

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B 2301 Strojní inženýrství
Studijní zaměření: Dopravní a manipulační technika

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Návrh řešení nápravy pro elektricky poháněné vozidlo typu „velorex“

Autor: **Jan TUKA**
Vedoucí práce: **Doc. Ing. Josef Formánek, Ph.D.**

Akademický rok 2016/2017

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Jan TUKA**

Osobní číslo: **S14B0281P**

Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**

Studijní obor: **Dopravní a manipulační technika**

Název tématu: **Návrh řešení nápravy pro elektricky poháněné vozidlo typu "velorex"**

Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Základní požadavky:

Cílem je provést rozbor technického uspořádání základních komponent hnací nápravy pro vozidlo typu "Velorex". Provést specifikaci požadavků s ohledem na správnou funkčnost a technickou jednoduchost. Výsledkem je konstrukční návrh stavebnicové sestavy hnací nápravy, tak aby byla možnost využitelnosti v budoucím konstrukčním řešení elektricky poháněných vozidel.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova bakalářské práce:

1. Vypracování rešerše včetně systematického popisu funkce.
2. Vypracování rozboru technických parametrů.
3. Vypracování variant koncepčních řešení.
4. Zhodnocení vybrané navržené konstrukční varianty.

Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Rozsah kvalifikační práce: **30-40 stran A4**
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**
Seznam odborné literatury:

VALA, M. *Teorie a konstrukce silničních vozidel I.* Pardubice: Univerzita Pardubice, 2003

VLK, F. *Stavba motorových vozidel.* Brno: Vlk, 2005

JAN, Z., ŽDÁNSKÝ, B., ČUPERA, J. *Automobily Podvozky.* Brno: Avid s.r.o., 2007

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

Vedoucí bakalářské práce: **Doc. Ing. Josef Formánek, Ph.D.**


Katedra konstruování strojů

Konzultant bakalářské práce: **Doc. Ing. Josef Formánek, Ph.D.**


Katedra konstruování strojů

Datum zadání bakalářské práce: **19. září 2016**

Termín odevzdání bakalářské práce: **2. června 2017**


Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan




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

V Plzni dne 19. září 2016

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této bakalářské práce.

V Plzni dne:

.....

podpis autora

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Tuka	Jméno Jan	
STUDIJNÍ OBOR	B2301 – „Dopravní a manipulační technika“		
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Formánek, Ph.D.	Jméno Josef	
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Návrh řešení nápravy pro elektricky poháněné vozidlo typu „velorex“		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2017
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	52	TEXTOVÁ ČÁST	44	GRAFICKÁ ČÁST	8
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

<p style="text-align: center;">STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</p> <p>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>Cílem je provést rozbor technického uspořádání základních komponent hnací nápravy pro vozidlo typu „Velorex“. Provést specifikaci požadavků s ohledem na správnou funkčnost a technickou jednoduchost. Výsledkem je konstrukční návrh stavebnicové sestavy hnací nápravy, tak aby byla možnost využitelnosti v budoucím konstrukčním řešení elektricky poháněných vozidel.</p>
<p style="text-align: center;">KLÍČOVÁ SLOVA</p> <p style="text-align: center;">ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</p>	<p style="text-align: center;">Náprava, Odpružení, Zavěšení kol, Tříkolové vozidlo, Elektromobil,</p>

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTHOR	Surname Tuka	Name Jan	
FIELD OF STUDY	B2301 – “Transport and handling machinery“		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Formánek, Ph.D.	Name Josef	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Design solutions of electrically driven axle for vehicle of type "Velorex"		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2017
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	52	TEXT PART	44	GRAPHICAL PART	8
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	The aim is to analyze the technical possibilities of the basic components of the drive axle for the "Velorex" vehicle. Perform specification requirements with regard to proper functionality and technical simplicity. The result is the structural design of the drive assembly of the drive axle so that it can be used in the future design of electrically driven vehicles.
KEY WORDS	axel, suspension, wheel hanging, free wheel vehicle, electric car

Poděkování

Rád bych tímto chtěl poděkovat svému vedoucímu bakalářské práce panu Doc. Ing. Josefu Formánkovi, Ph.D. za velice profesionální a podnětné vedení práce, cenné poznatky a připomínky. Také bych chtěl poděkovat své rodině za psychickou podporu při studiu a při vypracovávání této práce. Též bych chtěl poděkovat všem svým přátelům a kamarádům za nikdy nekončící psychickou podporu. Dále bych chtěl poděkovat všem svým spolužákům za to, že se mě nesnažili svést k zahálce, když se rozhodli prodlužovat své studium, a že po mě nechtěli, abych s nimi byl na „stejně lodi“. V neposlední řadě bych chtěl také poděkovat Doc. Ing. Michalu Šimonovi, Ph.D. za jeho nechápající komentáře k mým kritickým ale zároveň i konstruktivním poznámkám k předmětům vyučovaným na KPV na hodnocení kvality výuky, díky kterým jsem se správně rozhodl nestudovat na KPV a díky tomu jsem mohl vypracovat tuto zajímavou a užitečnou bakalářskou práci.

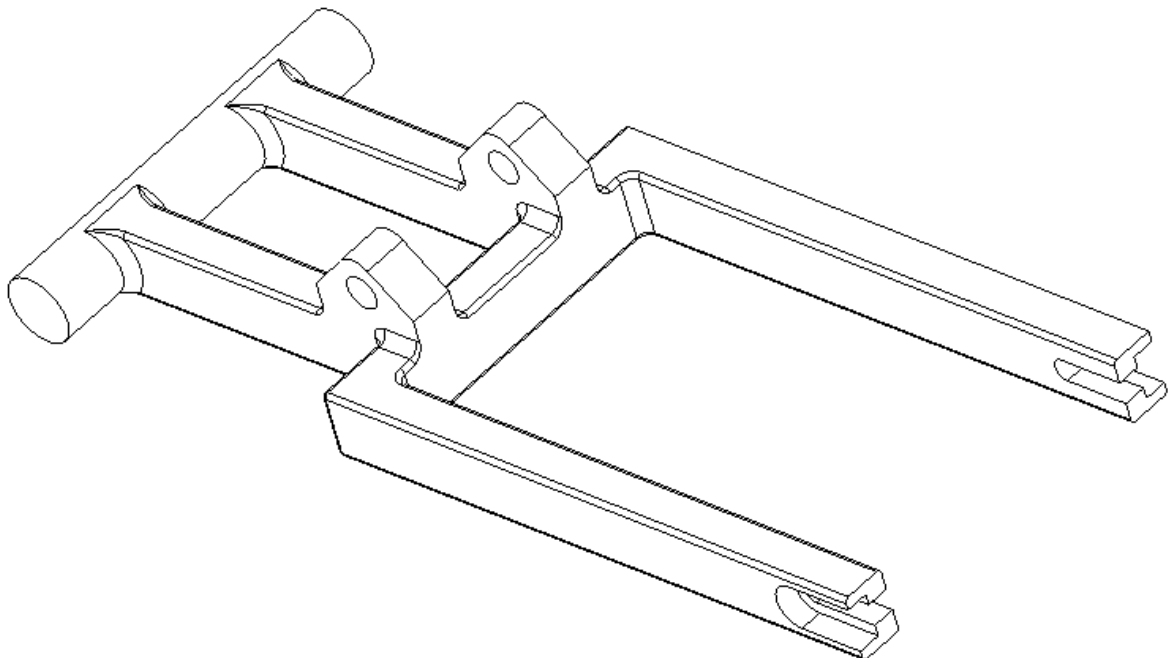
Obsah

1	Úvod	9
2	Tříkolová vozidla.....	10
2.1	Velorex	10
2.2	Peel P50	10
2.3	Peel Trident.....	11
2.4	Reliant Regal	11
2.5	Reliant Robin.....	12
2.6	Reliant Rialto.....	12
2.7	ZAP Xebra	13
2.8	Polaris Slingshot.....	13
2.9	Campagna T-Rex.....	14
2.10	Elio P4	14
3	Elektromobily	15
3.1	Elektromotory	15
3.1.1	Elektromotory – stejnosměrné	16
3.1.2	Elektromotory – střídavé.....	17
3.2	Akumulátory.....	17
3.2.1	Důležité parametry akumulátorů	18
3.2.2	Druhy akumulátorů	18
4	Návrh nápravy	20
4.1	Zavěšení kol.....	21
4.1.1	Nezávislé zavěšení kol	21
4.2	Uložení kol	26
4.3	Odpružení	28
4.3.1	Listové pružiny.....	28
4.3.2	Vinuté pružiny.....	29
4.3.3	Vzduchové pružiny	31
4.4	Výpočet nápravy.....	32
4.4.1	Výpočet č. 1.....	34
4.4.2	Výpočet č. 2.....	37
4.4.3	Zhodnocení výpočtu	40
5	Závěr.....	41
6	Zdroje a literatura	42
7	Seznam obrázků.....	43
8	Seznam příloh.....	44

1 Úvod

Tato bakalářská práce se zaměřuje na návrh elektricky poháněné nápravy tříkolového vozidla. Jejím cílem je provést rozbor technického uspořádání základních komponent hnací nápravy pro vozidlo typu „Velorex“. Její součástí je specifikace požadavků s ohledem na správnou funkci a technickou jednoduchost, která je hlavním kritériem při rozhodování o možných konstrukčních variantách, jelikož mottem původního Velorexu byla právě jednoduchost. Výsledkem je konstrukční návrh stavebnicové sestavy hnací nápravy. Stavebnicová sestava proto, že využívá jednu kyvnou nápravu, do které se dá dle potřeby umístit buď kolo poháněné řetězovým převodem z motoru umístěného před touto hnanou nápravou, nebo tzv. kolomotor, kdy je motor umístěn přímo v kole, což je varianta, která bude v této bakalářské práci zpracovávána.

První část této bakalářské práce mapuje existující tříkolová vozidla od jejich počátků do současnosti. Důraz je přitom kladen na koncepci kol a způsob pohonu hnací nápravy. Další část popisuje princip elektromobilů a jejich komponentů, tedy jsou zde vyjmenovány a popsány druhy elektromotorů a akumulátorů, což jsou nejdůležitější komponenty každého elektricky poháněného vozidla ať už z hlediska technického tak ekonomického. Následující kapitolou je samotný návrh nápravy vycházející z jistého designového konceptu. V této kapitole jsou vyjmenovány a popsány způsoby zavěšení kol, způsoby odpružení a možnosti uložení kol. Na konci každého tohoto oddílu je popsána a zdůvodněna volba daného způsobu využitého v návrhu nápravy. Posledním oddílem kapitoly Návrh nápravy je samotný výpočet této nápravy a to jak pomocí jednoduchého vzorečku pro zjištění průhybu a natočení vetknutého nosníku, tak i pomocí metody konečných prvků s využitím výpočetního softwaru CREO – Pro/Mechanica.



Obrázek 1.1: Zadní hnaná náprava pro tříkolové vozidlo

2 Tříkolová vozidla

2.1 Velorex

Velorex bylo slavné české tříkolové vozidlo s trubkovým rámem, koženkovou snímatelnou karosérií a benzínovým vzduchem chlazeným dvoutaktním motorem z motocyklů JAWA. Stavba vozu je taková, že v předu jsou dvě říditelná kola a vzadu jedno hnané. Díky použitým motocyklovým úzkým kolům 16 nebo 19 palců není Velorex obzvlášť v zatáčkách stabilní.

Původně byly Velorexy vyráběny malosériově a jako vozítka pro invalidy, ale nakonec bylo vyrobeno více jak 15 000 kusů. Později se ještě vyráběly čtyřkolové verze, ale ty se již takové oblibě netěšily, a proto jich bylo vyrobeno jen něco málo přes 1000 kusů.

Velorex vznikl jako náhrada automobilu s trubkovou konstrukcí osazený motorem objemu 250 cm^3 z motocyklu JAWA 11. Při sériové výrobě se nadále používaly motory z motocyklů JAWA a to konkrétně z Jawy 250 typu 353 o objemu 250 cm^3 a z Jawy 572 o objemu 350 cm^3 . Provozní hmotnost Velorexu je 500kg.



Obrázek 2.1: Velorex - trubkový rám [1]

2.2 Peel P50

Peel P50 je s délkou 1371mm a šířkou 1041mm dle Guinnessovy knihy rekordů nejmenší sériově vyráběné motorové vozidlo na světě. Bylo produkováno v letech 1962 – 1965, ale pouze na ostrově Man. Tato tříkolka byla poháněna dvoutaktním motorem s objemem pouhých 49 cm^3 a třístupňovou manuální převodovkou. Původní Peel P50 byl schopen dosáhnout rychlosti až 40 mil za hodinu, tedy téměř 65 km/h.



Obrázek 2.2: Peel P50 [2]



Obrázek 2.3: Peel P50 [2]

Jeho produkce byla obnovena v roce 2010 s elektrickým pohonem a v roce 2011 se spalovacím motorem. Elektrický pohon vozidla je realizován stejnosměrným motorem výkonu 1,5 kW při maximální rychlosti 28 mil za hodinu (50km/h) a dojezdu na jedno nabití 15 mil (24 km). Elektrická verze má kromě klasické brzdy i rekuperační způsob brzdění. Druhou variantou dostupnou na trhu je pohon pomocí čtyřdobého spalovacího benzínového motoru o výkonu 2,5 kW při maximální rychlosti 28 mil za hodinu (45 km/h) a při spotřebě 2 litry na 100 km.

2.3 Peel Trident

Peel Trident bylo tříkolové vozidlo vyráběné na ostrově Man v letech 1965 – 1966. Objem motoru 49cm³ a třístupňová manuální převodovka byly stejné jako u předchozího modelu Peel P50. Jeho rozměry však byly větší než u jeho předchůdce. Ale i tak se s délkou 1829 mm a šířkou 1067 mm řadí k nejmenším sériově vyráběným motorovým vozidlům světa. Peel Trident stejně jako Peel P50 má dvě říditelná kola vpředu a jedno hnané kolo vzadu. V době výroby bylo toto vozidlo se spotřebou 2,8 litru na 100 km inzerováno jako: „téměř levnější než chůze“.



