235	3,7 kg	2
5	Pomocný podélník - 3 mm	DPTP_13_1005.dxf	S235	3,4 kg	2
4	Hlavní podélník - 3 mm	DPTP_13_1004.dxf	S235	13,0 kg	2
3	Přední příčník - 3 mm	DPTP_13_1003.dxf	S235	7,9 kg	1
2	Střední příčník - 3 mm	DPTP_13_1002.dxf	S235	6,7 kg	1
1	Zadní příčník - 3 mm	DPTP_13_1001.dxf	S235	7,7 kg	1

FAKULTA STROJNÍ
ZÁPADOČESKÉ
UNIVERZITY
V PLZNI

KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ

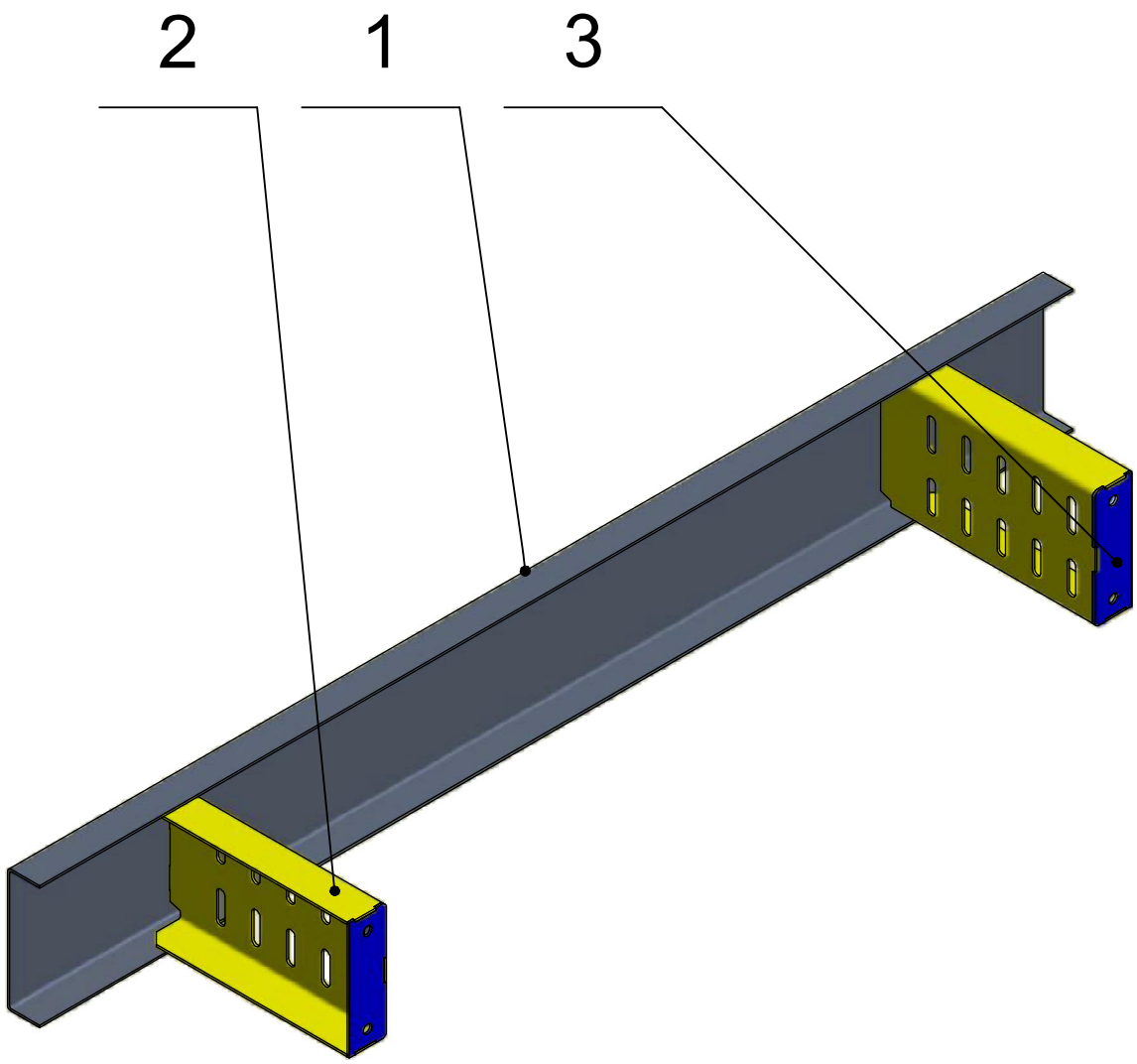
PROMÍTÁNÍ	MĚŘÍTKO	HMOTNOST 82,1 kg	ZMĚNA 1
			ZMĚNA 2
KRESLIL Tomáš Peleška		DATUM 10.5.201	Č. VÝKRESU SESTAVY
TECH. REFERENT		DATUM	Č. SEZNAMU POLOŽEK
SCHVÁLIL		DATUM	

NÁZEV: Hlavní rám

ISO 16016 — TYP DOKUMENTACE

ČÍSLO VÝKRESU: DPTP - 13 - 1000K

LIST/LIST 3



Plechové polotovary pálit dle elektronických dat

POZ.	NÁZEV POLOTOVAR	ČÍSLO VÝKRESU POZNÁMKA	MATERIÁL	HMOTNOST JEDN.	MNOŽ.
3	Ukončení deformačního členu - 2 mm	DPTP_13_2003.dxf	S235	0,1 kg	2
2	Přední deformační element - 2 mm	DPTP_13_2002.dxf	S235	0,5 kg	2
1	Výztuha předního nárazníku - 2 mm	DPTP_13_2001.dxf	S235	2,5 kg	1

FAKULTA STROJNÍ
ZÁPADOČESKÉ
UNIVERZITY
V PLZNI

KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ

PROMÍTÁNÍ	MĚŘÍTKO	HMOTNOST 3,7 kg	ZMĚNA 1	
			ZMĚNA 2	
KRESLIL Tomáš Peleška			DATUM 10.5.2013	Č. VÝKRESU SESTAVY
TECH. REFERENT			DATUM	Č. SEZNAMU POLOŽEK
SCHVÁLIL			DATUM	