Obrázek 2.4: Peel Trident [3]

I jeho produkce byla v roce 2011 obnovena a to jak s klasickým spalovacím čtyřtákním tak i s elektrickým motorem. Elektrický Trident je poháněn stejnosměrným motorem o výkonu 1,5 kW a maximální rychlosti 28 mil za hodinu (50 km/h) při maximálním dojezdu 15 mil (24 km) na jedno nabití. Elektrická verze má kromě klasické brzdy i možnost rekuperačního brzdění. Druhou (dražší) možností pohonu je čtyřdobý spalovací motor objemu 49 cm³, výkonu 2,5 kW a maximální rychlosti 28 mil za hodinu (45 km/h) při spotřebě 2 litry na 100 km.

2.4 Reliant Regal

Reliant Regal bylo tříkolové auto vyráběné v Anglii mezi lety 1953 – 1973. Auto mělo jedno říditelné kolo vpředu a zadní hnanou nápravu, přičemž motor byl umístěn vpředu. Díky tomuto uspořádání byla ovšem stabilita tohoto i následujících modelů obzvláště v zatáčkách špatná. Vozidla byla vyráběna s benzínovým motorem buď o objemu 600 cm³ a výkonu 18 kW nebo o objemu 700 cm³ a výkonu 22 kW.



Obrázek 2.5: Reliant Regal 3/25 [4]

V průběhu produkce bylo vyrobeno několik modifikací typu dodávka (van) nebo kabriolet. Na podzim roku 1968 byl do Regalu zkušebně dáván motor z klasického čtyřkolového auta Reliant Rebel.

2.5 Reliant Robin

Reliant Robin bylo tříkolové motorové vozidlo vyráběné v Anglii v letech 1973 – 1981 a 1989 – 2002. V době produkce tohoto modelu se jednalo o velice levný automobil s nevalnou popularitou. Motor byl stejně jako u Regalu umístěn vpředu, ale hnaná byla zadní náprava. Tato „tříkolka“ se vyráběla ve třech modifikacích.

První modifikace se vyráběla v letech 1973 – 1981 a její koncepce vycházela z předchozího modelu Reliant Regal. Z počátku byla dodávána s benzínovým čtyřdobým motorem objemu 750 cm^3 a čtyřstupňovou manuální převodovkou. Po roce 1975 se však z důvodu většího výkonu začal do těchto aut dodávat motor objemu 850 cm^3 .

Druhá verze Reliantu Robin byla produkována mezi roky 1989 – 1999. Tato verze se od předchozí lišila především v tom, že se jednalo o hatchback se změněným designem a konstrukcí oproti předcházející verzi.

Poslední tedy třetí verze Reliantu Robin byla vyráběna v letech 1999 – 2002 a byl to vlastně facelift předchozí verze, který byl jako první model automobilky Reliant kompletně designován a konstruován počítačově.

Reliant Robin.
You can't beat it for all round economy.



Obrázek 2.6: Reliant Robin Mk. 1 [5]



Obrázek 2.7: Reliant Robin Mk. 2 [6]

2.6 Reliant Rialto

Reliant Rialto bylo tříkolové auto vyráběné v Anglii mezi roky 1982 – 1997. Tento model pokračoval v tradici tříkolových aut automobilky Reliant a navazoval na modely Regal a Robin. Oproti předchozí první verzi Robinu měl Rialto hranatější aerodynamické tvary a tužší konstrukci. Jednalo se také o nejprodávanější vůz této automobilky, na který byly čekací doby až 12 měsíců.



Obrázek 2.8: Reliant Rialto [7]

Tento vůz byl vyráběn se čtyřdobým spalovacím motorem o objemu 850 cm³, který byl převzat z předchozích modelů. Z konstrukce Rialta pak vycházela druhá verze modelu Robin.

2.7 ZAP Xebra

Xebra bylo elektricky poháněné tříkolové vozidlo americké automobilky ZAP (Zero Air Pollution) vyráběné v Číně v letech 2006 – 2009 a následně dovážené do USA. Pohon byl zajišťován stejnosměrným motorem o výkonu 5 kW. Maximální rychlost byla 40 mil za hodinu (65 km/h). Průměrný dojezd na jedno nabití byl 30 mil (50 km) při průměrné rychlosti 20 mil za hodinu (30 km/h). Přestože se jedná o elektrické vozidlo, tak brzdění je zajišťováno pouze klasickými brzdami a nikoli rekuperací.



Obrázek 2.9: ZAP Xebra – sedan [8]

Oficiálně Xebra nebyla klasifikována jako auto nýbrž jako motocykl, který byl vyráběna ve dvou modifikacích jako čtyřmístný sedan a také jako dvoumístný pickup. Kostra vozidla byla celooceťová.

2.8 Polaris Slingshot

Polaris Slingshot je tříkolové dvoumístné vozidlo vyráběné v Americe od roku 2015, jehož prototyp byl představen o rok dříve. Slingshot je klasifikován jako motocykl, takže cestující musí mít ochrannou helmu. Vozidlo je poháněno vpředu umístěným benzínovým řadovým čtyřválcem o objemu 2,4 litru a je vybaven pětistupňovou manuální převodovkou.



Obrázek 2.10: Polaris Slingshot SLR [9]

Slingshot má dvě přední říditelná kola a jedno zadní hnané kolo, přičemž zadní kolo je vždy většího průměru než přední kolo. Konkrétně jsou to modifikace s 18palcovým zadním kolem a 17palcovými předními koly nebo s 20palcovým zadním kolem a 18palcovými předními koly.



Obrázek 2.11: Polaris Slingshot SLR [9]

2.9 Campagna T-Rex

Campagna T-Rex je kanadské dvoumístné tříkolové vozidlo s různými facelifty vyráběné od devadesátých let 20. století, klasifikované ovšem jako motocykl, tedy cestující jsou povinni nosit ochrannou helmu. T-Rex má dvě přední říditelná kola a jedno zadní hnané kolo. Motor je umístěn mezi hnaným kolem a sedačkami a jedná se o řadový čtyřválec



Obrázek 2.12: Campagna T-Rex [10]

Kawasaki o objemu 1,4 litru a výkonu téměř 150 kW se šestistupňovou manuální převodovkou. S točivým momentem 157 Nm dosahuje zrychlení z nuly na 100 km/h za 4,1 sekundy a maximální rychlost pak je 230 km/h.



Obrázek 2.13: Campagna T-Rex [10]

2.10 Elio P4

Elio P4 je nízkoemisní tříkolové dvoumístné vozidlo americké automobilky Elio Motors vyráběné od ledna 2017. Vozidlo má celooceľovou konstrukci a je vybaveno diskovými brzdami se systémem ABS. Poháněno je vpředu umístěným řadovým tříválcovým motorem o objemu 0,9 litru při výkonu a 41 kW. Průměrná spotřeba činí 2,8 litru na 100 km. Maximální rychlost je 107 mil za hodinu (172 km/h) a zrychlení z nuly na 100 km/h dosahuje za 10 sekund.



Obrázek 2.14: Elio P4 [11]

3 Elektromobily

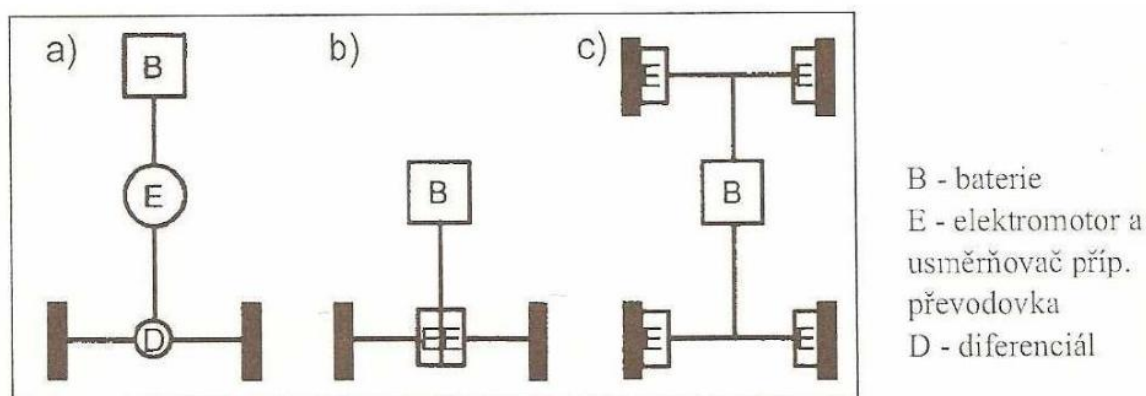
Elektromobily jsou vozidla s elektrickým pohonem, která mají oproti vozidlům s klasickým spalovacím motorem několik výhod. Těmi jsou velice tichý chod, nulová produkce emisí za chodu motoru, jednoduché spouštění a také oproti vozidlům se spalovacím motorem relativně jednodušší konstrukce.

První elektromobily vznikly již v průběhu 80. let 19. století. Tehdy se jednalo o elektrické drožky nebo kočáry. Již v této „pionýrské“ době byly různé způsoby stavby těchto vozidel. Používal se jak sólo motor pohánějící tuhou zadní nápravu přes diferenciál, tak dva motory, přičemž každý poháněl jedno kolo, a také dnes preferované motory do kol vestavěné. Jako zdroj energie se používaly buď olověné bateriové články, nebo hybridní uspořádání se spalovacím motorem a dynamem. Na začátku 20. století však byly vývoj a výroba elektromobilů utlumeny z důvodu překotného rozvoje spalovacích motorů.

3.1 Elektromotory

Elektromobily jsou nejčastěji poháněny jedním centrálně umístěným elektromotorem. Hnací ústrojí vozidla poháněného elektromotorem je pak velice podobné hnacímu ústrojí u vozidel s klasickými spalovacími motory. Skládá se tedy z elektrického motoru, převodovky, hnacích hřídelů jak příčných, tak kardanových, a diferenciálu s rozvodovkou. Jelikož elektromotor vyvozuje potřebný točivý moment již od nízkých otáček, tak převod v převodovce bývá často pevný a tím pádem oproti vozidlům se spalovacími motory nemají elektricky poháněná vozidla spojku.

Jako alternativní se dá použít tandemový hnací systém, kdy jsou použity nejčastěji dva elektromotory umístěné uprostřed nápravy na středních koncích příčných hřídelů, čímž odpadá nutnost konstrukčního využití převodovky, kardanových hřídelů, rozvodovky a diferenciálu, který v takovémto případě bývá nahrazen tzv. elektronickým diferenciálem, kdy jsou otáčky kol vozidla vjíždějícího do zatáčky upravována elektronicky.



Obrázek 3.1: Uspořádání hnacího ústrojí pro elektromobily

a) přední nebo zadní pohon, b) tandemový pohon, c) pohon v nábojích kol [12]

V konstrukci elektromobilů jsou využívány především dva přístupy. Tím prvním je výše naznačený koncept, kdy je využívána jednoduchá možnost změny točivého momentu elektromotoru, čímž lze z mechanismu přenosu točivého momentu z motoru ke kolům vypustit vícestupňovou převodovku a tím pádem i spojku.

Ovšem s tím, jak se zvyšuje vnitřní výkon daného elektromotoru, tak zároveň roste jeho hmotnost a konstrukční velikost. Aby se předešlo zvětšování hmotnosti a zastavěného prostoru motorem, tak se využívají také motory s víceúrovňovou převodovkou. Jelikož elektromotor je možno přetěžovat, tak u takovéto převodovky lze redukovat počty převodových stupňů. V případě použití motoru s regulací kotevního proudu (proudové buzení) se může nevyužít rozjezdová spojka. Pokud jsou ovšem použity části (spojka s převodovkou) ze sériově vyráběného vozidla, které jinak využívá spalovacího motoru, tak lze elektromotor řídit pomocí regulace magnetického pole (buzení stejnosměrného motoru).

Hnací ústrojí může být uspořádáno několika způsoby. Prvním je motor poháněný baterií, který pohání buď přední, nebo zadní nápravu přes diferenciál. Dále je možný tzv. tandemový pohon, kdy jsou na nápravě dva motory a každý pohání jedno kolo. Třetí možností pak jsou tzv. kolomotory, kdy v náboji každého hnaného kola je umístěn jeden motor.

Používají se jak stejnosměrné tak i synchronní a asynchronní motory.

3.1.1 Elektromotory – stejnosměrné

Stejnospměrné motory jsou nejstarší, ale také nejpropracovanější elektrické stroje. Mezi jejich výhody patří dobré regulační a dynamické vlastnosti a také dobrá přizpůsobivost momentových charakteristik různým druhům zátěže. Výhodou též je, že není třeba produkovat střídavý proud, jelikož baterie dodávají proud stejnosměrný. Nejčastěji se pak používají sériové motory se sériovým buzením, s cizím buzením, s derivačním buzením i se smíšeným buzením.

Motor stejnosměrný se sériovým buzením. Tento druh motoru je konstruován tak, že sériově s kotvou je zapojeno budící vinutí, čili proud tekoucí do motoru se současně stává proudem budícím. Motor tohoto typu se vyznačuje tím, že má logicky nejjednodušší regulaci. Napětí na takovémto motoru je úměrné potřebné hodnotě proudu tak, že regulátor výkonu, kterým bývá tyristor nebo tranzistor, řídí akumulátorové napětí v proměnném spínání či proměnné frekvenci. Tento typ se vyznačuje velice měkkou momentovou charakteristikou. Avšak při odlehčení elektromotoru dojde k růstu jeho otáček tolik, že může dojít k jeho poškození, takže tento druh elektromotoru nikdy nesmí pracovat bez zatěžovacího momentu hřídele. Vhodný pro elektromobily je tento motor proto, že je schopen rozbíhat velké setrvačné hmoty a také proto, že je schopen samočinně přizpůsobit otáčky danému zatížení.

Motor stejnosměrný s cizím buzením. Budící vinutí motoru tohoto typu, jak vyplývá z názvu, je napájeno z cizího zdroje. Motor je řízen hospodárně pomocí křemíkových usměrňovačů připojených na střídavou síť 230 či 410 V tak, že je regulováno napětí rotoru jakožto i budícího proudu. Cize buzený stejnosměrný motor se vyznačuje tvrdou momentovou charakteristikou, snadnou změnou směru otáčení rotoru a jednoduchostí rekuperačního brzdění. Mezi výhody dále patří jednoduchá a zároveň plynulá regulace v širokém rozsahu, vyšší účinnost při vysokém napětí motorového systému, poněvadž poklesy na tyristorech i kartáčcích jsou vztaženy na celkové napětí, takže jsou významně menší než poklesy napětí při nízkém napětí motorového systému. Jelikož při vysokém napětí mohou být proudy na motoru i spojovacím vedení nižší, tak díky tomu lze u těchto motorů úspěšně snižovat hmotnost i objem a tím pádem i výrobní náklady. Naproti tomu vysoké náklady na izolaci a akumulátor jsou nevýhodou. Dobrou vlastností těchto motorů je jejich vysoká přetížitelnost, která při rozjezdu může dosáhnout až 100% a až dvaceti procent po dobu jedné hodiny při trvalém výkonu. Jelikož maximální počet otáček je omezen na $7\,000\text{ min}^{-1}$, tak tyto motory vyžadují konstrukční využití víceúrovňové převodovky.

Motor stejnosměrný s derivačním buzením. Obvod budícího vinutí i obvod kotvy je ke zdroji připojen paralelně přes samostatné regulační prvky. Tyto motory jsou snadno a plynule regulovatelné, avšak oproti elektromotoru stejnosměrnému cize buzenému v menším rozsahu. Jejich momentová charakteristika je tvrdá a brzdění jednoduché.

Motor stejnosměrný se smíšeným buzením. Tento motor by se dal nazvat jako takový přechod mezi motorem sériovým a derivačním, přičemž budit jej lze oběma způsoby a řazen je do té kategorie, podle toho, který způsob buzení převládá. To proto, že má dvě vinutí, přičemž jedno je zapojeno s kotvou v sérii a druhé (derivační) je s kotvou spojené paralelně. Derivační a sériové vinutí jsou zapojena magneticky souhlasně, což způsobuje, že při zatížení motoru sériové vinutí působí na snížení otáček a zvětšení záběrového momentu, ale při chodu na prázdno naopak derivační vinutí omezuje otáčky na prázdno. Charakteristickou vlastností stejnosměrných motorů je jejich jednodušší regulace a příznivější momentová charakteristika v porovnání se střídavými motory. Avšak oproti nim se vyznačují nižším výkonem a energetickou účinností. Mezi jejich další nevýhody patří jejich cena, která je vyšší kvůli tomu, že obsahují více vinutí. Další nevýhodou pak je údržba, která je u motorů napájených stejnosměrným proudem náročnější, než u motorů střídavých.

3.1.2 Elektromotory – střídavé

Existují dva typy střídavých motorů. Buď se jedná o asynchronní motory, nebo o synchronní motory.

Asynchronní motor. Výhodou tohoto motoru oproti motoru poháněnému stejnosměrným proudem je jeho menší hmotnost a objemová náročnost. To je dáno tím, že v asynchronním motoru je pouze statorové vinutí, tedy odpadá vinutí kotev, kompenzační vinutí a mechanický komutátor. Díky tomu je konstrukce asynchronního motoru značně jednodušší a tím pádem i méně náročná na údržbu. Nevýhodou ovšem je regulace tohoto motoru, kdy je třeba pro ovládání otáček a síly motoru mít možnost snadno měnit napětí a frekvenci proudu. Toho se obvykle dosahuje pomocí tyristorové regulace, která mění stejnosměrný proud vycházející z akumulátoru na střídavý o požadované frekvenci. Rekuperace energie při brzdění má vysokou účinnost.

Synchronní elektromotor. U tohoto motoru, jehož výhodou je malá prostorová náročnost, není možné realizovat pohon zeslabením magnetického pole, jelikož to je vybuzené permanentními magnety rotoru. Proto je pro tento motor potřebná vícestupňová převodovka nebo vícenásobný regulátor výkonu alternátoru.

3.2 Akumulátory

Akumulátory v elektromobilech nejčastěji plní funkci jako zásobárny a zdroje elektrické energie pro pohon elektromobilu. Při nabíjení jsou akumulátory schopny přijímat a akumulovat nejčastěji elektrickou energii ze zdroje napětí a proudu a přeměnit ji pomocí elektrod na chemickou energii. Při nabíjení a vybíjení akumulátorů ovšem dochází k zahřívání akumulátorů, takže je nutné, aby se při konstrukci počítalo s chlazením akumulátorů, aby nedošlo k jejich poškození. Další nevýhodou akumulátorů je jejich výrazná hmotnost a prostorová náročnost. Nejčastěji jsou akumulátory u sériově vyráběných vozidel umístěny mezi nápravami v podlaze vozidla, aby nedošlo z důvodu jejich velké hmotnosti k ovlivnění umístění těžiště vozidla.

Když akumulátor funguje jako zdroj elektrické energie, tak dochází k opačnému cyklu. Chemická energie uložená v akumulátoru se mění na elektrickou energii, která následně slouží pro pohon elektromobilu.

Baterie (akumulátor) se skládá z anody (kladné elektrody), katody (záporné elektrody), elektrolytu (kapaliny uvnitř akumulátoru, která akumuluje chemickou energii) a obalu baterie s elektrodoými vývody.

3.2.1 Důležité parametry akumulátorů

Měrná energie $\left[\frac{Wh}{kg}\right]$. Podle požadovaného dojezdu elektromobilu lze dopočítat potřebné množství energie, ze kterého pak lze vyjádřit požadovanou hmotnost akumulátoru. Při rozhodování o konstrukčním využití akumulátorů je samozřejmě nejlepší zvolit akumulátor s nejvyšší hodnotou této měrné energie. Při vyjádření měrné energie nikoli k hmotnosti nýbrž k objemu $\left[\frac{Wh}{dm^3}\right]$, pak lze z této hodnoty zjistit prostorovou náročnost daného (zvoleného) akumulátoru.

Měrný výkon $\left[\frac{W}{kg}\right]$ je veličina ovlivňující maximální možnou rychlost a zrychlení elektromobilu. Velikost měrného výkonu daných akumulátorů úplně nahrazuje měrný výkon motorů spalovacích.

Nabíjecí doba $[h]$ je faktor závisící na druhu akumulátoru, ale standardně bývá několik hodin. V případě použití metody nabíjení Minit Charger je možno dobu potřebnou k nabití akumulátoru významně zkrátit. Princip nabíjení touto metodou je takový, že akumulátor je nabíjen vysokým proudem krátkými impulzy. Při užití této metody je prvních cca 80% kapacity baterie nabito rychleji. Pak ovšem klesá nabíjecí proud a tím pádem nabití zbylých 20% trvá daleko déle. Jednoznačnou výhodou této metody je tedy jednak úspora času nabíjení ale také zvýšení životnosti akumulátoru, což je z hlediska provozně ekonomického velice výhodné.

Životnost je faktor, který určuje, jaký počet kilometrů je vůz schopen překonat při použití jedné sady akumulátorů. Životnost závisí hlavně na způsobu nabíjení jakožto i vybíjení, způsobu údržby a dalších faktorech.

Cena akumulátorů je jednou z jejich nejdůležitějších vlastností. Je to vlastnost, která je ovšem svázána i s dalšími parametry akumulátorů. Při konstrukci baterií do elektromobilu je tedy vhodné uvažovat i nad tím, zda je výhodnější použít dražší baterii s větším výkonem, životností a lepší měrnou energií, nebo baterii levnější ovšem s horšími uživatelskými parametry.

Údržba. Pravidelná a správně prováděná údržba může jednoznačně pozitivně prodlužovat životnost a tím pádem i ekonomickou návratnost a rentabilitu použitých akumulátorů.

Recyklace. Jelikož akumulátory obsahují látky škodlivé k životnímu prostředí, tak je nutné již při konstrukci a návrhu využití daných akumulátorů pamatovat na jejich likvidaci poté, co skončí jejich životnost.

3.2.2 Druhy akumulátorů

Olověný akumulátor. Tyto typy akumulátorů se v dnešní době jako trakční baterie již téměř nevyužívají. Nejvíce byly jako pohon elektromobilů používány v tzv. pionýrské době na přelomu 19. a 20. století u prvních elektromobilů. Novější typy olověných akumulátorů jsou založeny na principu spirálových článků. Avšak tento typ akumulátorů se používá nejčastěji jako zdroj energie při startování spalovacího motoru. Pro tento způsob využití je

jeho životnost zhruba osm let. Nevýhodou olověných akumulátorů je jak pokles kapacity při nižších teplotách, tak i velká citlivost při nabíjení a vybíjení, ale i nízký výkon.

Ni-Cd akumulátor. Nikl-Kadmiové akumulátory jsou baterie velice bezúdržbové a dobře recyklovatelné založené na principu galvanického článku. Oproti olověným akumulátorům u Ni-Cd není taková závislost kapacity na teplotě, avšak nevýhodou je samovybíjení a snižování maximální kapacity při nabíjení nevybité baterie, což bývá označováno jako paměťový efekt.

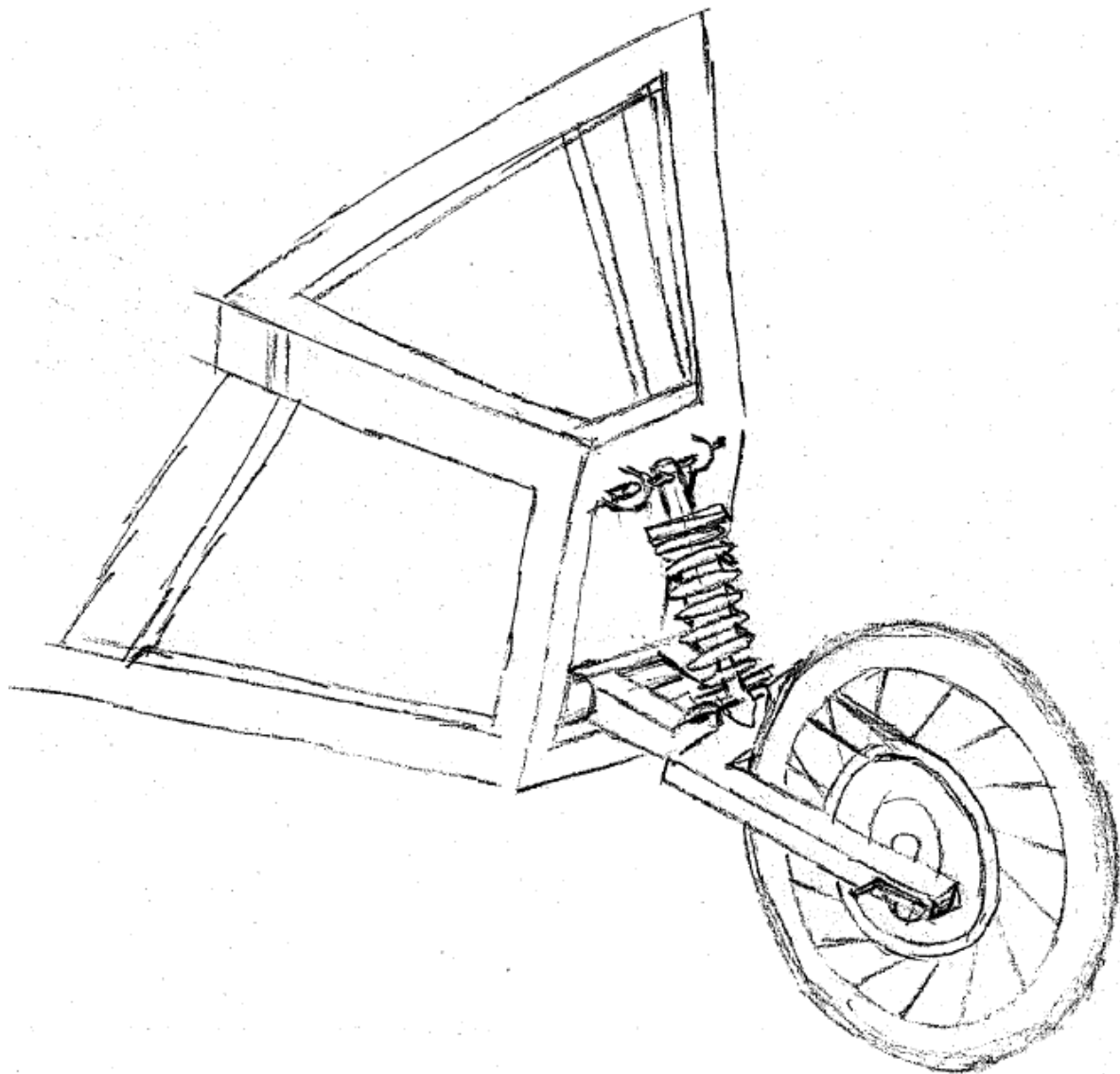
Ni-MH akumulátor. Tyto akumulátory jsou značně podobné jako akumulátory Ni-Cd. Záporná elektroda (katoda) je nejčastěji vyrobena ze slitiny lanthanu, kobaltu, hliníku a manganu. Tato elektroda, která nahradila škodlivé kadmium, při nabíjení tvoří metalhydrid. Díky tomu jsou tyto Ni-MH akumulátory ekologičtější než akumulátory Ni-Cd. Zároveň oproti nim dosahují větší hodnoty měrné energie. Nevýhodami Nikl-MetalHydridových akumulátorů je ovšem jejich větší citlivost na nabíjecí a vybíjecí proces, vyšší cena a také nižší životnost, která je oproti akumulátorům Ni-Cd o polovinu kratší.