NÁZEV

Přední deformační člen

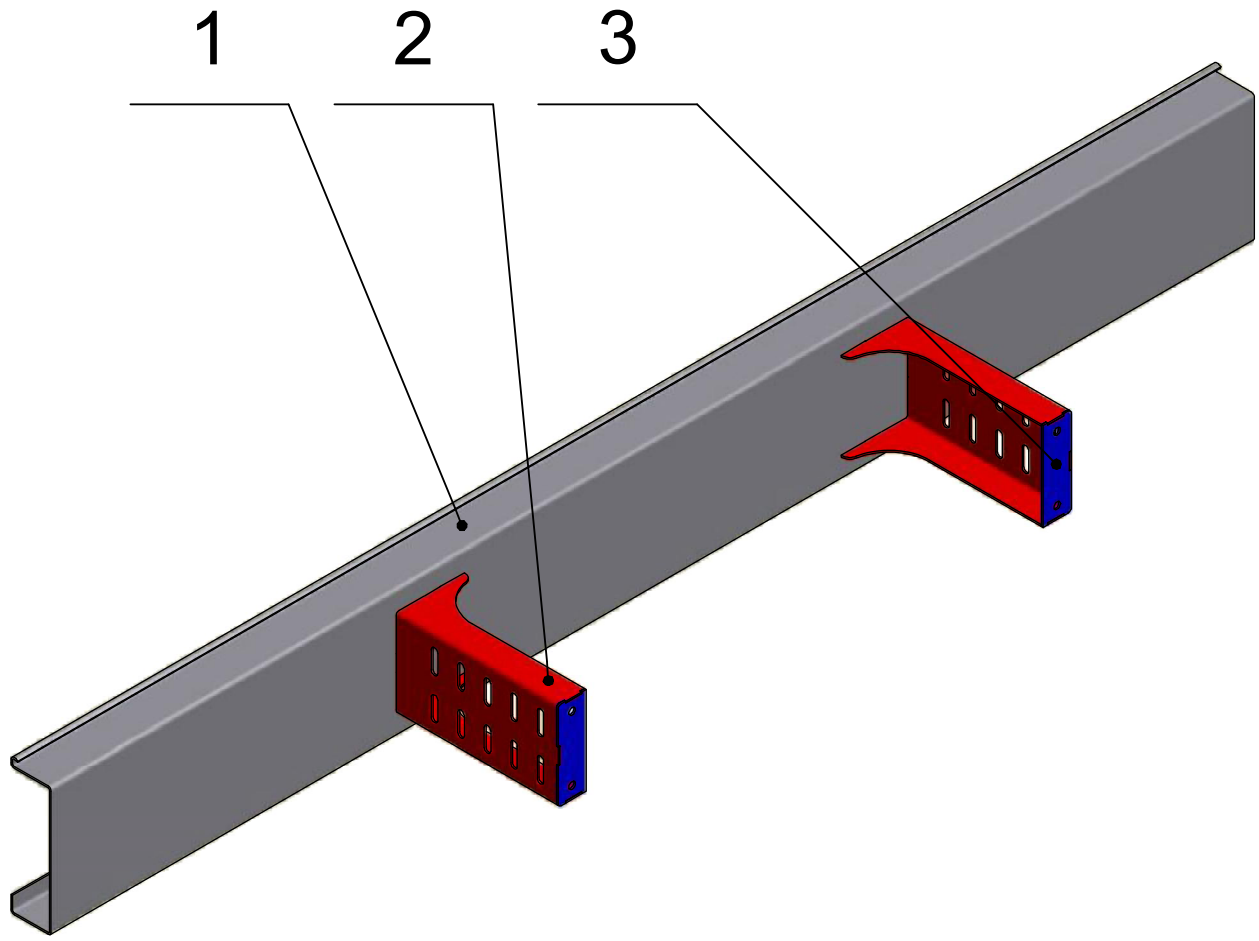
ISO 16016

TYP DOKUMENTACE

ČÍSLO VÝKRESU

DPTP - 13 - 2000

LIST/LIST 4



Plechové polotovary pálit dle elektronických dat

POZ.	NÁZEV POLOTOVAR	ČÍSLO VÝKRESU POZNÁMKA	MATERIÁL	HMOTNOST JEDN.	MNOŽ.
3	Ukončení deformačního členu - 2 mm	DPTP_13_2003.dxf	S235	0,1 kg	2
2	Zadní deformační element - 2 mm	DPTP_13_3002.dxf	S235	0,5 kg	2
1	Zadná nárazník - 2 mm	DPTP_13_3001.dxf	S235	6,7 kg	1

FAKULTA STROJNÍ
ZÁPADOČSKÉ
UNIVERZITY
V PLZNI

KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ

PROMÍTÁNÍ	MĚŘÍTKO	HMOTNOST 7,9 kg	ZMĚNA 1	
			ZMĚNA 2	
KRESLIL Tomáš Peleška			DATUM 10.5.2013	Č. VÝKRESU SESTAVY
TECH. REFERENT			DATUM	Č. SEZNAMU POLOŽEK
SCHVÁLIL			DATUM	