Li-Ion akumulátor. Výhodou Lithium-Ionového akumulátoru je vysoká energetická hustota a také nízké samovybíjení a nulová přítomnost paměťového efektu. Avšak cena a stárnutí tohoto typu akumulátoru při výkyvech teplot jsou nevýhodami. Při špatném zacházení dokonce může dojít až k explozi.

4 Návrh nápravy

Ve své bakalářské práci, ve které se věnuji návrhu elektricky poháněné nápravy vozidla typu „velorex“ jsem se rozhodl pro využití konceptu dvou předních říditelných kol a jednoho zadního kola obsahujícího vestavěný elektromotor tzv. kolomotor. Samotný „kolomotor“ jsem vybral z katalogu firmy Goldenmotor¹. Jedná se o model MW16B - 16" Motor Wheel. Pro tento koncept jsem se rozhodl proto, že mi subjektivně přijde snadnější a výhodnější z hlediska stability vozu při najíždění do zatáček.

Při návrhu celého kompletu zadní nápravy jsem vycházel z následující myšlenky, že využiji jednoduchosti celé konstrukce k maximalizaci užitku a minimalizaci nákladů. Jelikož samotný Velorex vznikl jako jednoduché a levné vozítko v garáži, i já se ve svém návrhu chci zaměřit na tuto jednoduchost. Při návrhu konstrukce jsem vycházel z následujícího uspořádání:



Obrázek 4.1: Designový návrh nápravy

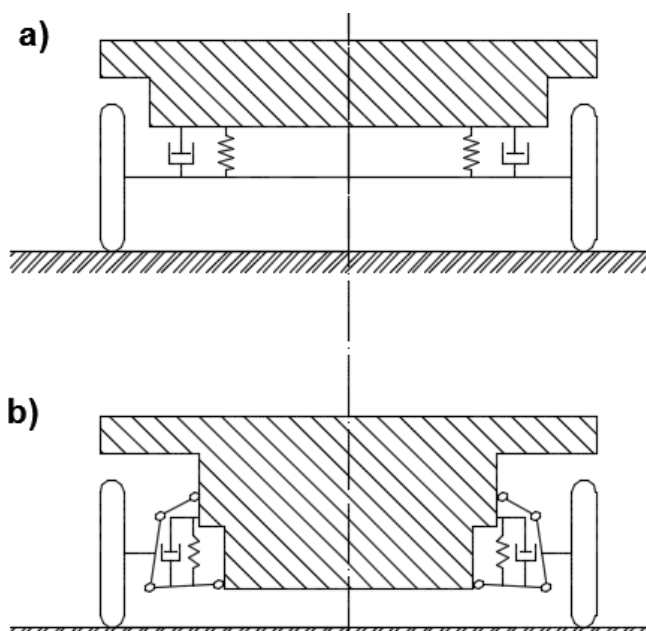
¹ <https://goldenmotor.com/>

4.1 Zavěšení kol

Zavěšení kol je způsob připojení kol k vozidlu, konkrétně ke karoserii nebo rámu. Zavěšení kola musí umožňovat kolu svislý relativní pohyb vůči karosérii nebo rámu tak, aby bylo možné realizovat potřebné pro pružení a zároveň musí eliminovat naklápění kola a boční posuvy. Další funkcí zavěšení kola je přenos sil a momentů mezi rámem a koly. Těmito silami jsou síly od zatížení vozidla, síly vznikající při brzdění a hnání vozidla a síly od odstředivého zrychlení. Přenášené momenty jsou momenty od brzdění a hnání vozidla.

Existují dva druhy zavěšení kol. Prvním a starším způsobem, i když ještě používaným převážně u nákladních, terénních, užitkových a přípojných vozidel, je závislé zavěšení kol tedy tuhá náprava. Možností druhou častěji, především u menších vozidel, používanou je nezávislé zavěšení kol, kdy nejsou přímo vázány pohyby pravého a levého kola přes nápravu.

Jelikož při závislém zavěšení kol (tuhé nápravě) jsou kola uložena na mostu nápravy, kterou tvoří příčný nosník, a tvoří tak z hlediska kinematického jedno těleso, tak při svislém pro pružení pravého kola přenesou tuhá náprava pohyb i na kolo levé.



Obrázek 4.2: Porovnání tuhé nápravy (a) a nezávislého zavěšení (b) [13]

Pokud je však užito nezávislého zavěšení kol, kdy jsou kola ke karosérii připojena samostatně bez jakéhokoli propojujícího prvku, tak při pro pružení pravého kola nedojde k přenosu pružícího pohybu na kolo levé.

Pojem náprava vymezuje sestavu skládající se ze zavěšení kola, nápravnice, brzdového ústrojí, nábojů ložisek kol a pružících jednotek.

4.1.1 Nezávislé zavěšení kol

Pohyby pravých a levých kol nejsou (na rozdíl od tuhé nápravy) u nezávislého zavěšení přímo vázány přes rám vozu či karoserii, takže u tohoto zavěšení nemůže dojít k tzv. třepetání, což je torzní kmitání velice časté např. u hnaných tuhých náprav vedených listovými pružinami. Další výhodou je, že případný pohon nápravy je upevněn k rámu či karosérii, takže hmotnost neodpružených částí je nižší.

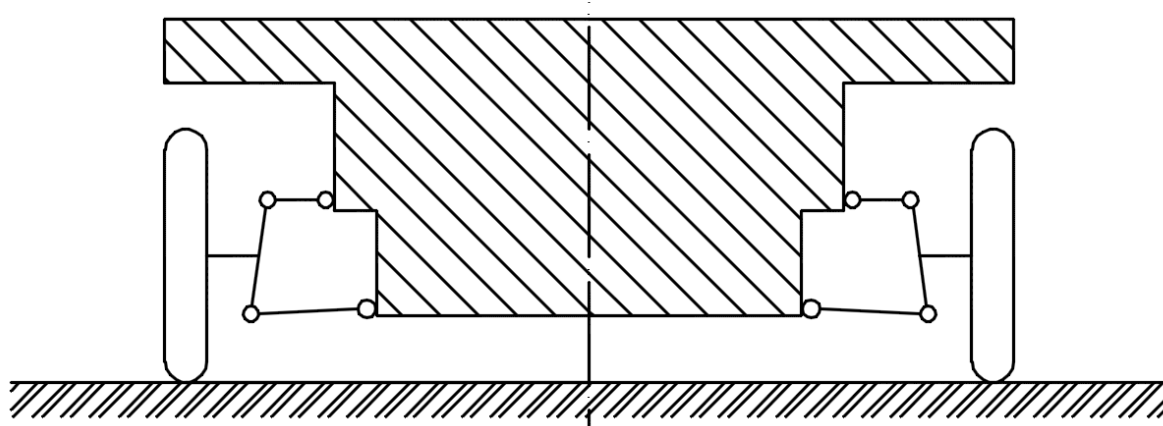
Mezi nejčastější druhy nezávislého zavěšení kol patří:

- Náprava lichoběžníková (s dvojicí příčných trojúhelníkových ramen)
- Náprava McPherson (teleskopická vzpěra mající rozvidlené příčné spodní rameno)
- Náprava kyvadlová úhlová (ramena trojúhelníková s šikmou osou kývání)
- Náprava kliková (s rameny podélnými s příčnou osou kývání nebo s rameny podélnými propojenými torzním prvkem)
- Náprava víceprvková

Jelikož v této práci je řešena pouze jedna zadní náprava s jedním kolem, tak bylo logické zvolit nezávislé zavěšení kola.

4.1.1.1 Lichoběžníková náprava

Lichoběžníková náprava se skládá z dvojice příčných nad sebou umístěných ramen nejčastěji trojúhelníkového tvaru, která společně s těhlicí a hlavou ložiska kola vytvářejí při předním pohledu lichoběžník.

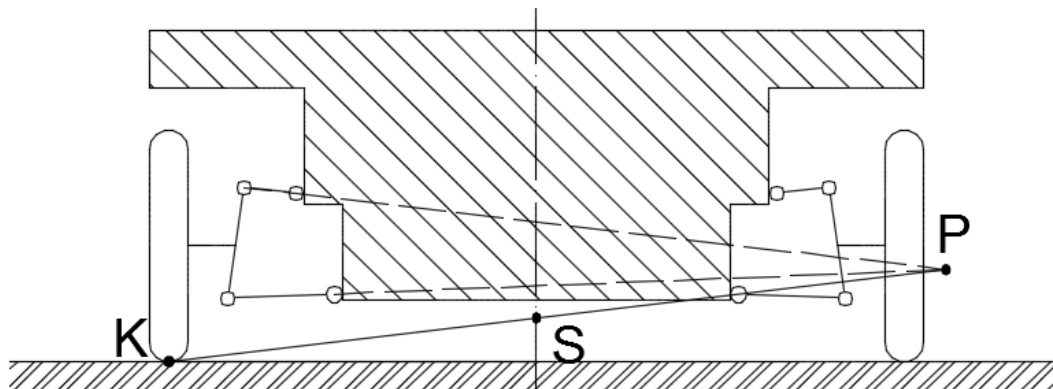


Obrázek 4.3: Schéma lichoběžníkové nápravy [13]

Pokud nastane prohužení kola proti statické karoserii nebo prohužení karoserie proti statickému kolu, dojde ke změně odklonu kol a jejich bočním posuvům a také k samořízení.

Pokud se okamžitý střed klopení kola P (jak je znázorněno na obrázku 4.4) nachází daleko od kola, tak při prohužení dojde jen k malým změnám rozchodu kol a odklonu prohuženého kola. Při malých výchylkách se změna rozchodu určí tak, že se opíše kružnice o poloměru PK z bodu P, a odklon je dán natočením kola kolem bodu P (pólu).

Ze vzájemného sklonu příčných ramen plyne umístění bodu S, tedy středu klopení karoserie vozidla. V případě rovnoběžnosti ramen bude bod P (střed klopení kola) ležet v nekonečnu a bod S (střed klopení karoserie) bude ležet přímo na vozovce. Pokud je karoserie nehybná, tak při malých pohybech kol z výchozí polohy nedojde ke změně odklonu vůbec a ke změně rozchodu jen nepatrně. V případě, že příčná ramena nejsou stejně dlouhá, tak při větších výchylkách k výše popsaným jevům nedojde, jelikož rovnoběžnost ramen nezůstane zachována. V případě naklápění karoserie dojde každopádně ke změně odklonu kol.



Obrázek 4.4: Poloha středu klopení kola P a středu klopení karoserie S u lichoběžníkové nápravy [13]

normální tlumič je veden ve svislém směru, zatímco u nápravy McPherson tomu tak není. Pružení vozidla je zajištěno vinutou pružinou navinutou na vodící trubku tlumiče. Díky tomu může být svislé zatížení kola přenášeno přímo přes kolo, rejdový čep, pružinu a vodící trubku přímo do karoserie bez zatěžování ložiska, díky čemuž je u ložiska menší ložiskové tření. Ovšem na kluzných místech (styku pístu s válcem a pístnice s vedením) vzniká větší tření z důvodu příčných sil při kladném i záporném zrychlení (akceleraci a brzdění) a při zatáčení.

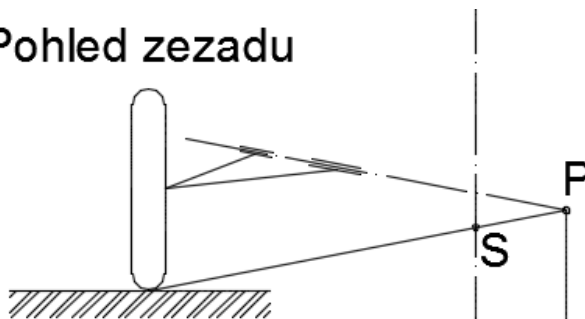
Takovéto větší tření může při malých nerovnostech zapříčinit zablokování pohybu teleskopické vzpěry, což vede k tomu, že vozidlo začne kmitat pouze na pneumatikách. Tento nežádoucí jev se někdy odstraňuje tak, že je vinutá pružina ukládána šikmo, čímž působí proti bočním silám. Další možností je uložení horního kloubu do pryže, která je měkká a tím pádem umožňuje relativní pohyby mezi teleskopickou vzpěrou a karosérií.

4.1.1.4 Kyvadlová úhlová náprava

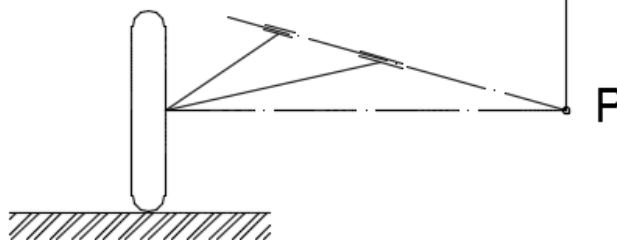
Šikmou nápravou, jejíž název vznikl ze šikmé osy kývání ramene jak v půdorysu, tak i v nárysu, lze používat pouze jako nápravu neřiditelnou, tedy nejčastěji jako nápravu zadní. Šikmé zavěšení má ovšem tu nevýhodu, že při propružení vzniká samořízení a to vede k nedotáčivému účinku.

Okamžitý pól naklonění kola je určen jako průsečík osy otáčejícího se kola s osou kývání ramene. U kyvadlové nápravy, která je dnes považována za zastaralou, bývá vzdálenost bodu P (pólu) a kola označována jako „délka kývání“, která je u soudobých úhlových náprav větší nebo rovna rozchodu, díky čemuž dojde při relativních pohybech mezi nápravou a karosérií k menším změnám rozchodu, než je tomu u náprav kyvadlových, protože délka kývání kyvadlových náprav je menší nebo rovna polovině rozchodu. U úhlových náprav, které jsou poháněné, musí být zajištěno délkové vyrovnávání hnacích hřídelů z důvodu změn rozchodu.

a) Pohled zezadu



b) Pohled shora



Obrázek 4.6: Schéma kyvadlové úhlové nápravy a poloha středů klopení karoserie S a kola P [14]

4.1.1.5 Kliková náprava

Tato náprava se vyznačuje nízkou prostorovou náročností. Kliková náprava, která se vyznačuje tím, že má ramena podélná s osou kývání kolmou k rovině vozu a její části nezužují podlahu vozidla, která díky tomu může být dosti nízko, se nejčastěji využívá jako zadní náprava vozidel, která vyžadují velký zavazadlový prostor, veliké páté dveře či prostor pro sklopení zadních sedadel. Používána je tedy především u vozidel typu kombi a dalších osobních vozidle s nároky výše popsanými.