NÁZEV

Zadní deformační člen

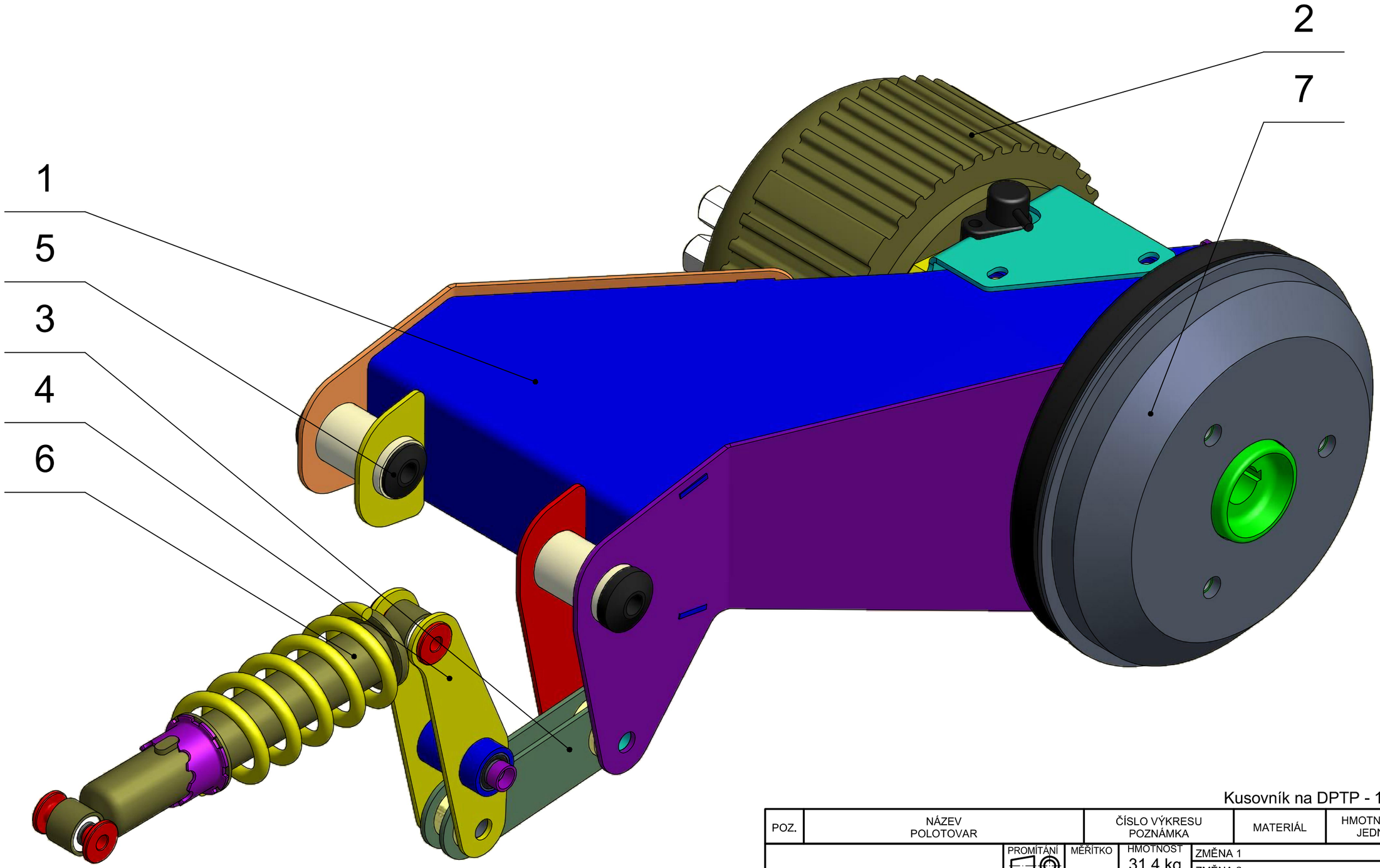
ISO 16016

TYP DOKUMENTACE

ČÍSLO VÝKRESU

DPTP - 13 - 3000

LIST/LIST 5



Kusovník na DPTP - 13 - 4000K

POZ.	NÁZEV POLOTOVAR	ČÍSLO VÝKRESU POZNÁMKA	MATERIÁL	HMOTNOST JEDN.	MNOŽ.

PROMÍTÁNÍ | MĚŘÍTKO | HMOTNOST 31,4 kg | ZMĚNA 1 | ZMĚNA 2

FAKULTA STROJNÍ
ZÁPADOČESKÉ
UNIVERZITY
V PLZNI

KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ

KRESLIL Tomáš Peleška	DATUM 10.5.2013	Č. VÝKRESU SESTAVY
TECH. REFERENT	DATUM	Č. SEZNAMU POLOŽEK
SCHVÁLIL	DATUM	

NÁZEV

LZ náprava

ISO 16016 | TYP DOKUMENTACE

ČÍSLO VÝKRESU
DPTP - 13 - 4000
LIST/LIST 6

POZ.	NÁZEV POLOTOVAR	ČÍSLO VÝKRESU POZNÁMKA	MATERIÁL	HMOTNOST JEDN.	MNOŽ.
7	Brzdová jednotka Smart			8,5 kg	1
6	Tlumič s pružinou	ATV 50 – 110		0,9 kg	1
5	Silentblok BMW	33 32 9 061 945		0,1 kg	2
4	Přepákování	DPTP - 13 - 4400		0,6 kg	1
3	Tažná tyč	DPTP - 13 - 4300		0,3 kg	1
2	Pohon L	DPTP - 13 - 4200		16,1 kg	1
1	Rameno L	DPTP - 13 - 4100		4,9 kg	1