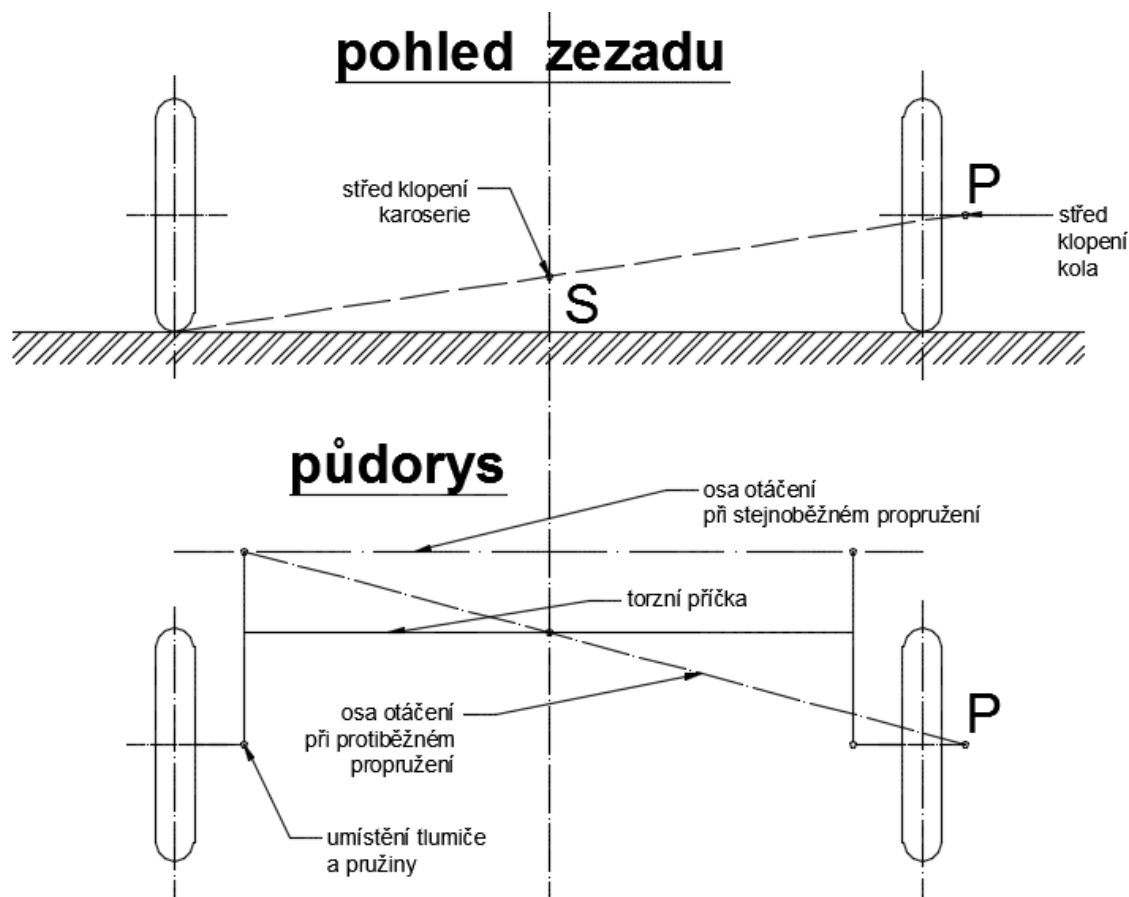
Do pružících prvků je často integrováno i tlumení. To je řešeno tak, že kolem tlumiče je vinuta šroubová pružina. Tento komplet je pak upevněn k otočným čepům kol, jejichž délka je o to zvětšena ve směru od kola dovnitř vozidla. Kromě šroubových pružin je k odpružení vozidla možno používat také torzní nebo zkrutové tyče či hydropneumatické pružící prvky.

Při návrhu jedné elektricky poháněné nápravy se jeví jako nejvýhodnější využít právě tuto klikovou nápravu a to konkrétně z důvodů její malé prostorové náročnosti a konstrukční jednoduchosti.

4.1.1.6 Kliková náprava s torzním propojovacím prvkem

Výhodou této nápravy je její nízká prostorová konstrukce, která nezabírá prostor směrem do vozu, čili je jednak vhodná pro vozidla typu kombi či hatchback, ale také elektromobily, kdy nad touto nápravou může být umístěna část baterií vozidla (ne všechny, protože tím by se výrazně posunulo těžiště vozu směrem dozadu).

U této nápravy také hovoříme o pojmu příčný stabilizátor, což je součást, která spojuje podélná ramena. Tato příčka je na ohyb tuhá, ale zároveň je torzně měkká.



Obrázek 4.7: Schéma klikové nápravy s propojovacím torzním prvkem - vlečná ramena jsou propojena torzní příčkou [13]

Kliková náprava s torzním propojovacím prvkem bývá občas označována jako „spřažená“ kliková náprava, která je z hlediska kinematického přechodem mezi nezávislým a závislým zavěšením kol, čili přechodem mezi podélnou klikovou nápravou a nápravou tuhou. U této nápravy je obzvláště nutné rozlišovat mezi stejnoběžným a protiběžným propružením kol, jelikož při propružení stejnoběžném dojde k mírnému odklonu kol, které je podmíněno

tuhostí, avšak při propružení protiběžném dojde ke značnému odklonu kol. Za kinematickou zvláštnost se dá označit fakt, že okamžité osy otáčení jsou při propružení stejnoběžném a protiběžném různé.

Jako spojovací prvek se nejčastěji používá příčka průřezu U, jež bývá otevřená. Její pružící vlastnosti jsou takové, že se nedeformuje při propružení stejnoběžném ale při protiběžném dochází ke krutu. Díky tomu může nahrazovat příčný stabilizátor. Za předpokladu posunutí příčky průřezu U do středu kol, by došlo k substituci tuhé nápravy s přibližně stejnými vlastnostmi, jako má samotná tuhá náprava.

Mezi výhody klikové nápravy s propojovacím torzním prvkem patří jednoduchá montáž i demontáž celého kompletu nápravy a relativně malý zastavěný prostor. Dále to je snadné připevnění pružících i tlumících teleskopických vzpěr, tlumičů i pružin. Další výhodou je malý počet konstrukčních dílů z čehož plyne malá hmotnost neodpružených částí. V neposlední řadě je výhodou příčný nosník, který působí jako stabilizátor a malá diference sbíhavosti, rozchodu a odklonu kol. A také vhodná poloha středu klonění, jež redukuje zvedání zádě při brzdění.

Nevýhod této nápravy je oproti výhodám daleko méně. U sériově vyráběných vozů tuto nápravu prakticky nelze využívat jako poháněnou. Vlivem působení bočních sil má vozidlo tendenci k přetáčivosti. Další nevýhodou je torzní a smykové namáhání příčného nosníku. Nevýhodou je též značné namáhání svarových švů, které omezuje možné přípustné zatížení nepoháněné (zadní) nápravy.

4.1.1.7 Elastokinematické zavěšení kol

Elastokinematické zavěšení kol se používá především pro vylepšení vlastností vozidla za jízdy, kdy je třeba ovlivňovat přetáčivost a nedotáčivost, což je často označováno jako směrová dynamika vozidla. Rozbíhavost zadních kol, ke které dochází především, když vozidlo projíždí zatáčkou při záporné akceleraci (ubrání plynu nebo brzdění), je poté v zatáčkách příčinou nevýhodné přetáčivosti vozidla.

Proti klasickým konstrukcím, kdy při brzdění obvykle dochází k rozbíhavosti kol, tedy že vůz zatáčí více ve směru brzděnějšího kola, tak u elastokinematického zavěšení kola k tomuto nedochází, jelikož takto zavěšené kolo se při brzdění stáčí na druhou stranu a tedy vzniká sbíhavost redukující brzdnou sílu.

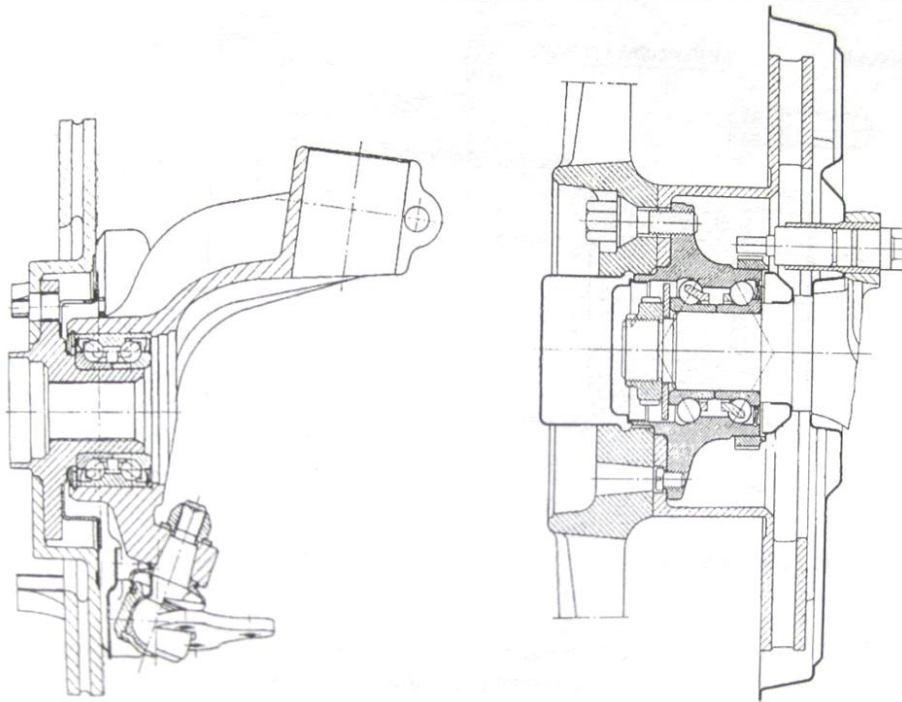
4.2 Uložení kol

Aby mohlo kolo správně vykonávat svou funkci tj. odvalovat se, je třeba, aby bylo vůči nápravě respektive karoserii, správně uloženo. K tomuto účelu se pro neřiditelná kola používají výhradně valivá ložiska. Jestli je kolo, případně náprava, hnané nebo nehnané nemá na uložení kol téměř žádný vliv. Je ale třeba rozlišovat, jestli je kolo uloženo k pevné nápravě, nebo zda je kolo součástí nezávisle zavěšené nápravy, či je kolo řízené. Pro poslední dva jmenované případy jsou kola uložena jen do čepů nápravy.

Uložení kola má primárně dvě funkce. První funkcí je zajištění přenosu sil, které působí na kolo. Druhým úkolem pak je zajistit otáčení kola, čehož se dosahuje tím, že je kolo uloženo bez vůle. Existují dva základní principy, jak tohoto dosáhnout. Pro staticky určené uložení kola se používají buď dvě kuželíková ložiska či kuličková ložiska s kosoúhlým stykem, nebo jedno dvouřadé kuličkové ložisko, u kterých ale není možné seřizování ložiskové vůle.

Osobní automobily někdy využívají tzv. uložení kola pomocí ložiskové jednotky 1. generace, za kterou bývá označováno ložisko s děleným vnitřním kroužkem, nahrazující dvě radiální ložiska. Výhodou vnitřního děleného kroužku je větší účinnost ložiska. Do ložiskové jednotky 1. generace jsou vestavěny těsnící kroužky, díky čemuž není zapotřebí další těsnění na otočném čepu kola. Tento otočný čep je u kola nepoháněného válcový, má tedy pouze jednu brusnou plochu a často bývá kratší, z toho plyne větší tuhost v ohybu. Montáž ložiskových jednotek 1. generace bývá velice jednoduchá, jelikož není zapotřebí seřizovat ložiskovou vůli. Díky ložiskovým těsnícím kroužkům je mazání ložiska zajištěno po celou dobu životnosti takového ložiska.

Další vývoj zapříčinil vznik ložiskových jednotek 2. generace, jejichž vnější kroužek má přírubu k upevnění kola, kterou ovšem lze použít pouze pro kola nepoháněná. Takovéto konstrukční uspořádání se vyznačuje úsporou konstrukčních dílů a díky tomu i snížením hmotnosti. Další předností je snadná montáž, při které odpadá nutnost seřizování ložiskové vůle.



Obrázek 4.8: Ložisková jednotka 1. Generace a ložisková jednotka 2. generace [13]

Oproti ložiskovým jednotkám druhé generace mají ložiskové jednotky generace 3. přírubu nejen na vnějším, ale i na vnitřním kroužku ložiska, díky čemuž je lze použít jak pro kola nepoháněná tak i poháněná. Vnitřní kroužek s přírubou se tím pádem stává nábojem kola, ke kterému je kolo připevněno kolovými šrouby. Příruba je k vnějšímu kroužku také připevněna šrouby. U náprav poháněných bývá vnitřní část ložiska fakticky spojena s kolem, plní tedy funkci náboje kola, a vnější část ložiska lze přišroubovat k nosníku kola.

4.3 Odpružení

Při jízdě po vozovce dochází vlivem její nerovnosti ke kmitavým pohybům náprav vozidla. K tomu, aby toto kmitání bylo co nejméně přenášeno na podvozek a karoserii a zároveň chránilo přepravované osoby a věci před otřesy s jízdou po nerovné vozovce spojenými, slouží odpružení vozidla. Tím, že odpružení tlumí rázy, se zároveň zvyšuje životnost některých dílů podvozku i karoserie.