FAKULTA STROJNÍ
ZÁPADOČESKÉ
UNIVERZITY
V PLZNI

KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ

PROMÍTÁNÍ | MĚŘÍTKO | HMOTNOST 31,4 kg | ZMĚNA 1 | ZMĚNA 2

KRESLIL Tomáš Peleška | DATUM 10.5.2013 | Č. VÝKRESU SESTAVY

TECH. REFERENT | DATUM | Č. SEZNAMU POLOŽEK

SCHVÁLIL | DATUM

NÁZEV

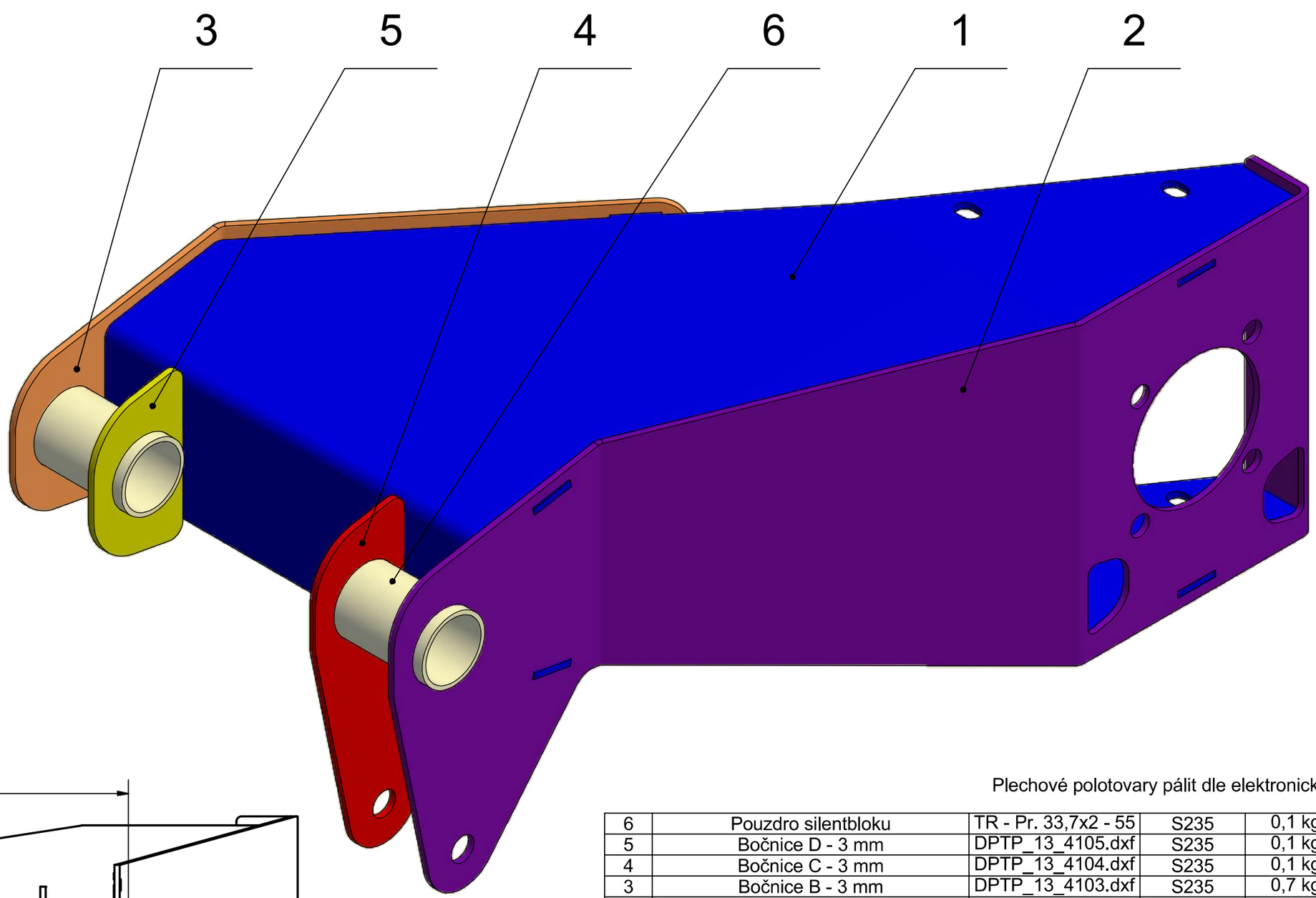
LZ náprava

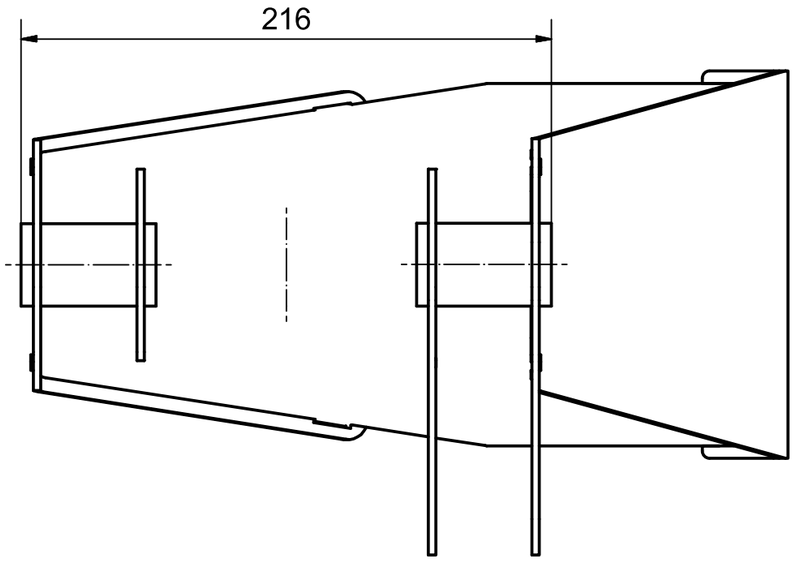
ISO 16016 | TYP DOKUMENTACE

ČÍSLO VÝKRESU

DPTP - 13 - 4000K

LIST/LIST 7





Plechové polotovary pálit dle elektronických dat

POZ.	NÁZEV POLOTOVAR	ČÍSLO VÝKRESU POZNÁMKA	MATERIÁL	HMOTNOST JEDN.	MNOŽ.
6	Pouzdro silentbloku	TR - Pr. 33,7x2 - 55	S235	0,1 kg	2
5	Bočnice D - 3 mm	DPTP_13_4105.dxf	S235	0,1 kg	1
4	Bočnice C - 3 mm	DPTP_13_4104.dxf	S235	0,1 kg	1
3	Bočnice B - 3 mm	DPTP_13_4103.dxf	S235	0,7 kg	1
2	Bočnice A - 3 mm	DPTP_13_4102.dxf	S235	1,3 kg	1
1	Plášť - 3 mm	DPTP_13_4101.dxf	S235	2,5 kg	1

FAKULTA STROJNÍ
ZÁPADOČESKÉ
UNIVERZITY
V PLZNI

KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ

PROMÍTÁNÍ | MĚŘÍTKO | HMOTNOST 4,9 kg | ZMĚNA 1 | ZMĚNA 2

KRESLIL Tomáš Peleška | DATUM 10.5.2013 | Č. VÝKRESU SESTAVY

TECH. REFERENT | DATUM | Č. SEZNAMU POLOŽEK

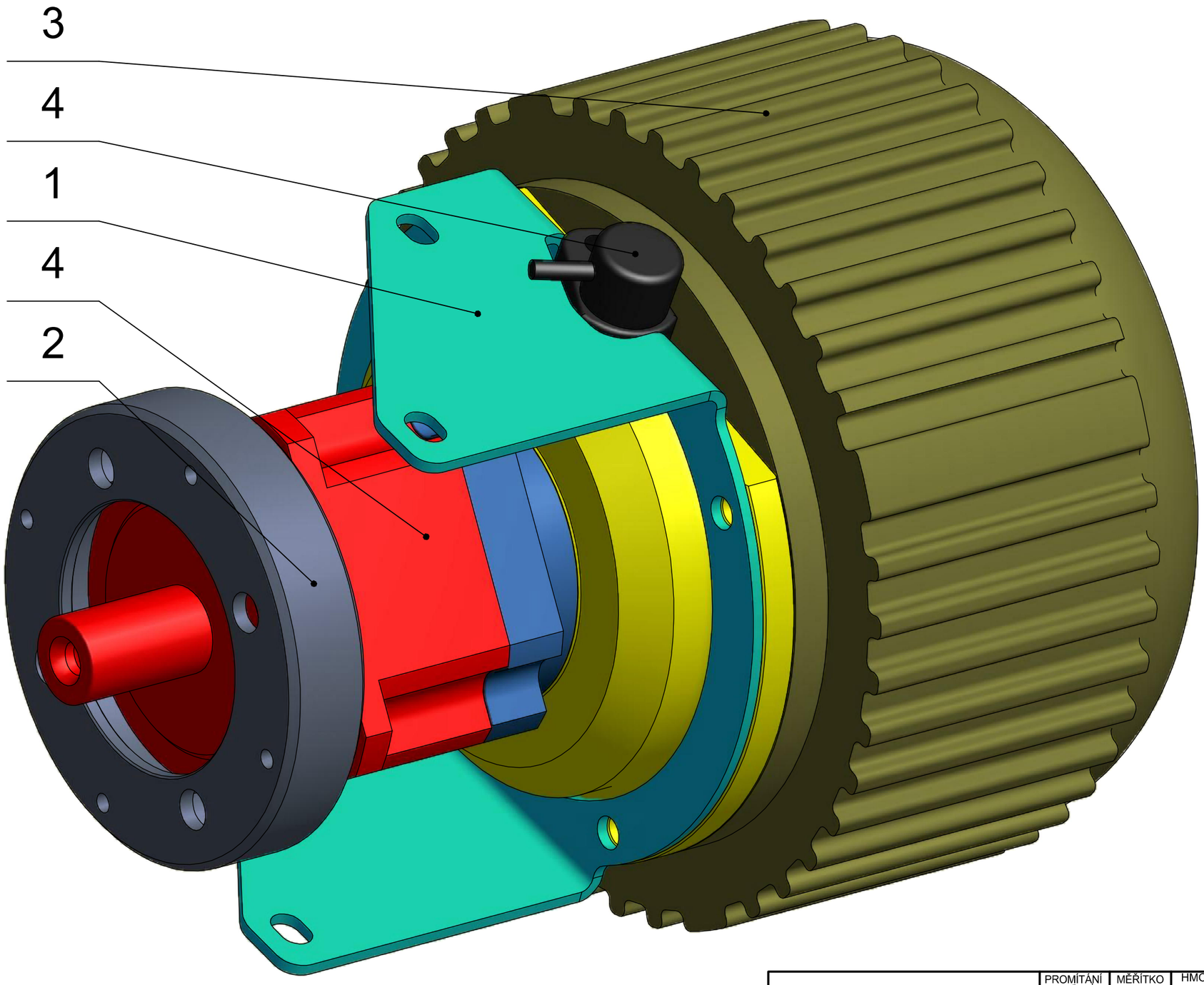
SCHVÁLIL | DATUM

NÁZEV: Rameno L

ISO 16016 | TYP DOKUMENTACE

ČÍSLO VÝKRESU: DPTP - 13 - 4100

LIST/LIST 8



Kusovník na DPTP - 13 - 4200K

FAKULTA STROJNÍ
ZÁPADOČSKÉ
UNIVERZITY
V PLZNI

KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ

PROMÍTÁNÍ	MĚŘÍTKO	HMOTNOST 16,1 kg	ZMĚNA 1	
			ZMĚNA 2	
KRESLIL Tomáš Peleška			DATUM 10.5.2013	Č. VÝKRESU SESTAVY
TECH. REFERENT			DATUM	Č. SEZNAMU POLOŽEK
SCHVÁLIL			DATUM	
NÁZEV Pohon L		ISO 16016		TYP DOKUMENTACE
			ČÍSLO VÝKRESU DPTP - 13 - 4200	
			LIST/LIST 9	

Plechové polotovary pálit dle elektronických dat

POZ.	NÁZEV POLOTOVAR	ČÍSLO VÝKRESU POZNÁMKA	MATERIÁL	HMOTNOST JEDN.	MNOŽ.
5	Senzor ABS Smart			0,2 kg	1
4	Převodovku Apex	AB-090-007-S2-P2		3,7 kg	1
3	Motor Goldenmotor	HPM5000B		11,0 kg	1
2	Příruba převodovky			0,8 kg	1
1	Držák motoru - 3 mm	DPTP_13_4201.dxf	S235	0,4 kg	1