Další funkcí odpružení je zajištění trvalého dotyku kola s vozovkou i na nerovné vozovce. Díky tomu je zajištěna lepší ovladatelnost vozidla v případě říditelné nápravy a také lepší přenos hnacích a brzdících sil a momentů.

V kooperaci s odpružením téměř vždy figurují i tlumiče, které zajišťují, aby soustava (soustava nápravy a podvozku) byla nadkriticky tlumená a aby nedocházelo k různým nežádoucím jevům typu rezonance. Pokud jsou na vozidle jako odpružení použity listové pružiny, tak tyto pružiny zajišťují jak odpružení tak i tlumení.

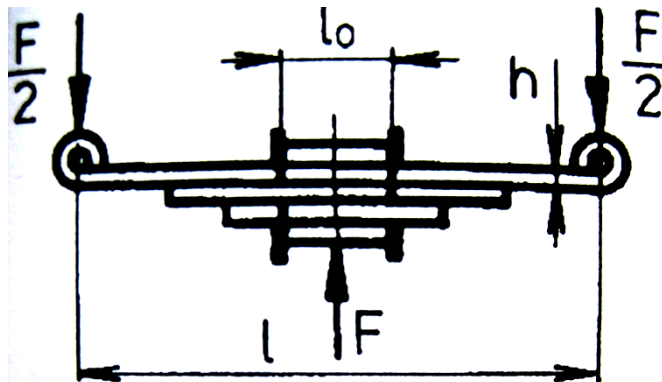
Veličinou, která určuje velikost pružení, je netlumená vlastní frekvence $\omega = \sqrt{\frac{c}{m}}$. Z tohoto vztahu jasně plyne, že významný vliv na pružení má pružinová konstanta c , která se odvíjí od druhu materiálu pružícího elementu. Dle materiálu pružícího elementu lze pružiny rozdělit na:

- ocelové pružiny
 - listové pružiny
 - vinuté pružiny
 - torzní tyče
- pryžové pružiny
- vzduchové (pneumatické) pružiny
- vzduchokapalinové (hydropneumatické) pružiny
- pryžokapalinové (hydroelastické) pružiny

4.3.1 Listové pružiny

Listové pružiny se převážně používají pro těžká vozidla (nákladní automobily, železniční vagóny, atd.) nebo zřídka jako odpružení zadních kol u lehčích vozidel (osobní automobily).

Listové pružiny jsou téměř vždy umístěny v rovině podélné ke směru jízdy vozidla. Uloženy jsou tak, že nejdelší list je na koncích svinut do oka, do kterého je zalisováno pryžové pouzdro, a za tyto oka je pak pomocí čepu pružina uložena tak, že jeden její konec je pevně uchycen délkově a je mu umožněná rotace. Vzhledem k tomu, že při propružení se mění délka pružiny, tak čep v druhém oku pružiny musí být uložen buď rotačně-posuvně, anebo k výkyvnému třmenu.



Obrázek 4.9: Schéma listové pružiny [13]

$$c = \frac{4 * n * b * h^3 * E}{K * \left(l - \frac{2}{3} * l_0\right)^3}$$

- K – tvarový součinitel listové pružiny
- E – modul pružnosti v tahu
- n – počet listů pružiny
- b – šířka listu pružiny

Jelikož při propružení dochází mezi jednotlivými listy pružiny k podélným posuvům, vzniká při tomto logicky i tření, které zvyšuje odpor pružiny proti deformaci, čímž vlastně dochází k tlumení této pružiny a to je důvod, proč listové pružiny často nepotřebují dodatečný tlumič. Ovšem toto tření je suché a tím pádem i nekontrolovatelné, což je nevýhodné v tom, že může narůstat do velikých hodnot. Dříve se toto odstraňovalo mazáním, což je ale z dnešního pohledu nevýhodné a neekologické, jelikož na pružiny působí povětrnostní podmínky a maz může znečišťovat životní prostředí. Proto se dnes k eliminaci suchého tření používají plastové vložky, nejčastěji umístěné v centru pružiny, kde mají největší účinnost.

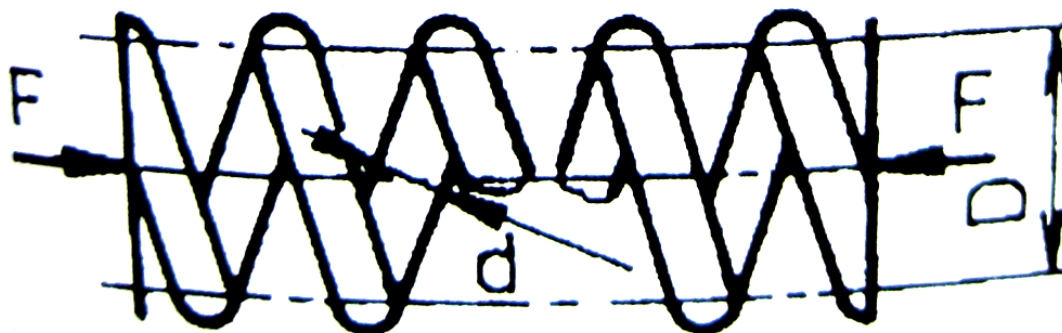
Nejdeálnějším případem listové pružiny by byla pružina o jednom listu, u které by bylo odstraněno ono tření. Ovšem aby tato pružina o jednom listu měla dále vlastnosti nosníku, tak by měla být vyválcována do parabolického tvaru. Parabolické listové pružiny tvarově odpovídají ideálnímu nosníku, díky čemuž mají nižší hmotnost.

4.3.2 Vinuté pružiny

Vinuté pružiny se převážně používají pro lehká vozidla (osobní automobily, motocykly, přívěsné vozíky, atd.) a zřídka také u lehčích těžších vozidel (lehké nákladní automobily).

Výhody vinutých pružin oproti pružinám listovým jsou zřejmé. Jednak je to nižší hmotnost, jednodušší uložení (není třeba žádných rotačních vazeb či kloubů) a také žádné tření, čímž vlastně odpadá údržba, což je další výhodou. Naproti tomu oproti listovým pružinám nemohou vinuté pružiny nést celou nápravu, vyžadují přítomnost tlumiče a jejich únosnost je za jinak stejných podmínek nižší.

Vinuté pružiny musejí být konstruovány a dimenzovány tak, aby ani při maximálním užitém zatížení vozidla nedocházelo k dosedání závitů pružiny na sebe, což by mělo výrazně negativní vliv v tom, že by docházelo k přenosu rázů na karoserii vozidla a také by to bylo hlučné. Vinuté pružiny jsou obvykle konstruovány tak, že stoupání drátu není ve všech místech pružiny stejné. Na koncích jsou obvykle závěrné závity, které zajišťují styk pružiny s dosedací plochou a kde je stoupání nižší. Konce pružin jsou buď broušené (kontaktní plocha je rovná) nebo nebroušené, ale pak musejí mít kontaktní plochy výbrus nebo prolis pro konec závitu. Plochy, ve kterých se pružina dotýká nápravy, jsou často vybaveny pryžovými podložkami kvůli snížení hlukové zátěže.



Obrázek 4.10: Schéma vinuté pružiny [13]

$$c = \frac{d^4 * G}{8 * n * D^3}$$

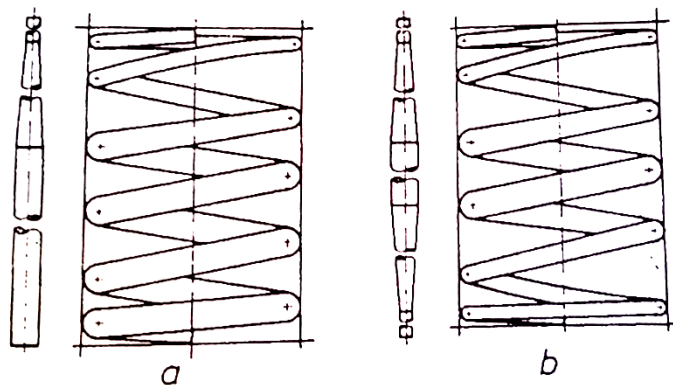
- n – počet činných závitů vlnuté pružiny
- G – modul pružnosti ve smyku

Tuhost tlačné válcové pružiny je přímo úměrná čtvrté mocnině průměru drátu, ze kterého je pružina vyrobena, a nepřímo úměrně počtu činných závitů jakožto i třetí mocnině průměru tlačné pružiny, což vyplývá ze základního vzorce pro výpočet tuhosti takovéto tlačné válcové pružiny, jejíž deformační charakteristika má podle funkčního průběhu její tuhosti lineární průběh.

Výhodné je u pružin takzvané progresivní vlnutí drátu. Takovéto pružiny mají buď v různých částech různé stoupání, nebo v různých částech různý průměr drátu a výhodné jsou v tom, že takovéto uspořádání má obvykle lepší poměr tuhosti ke hmotnosti. Tohoto lze dosáhnout několika způsoby:

První možností je **proměnlivé stoupání závitů**, kdy má pružina více částí s různým stoupáním. Nejčastěji jsou krajní části pružiny s menším stoupáním a střední část s větším stoupáním.

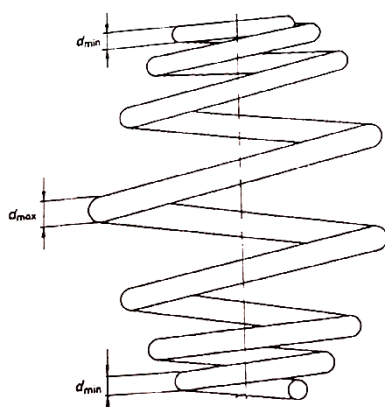
Dalším typem progresivní pružiny je pružina vyrobená **z drátu proměnlivého průměru**. Stavba takovéto pružiny je taková, že průměr drátu ve střední části pružiny je větší a směrem ke koncům se zmenšuje. Ovšem nevýhodou je velká náročnost na výrobu, kde je třeba, aby drát před stočením byl kuželově broušen.



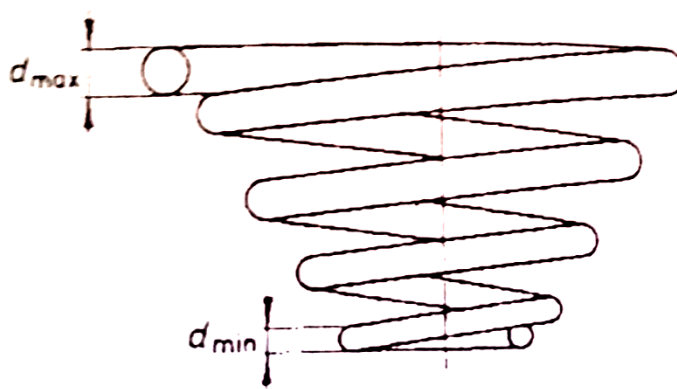
Obrázek 4.11: Vlnuté progresivní pružiny s proměnlivým průměrem drátu:

- a) jednostranně kónický
- b) oboustranně kónický [13]

Mezi progresivní pružiny také patří soudečkové nebo kuželové pružiny, jejichž stavba je taková, že mají **proměnlivý průměr drátu i pružiny**. Jejich výhodou je nízká hmotnost a vysoká tuhost. A u soudečkovitých pružin navíc nedochází k vybočování při stlačování.



Obrázek 4.12: Minibloková progresivní pružina - soudečkový tvar [13]



Obrázek 4.13: Minibloková progresivní pružina - kuželový tvar [13]

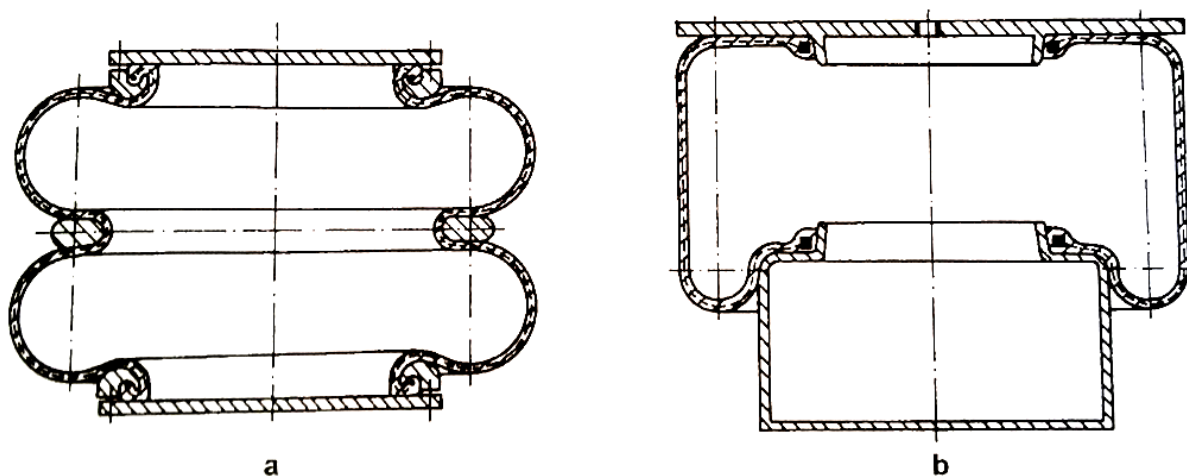
V této bakalářské práci jsem se pro odpružení nápravy rozhodl využít klasické vlnuté válcové pružiny s konstantním stoupáním závitů. Pro toto řešení jsem se rozhodl proto, že mi

subjektivně přijde nejjednodušší. Nepředpokládám, že by pro vozidlo typu Velorex byla potřebná taková tuhost, aby bylo nutné využívat pružinu s proměnlivým stoupáním závitů nebo proměnlivého průměru drátu či pružiny. A využívat u této nápravy jiných než vinutých pružin je dle mého názoru nesmysl.