PROMÍTÁNÍ	MĚŘÍTKO	HMOTNOST 16,1 kg	ZMĚNA 1	
			ZMĚNA 2	
KRESLIL Tomáš Peleška			DATUM 10.5.2013	Č. VÝKRESU SESTAVY
TECH. REFERENT			DATUM	Č. SEZNAMU POLOŽEK
SCHVÁLIL			DATUM	

FAKULTA STROJNÍ
ZÁPADOČESKÉ
UNIVERZITY
V PLZNI

KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ

NÁZEV

Poohn L

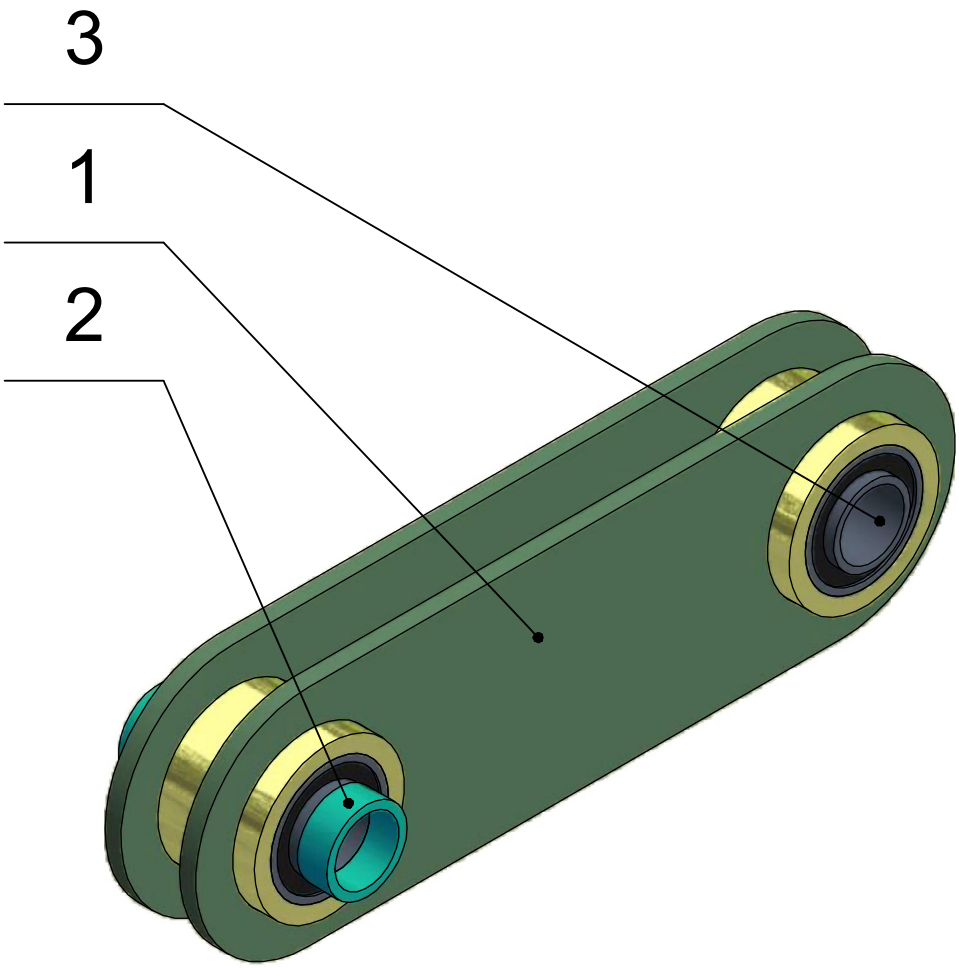
ISO 16016

TYP DOKUMENTACE

ČÍSLO VÝKRESU

DPTP - 13 - 4200K

LIST/LIST 10



POZ.	NÁZEV POLOTOVAR	ČÍSLO VÝKRESU POZNÁMKA	MATERIÁL	HMOTNOST JEDN.	MNOŽ.
3	Silentblok Rubena	12x22 - 25(28)		0,1 kg	2
2	Vymezovací kroužek	TR - Pr. 15x1,5 - 5	S235	0,1 kg	2
1	Svařenec tyče	DPTP - 13 - 4350		0,1 kg	1

FAKULTA STROJNÍ
ZÁPADOČESKÉ
UNIVERZITY
V PLZNI

KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ

PROMÍTÁNÍ	MĚŘÍTKO	HMOTNOST 0,3 kg	ZMĚNA 1
			ZMĚNA 2
KRESLIL Tomáš Peleška		DATUM 10.5.2013	Č. VÝKRESU SESTAVY
TECH. REFERENT		DATUM	Č. SEZNAMU POLOŽEK
SCHVÁLIL		DATUM	

NÁZEV

Tažná tyč

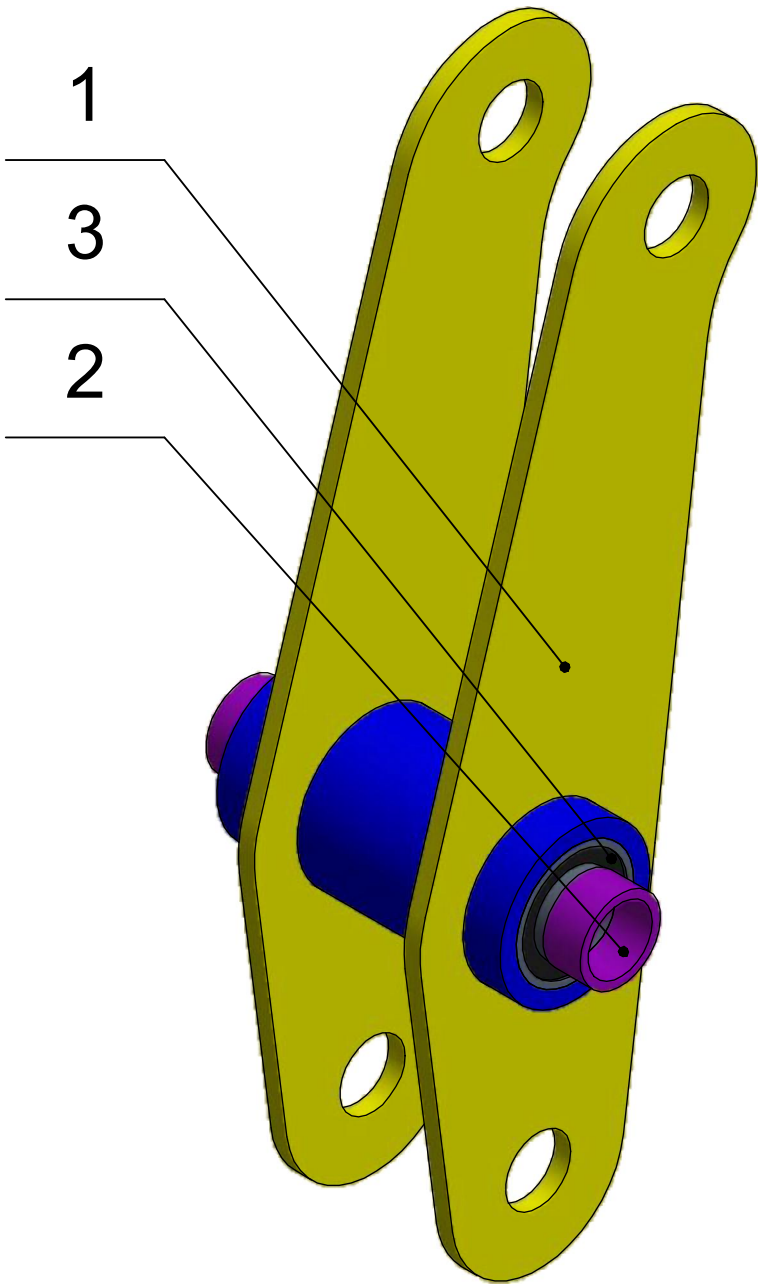
ISO 16016

TYP DOKUMENTACE

ČÍSLO VÝKRESU

DPTP - 13 - 4300

LIST/LIST 11



POZ.	NÁZEV POLOTOVAR	ČÍSLO VÝKRESU POZNÁMKA	MATERIÁL	HMOTNOST JEDN.	MNOŽ.
3	Silentblok Rubena	12x22 - 25(28)		0,1 kg	2
2	Vymezovací kroužek	TR - Pr. 15x1,5 - 7	S235	0,1 kg	2
1	Svařenec přepákování	DPTP - 13 - 4450		0,3 kg	1

FAKULTA STROJNÍ
ZÁPADOČESKÉ
UNIVERZITY
V PLZNI

KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ

PROMÍTÁNÍ	MĚŘÍTKO	HMOTNOST 0,6 kg	ZMĚNA 1
			ZMĚNA 2
KRESLIL Tomáš Peleška		DATUM 10.5.2013	Č. VÝKRESU SESTAVY
TECH. REFERENT		DATUM	Č. SEZNAMU POLOŽEK
SCHVÁLIL		DATUM	

NÁZEV

Přepákování

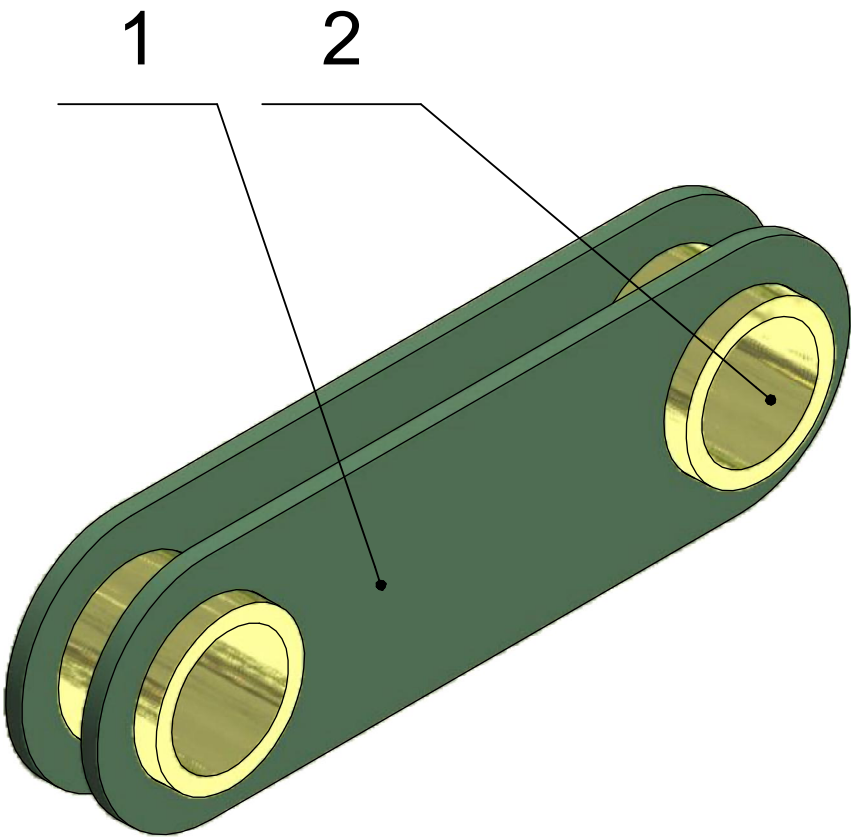
ISO 16016

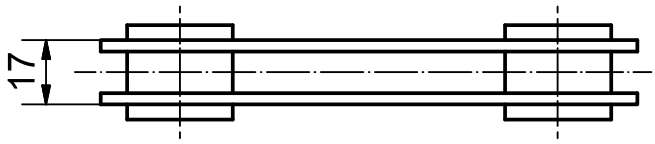
TYP DOKUMENTACE

ČÍSLO VÝKRESU

DPTP - 13 - 4400

LIST/LIST 12





Plechové polotovary pálit dle elektronických dat

POZ.	NÁZEV POLOTOVAR	ČÍSLO VÝKRESU POZNÁMKA	MATERIÁL	HMOTNOST JEDN.	MNOŽ.
2	Pouzdro přepákování	TR - Pr. 28x3 - 25	S235	0,1 kg	2
1	Bočnice přepákování - 3 mm	DPTP_13_4351.dxf	S235	0,1 kg	2