4.3.3 Vzduchové pružiny

Zatímco obecný princip plynové pružiny je v tom, že stlačování plynu je zajišťováno pístem, tak u vzduchových pružin píst přítomen není z důvodu špatného dokonalého utěsnění a vzduchové pružiny tak mají dokonale uzavřený otvor. Proto se pro tyto pružiny využívají měchy z pružného materiálu, tedy vaky či vlnovce.

V případě vlnovcové konstrukce se vlnovec skládá ze dvou až čtyř vln a je u nich třeba zajistit neprorazitelnost, která je zajišťována (u pryžového vlnovce) nejčastěji vložkami z kordu. Tím, že se vlnovec při pružení jen ohýbá, tak je životnost takovýchto pružin výrazná.



Obrázek 4.14: Základní typy vzduchových pružin: a) vlnovcová pružina b) vaková pružina [13]

Vakové pružiny se skládají z vaku a pístu, po kterém se vak odvaluje, když pružina pruží. Tím pádem musí být vak vyroben z vhodného odolného materiálu a zároveň píst musí mít vhodný tvar, aby takovéto pružiny měly požadovanou životnost.

Činná plocha vzduchové pružiny není stálá, ale mění se v závislosti na propružení a vnitřním přetlaku v pružině, čímž se skutečná vzduchová pružina liší od jednoduché pístové pružiny. Nosná (tedy zatěžující) síla vzduchové pružiny F_p je přímo úměrná vnitřnímu přetlaku v pružině p a činné ploše S_{ej} , která však je proměnná:

$$F_p = p * S_{ej}$$

Ale stěna vaku či vlnovce nemá vlastní tuhost, je velice tenká a pružná, tak je výše uvedený vztah nutno modifikovat, a proto platí: $F_p \approx p$. Nosná síla je tedy přímo závislá pouze na přetlaku p .

V případě lehkých nákladních automobilů a autobusů jsou nejčastěji využívány vzduchové pružící systémy s atmosférickým okruhem vzduchu, tedy, že se používá vzduch z atmosféry a ten je použit pouze jednou a pak se vrací zpět do atmosféry.

Algoritmus pneumatického pružícího systému je následný. Do zásobníků je kompresorem dodáván stlačený vzduch, ze kterého je vyloučena voda, přes tlakový regulátor. Tlak stlačeného vzduchu v pružinách je řízen za pomoci vzduchových ventilů tak, aby

vzdálenost (výška) nástavby od nápravy byla neustále stejná, tedy aby tlak odpovídal zatížení vozidla. To je zajištěno spojením vzduchových ventilů připevněných ke karoserii vozidla ventilovou pákou, která je spojena s nápravou. Proto, když při větším zatížení vozidla dojde k poklesu nástavby, se posune ventilová páka, jejíž posun zajistí dohuštění měchů. Analogicky pak při odlehčení vozidla je postup přesně opačný, tedy že posunutí ventilové páky vede ke snížení tlaku v pružinách, takže výsledkem je návrat ventilové páky zpět do střední polohy. Pokud dojde k selhání nebo výpadku tlakovacích součástí, zůstává tlak ve vzduchovém odpružení až do závěrného tlaku ventilu, čímž je zachována alespoň provizorní funkčnost pružícího systému.

Funkce ventilové páky je úzce svázána s výškovým (regulačním) ventilem. Zvětšení zatížení vozidla vede nejprve ke stlačení vzduchových vaků. To vede k tomu, že je zmenšena vzdálenost nosníku nesoucího pružiny s karosérií. Táhlo regulačního ventilu pohne s ventilovou pákou načež regulační ventil otevře průchod stlačeného vzduchu mezi vzduchovými vaky a kompresorem. Někdy může být okamžitá činnost kompresoru nahrazena zásobníkem předem natlakovaného vzduchu. Analogicky, při zmenšení zatížení vozidla bude tento děj probíhat obráceně.

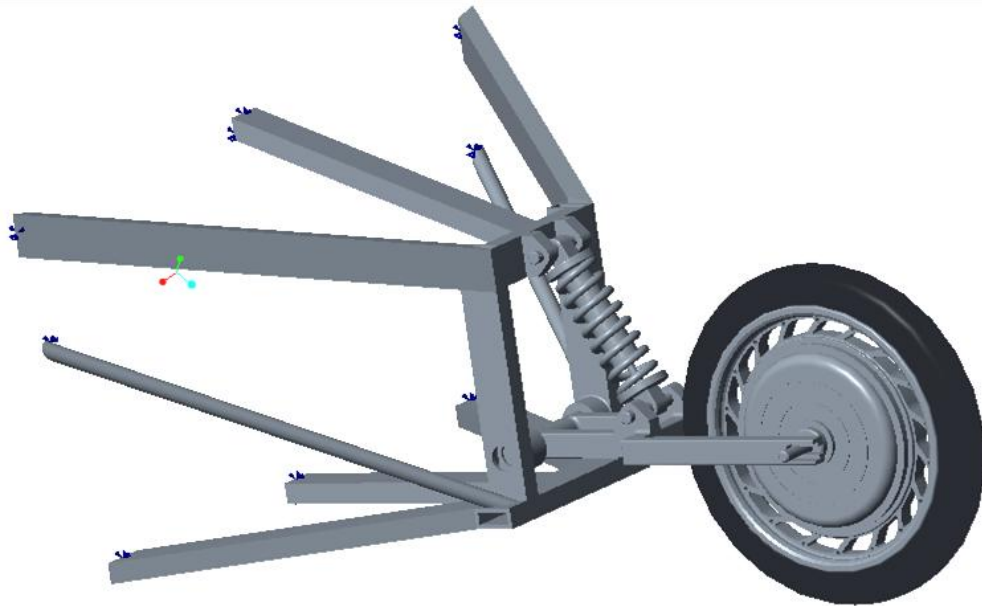
V případě využití elektromagneticky ovládaných ventilů, je nutné používat snímač výšky, měřící vzdálenost nápravy a nástavby. Tím může být například otočný potenciometr, kdy je jezdec potenciometru s nápravou spojen pomocí táhla. Zvýšení zatížení vozidla vede ke stlačení vzduchových pružin. Pokles nástavby, který je tím vyvolán, vyvolá pomocí táhla otočení jezdec do polohy pro zvýšení tlaku v pružinách a tím pádem i k nadzvedávání nástavby vozidla. Řídící jednotka následně vyše příkazy ventilům. Ty následně řídí přetlak v pružinách tak, aby se výška nástavby vozidla ustálila na standardní hodnotě. Pro případ zmenšení zatížení vozidla analogicky platí, že vzduch proudí ven z vaků, dokud snímač výšky neindikuje standardní hodnotu. Výhodou elektronicky řízených ventilů je to, že jimi lze snadno snížit výšku nástavby vozidla, čehož se často využívá u moderních autobusů k tzv. klanění, kdy při vystupování/nastupování cestujících z/do vozu dojde ke snížení podlahy na dveřní straně vozidla.

Obvykle na jednu soustavu odpružení připadají tři výškové regulátory – na každé kolo nápravy jeden plus jeden na nápravě samotné.

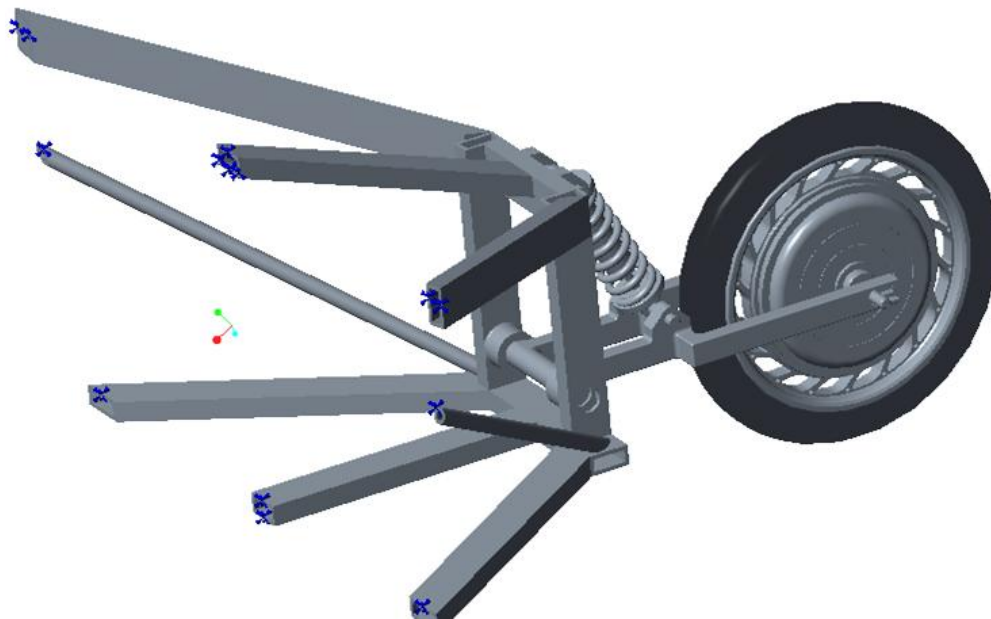
Vzduchové pružiny, respektive vzduchové odpružení, se nejčastěji používá u autobusů jako dodatečné pružení a to z důvodu možnosti regulace nástupní výšky pro cestující a také pro zlepšení komfortu za jízdy. V případě nákladních automobilů a přípojných vozidel je nutné při použití vzduchových pružin zvolit kombinaci s pružinami ocelovým, jelikož vzduchové pružiny nemají schopnost zabezpečit pružení ve směru jízdy a ve směru příčném.

4.4 Výpočet nápravy

Při konstrukci nápravy jsem se rozhodl využít klasickou klikovou nápravu a to především z hlediska konstrukční jednoduchosti, malého zástavbového prostoru a ekonomické výhodnosti. Odpružení této nápravy je zajištěno klasickou vinutou pružinou. Tu jsem zvolil proto, že její využití je výhodné z hlediska malé prostorové náročnosti a lze do ní snadno umístit tlumič. Využívat progresivní pružiny, pružiny s proměnným průměrem drátu nebo listové pružiny by bylo naprosto zbytečné, protože tuhost jednoduché vinuté pružiny je pro tento řešený případ dostatečná. Použít vzduchovou pružinu by sice bylo velice elegantní, avšak to by jednoznačně negativně působilo na konstrukční jednoduchost celého konceptu, která je pro můj návrh zásadním kritériem.

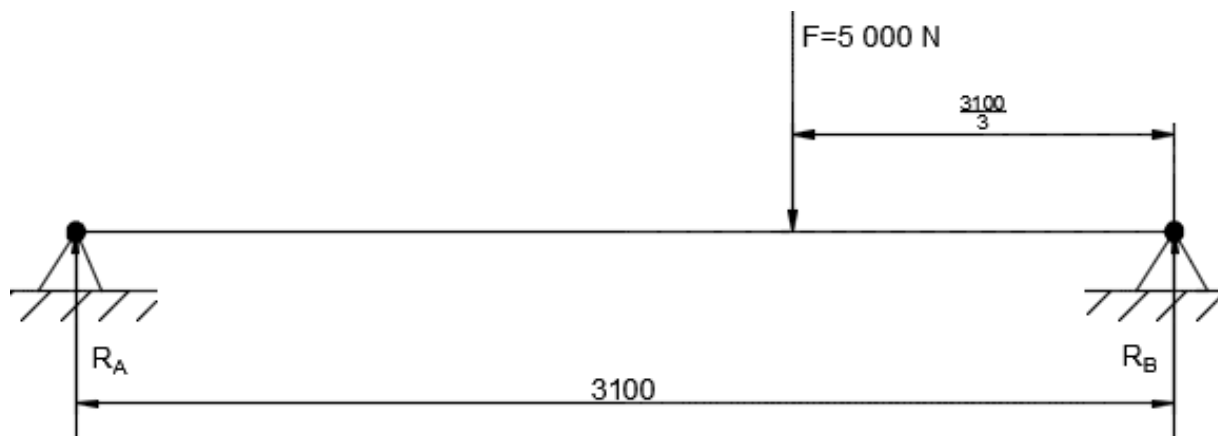


Obrázek 4.15: Znázornění sestavy konstrukčního celku



Obrázek 4.16: Zobrazení okrajových podmínek konstrukční sestavy

Před provedením výpočtu navržené nápravy metodou konečných prvků v programu CREO – Pro/Mechanica jsem se nejprve rozhodl provést výpočet rozložení sil působících na přední a zadní nápravu pomocí zjednodušení na oboustranně podepřený nosník, když jsem těžiště a tedy i působiště síly umístil do vzdálenosti jedné třetiny od zadní podpěry a to z toho důvodu, že přibližně v těchto místech se nachází těžiště celého vozidla.



Obrázek 4.17: Zjednodušení pro výpočet zátěžné síly zadní nápravy

$$\sum F_y = 0: \quad F = R_A + R_B \quad (1)$$

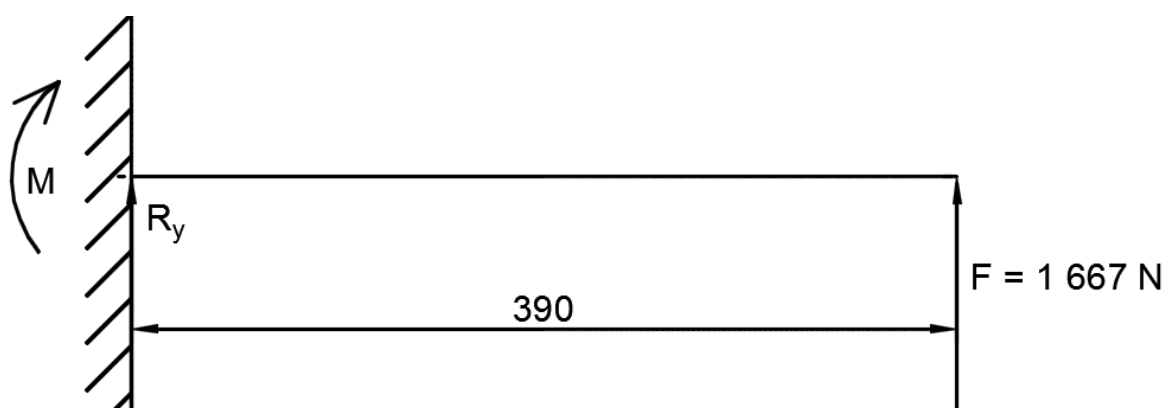
$$\sum M_i = 0: \quad F * \frac{2}{3} * 3100 = R_B * 3100 \quad (2)$$

$$R_A = 1\,666,7\,N, \quad R_B = 3\,333,3\,N$$

Samotná náprava pak byla propočítávána na dvě zatížení. Nejprve se zatížením vypočteným z rozložení sil na nápravy z předchozího výpočtu, tedy se silovým působením 3 333 N, a pak se zatížením od celého vozu, tedy 5 000 N. Výpočet byl následně prováděn dvěma způsoby. Nejprve byla kyvná náprava zjednodušena v jednoduchý vetknutý nosník zatížený polovinou síly, protože samotná náprava je „rámová“ konstrukce. Z tohoto výpočtu se určil maximální průhyb a natočení. Následně byl proveden výpočet metodou konečných prvků, při kterém se zjišťoval průhyb a průběh redukovaného napětí v nápravě.