FAKULTA STROJNÍ
ZÁPADOČESKÉ
UNIVERZITY
V PLZNI

KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ

PROMÍTÁNÍ	MĚŘÍTKO	HMOTNOST 0,1 kg	ZMĚNA 1
			ZMĚNA 2
KRESLIL Tomáš Peleška		DATUM 10.5.2013	Č. VÝKRESU SESTAVY
TECH. REFERENT		DATUM	Č. SEZNAMU POLOŽEK
SCHVÁLIL		DATUM	

NÁZEV

Svařenec přepákování

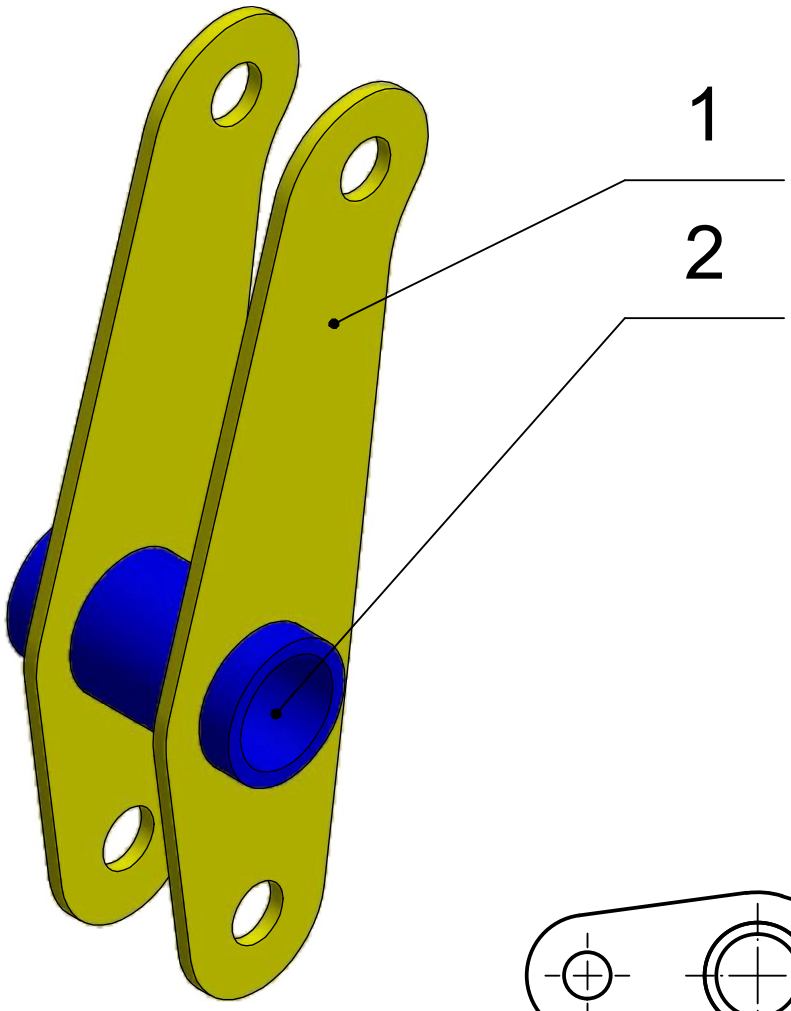
ISO 16016

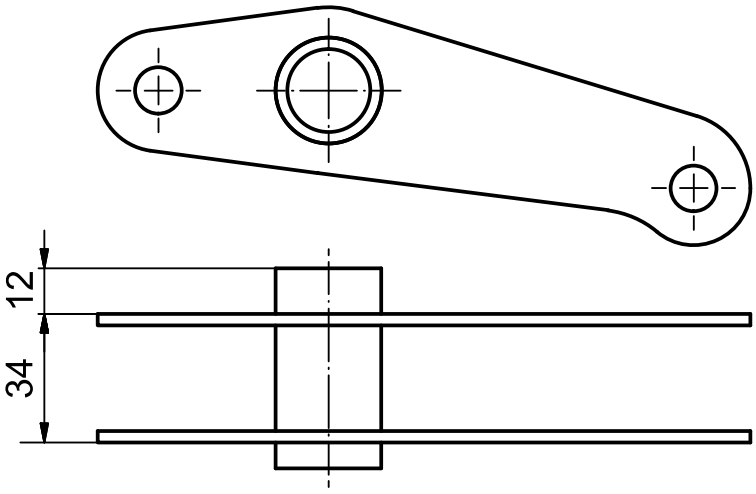
TYP DOKUMENTACE

ČÍSLO VÝKRESU

DPTP - 13 - 4350

LIST/LIST 13





Plechové polotovary pálit dle elektronických dat

POZ.	NÁZEV POLOTOVAR	ČÍSLO VÝKRESU POZNÁMKA	MATERIÁL	HMOTNOST JEDN.	MNOŽ.
2	Pouzdro přepákování	DPTP - 13 - 4452	S235	0,1 kg	1
1	Bočnice přepákování - 4 mm	DPTP_13_4451.dxf	S235	0,1 kg	2

FAKULTA STROJNÍ
ZÁPADOČSKÉ
UNIVERZITY
V PLZNI

KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ

PROMÍTÁNÍ	MĚŘÍTKO	HMOTNOST 0,3 kg	ZMĚNA 1
			ZMĚNA 2
KRESLIL Tomáš Peleška		DATUM 10.5.2013	Č. VÝKRESU SESTAVY
TECH. REFERENT		DATUM	Č. SEZNAMU POLOŽEK
SCHVÁLIL		DATUM	

NÁZEV

Svařenec přepákování

ISO 16016

TYP DOKUMENTACE

ČÍSLO VÝKRESU

DPTP - 13 - 4450

LIST/LIST 14