4.4.1 Výpočet č. 1

V prvním kroku prvního výpočtu bylo počítáno se zatěžující silou 3 333 N. Pro ruční výpočet pomocí zjednodušeného vetknutého nosníku byla tedy použita síla 1 666,7 N.



Obrázek 4.18: Zobrazení zjednodušeného modelu nápravy v podobě vetknutého nosníku

$$\sum F_y = 0: \quad R_y = F = 1\,666,7\,N \quad (3)$$

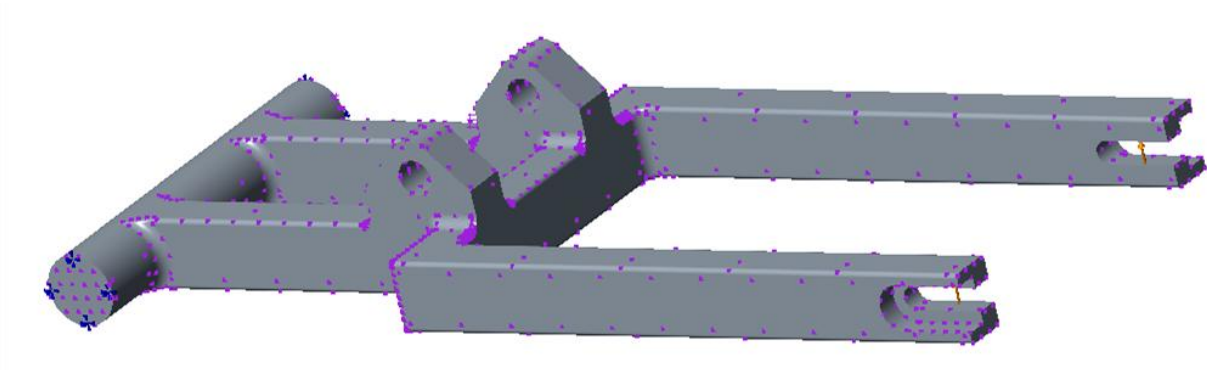
$$\sum M_i = 0: \quad M = F * 0,39 = 650\,Nm \quad (4)$$

$$J_z = \frac{1}{12} * B * H^3 = \frac{1}{12} * 0,02 * 0,03^3 = 4,5 * 10^{-8}\,m^4 \quad (5)$$

$$\varphi = \frac{1}{E \cdot J_z} \left(-\frac{F \cdot 0,39}{2} \right) = -0,036^\circ = -0,00063 \text{ rad} \quad (6)$$

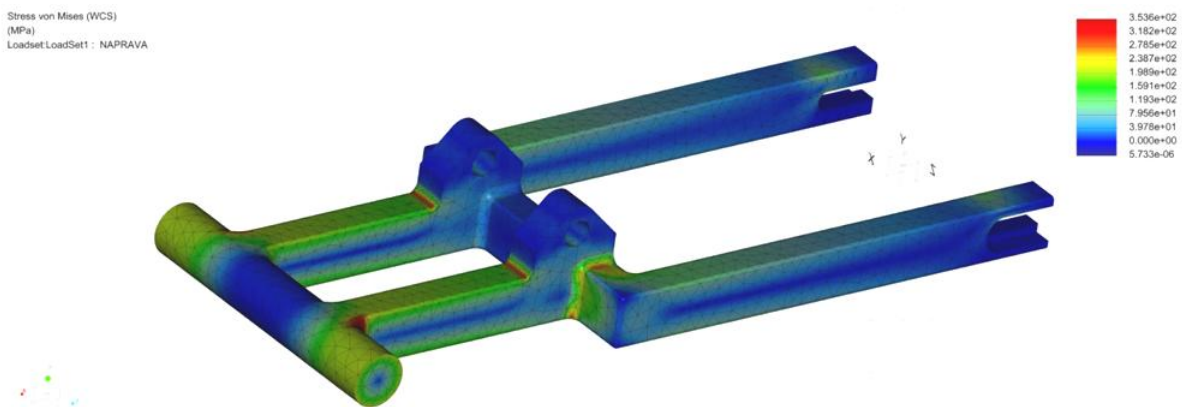
$$w = \frac{1}{E \cdot J_z} \left(-\frac{F \cdot 0,39^2}{3} + M \cdot 0,39 \right) = 0,0187 \text{ m} = 18,7 \text{ mm} \quad (7)$$

Druhý krok prvního výpočtu byl následně proveden za využití výpočetního software CREO – Pro/Mechanica pomocí metody konečných prvků.

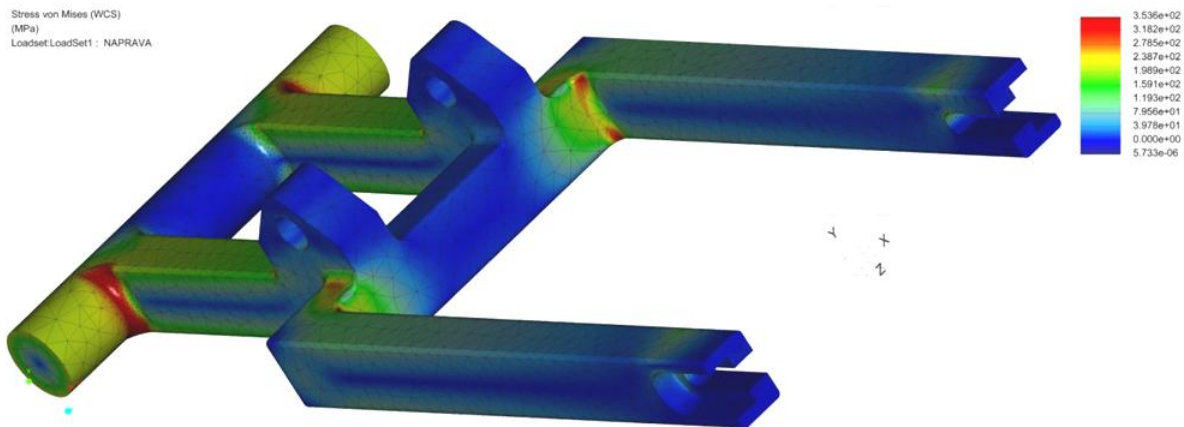


Obrázek 4.19: Zobrazení zadání okrajových podmínek a maximálních velikostí síťových elementů

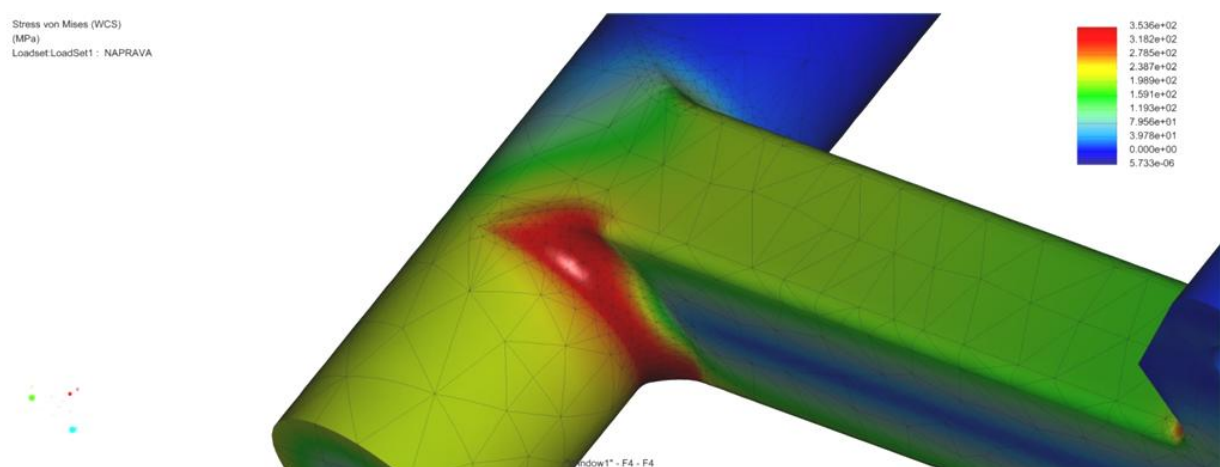
Okrajovými podmínkami výpočtu bylo upnutí za osu klikového čepu s odebráním všech šesti stupňů volnosti a zatížení silou 3 333 N působící v místě uložení kol. Model byl zasíťován tak, že v kritických místech byla maximální velikost elementu 2 mm a na zbytku modelu byla použita maximální velikost elementu rovna 10 mm.



Obrázek 4.20: Zobrazení průběhu redukovaného napětí metodou HMM zasíťovaného modelu

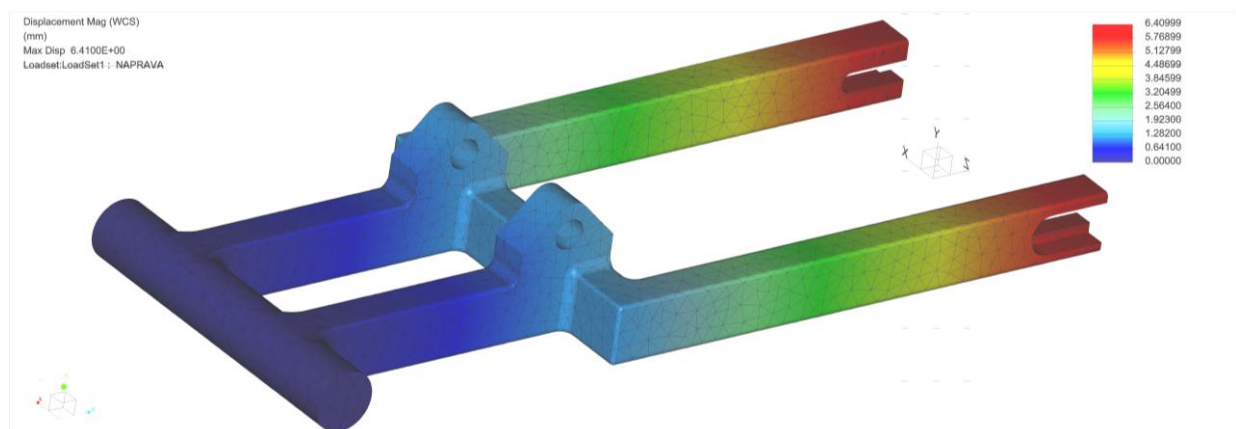


Obrázek 4.21: Zobrazení vrcholů redukovaného napětí metodou HMM na zasiťovaném modelu

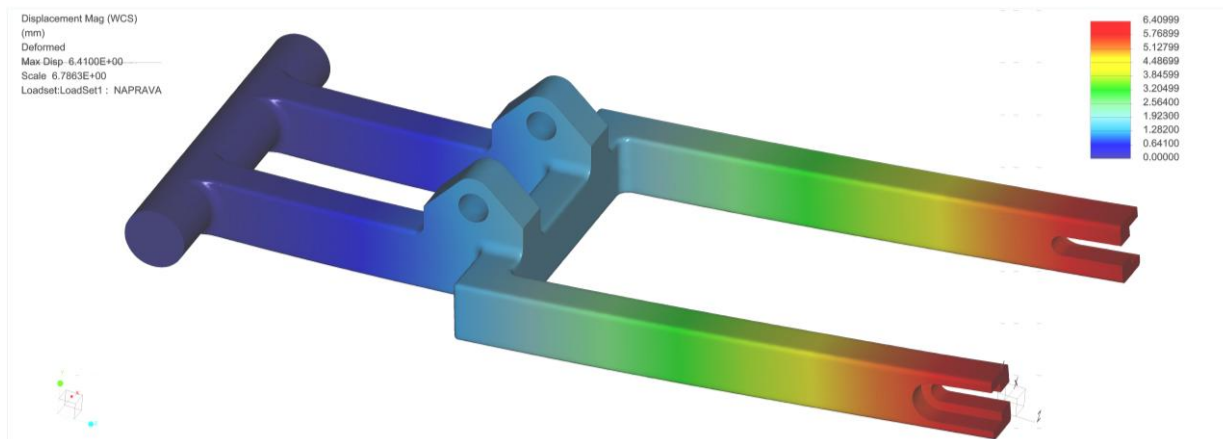


Obrázek 4.22: Zobrazení místa s maximální hodnotou redukovaného napětí dle metody HMM na zasiťovaném modelu

Z výpočtu vyplývá, že vrcholy redukovaného napětí jsou v místech přirozených koncentrátorů napětí. Maximální redukované napětí při výpočtu metodou HMM dosahuje hodnoty 353 MPa. Lze tedy říct, že daná součást by při těchto okrajových podmínkách a tomto zatížení měla vydržet.



Obrázek 4.23: Zobrazení průběhu průhybu na zasiťovaném modelu

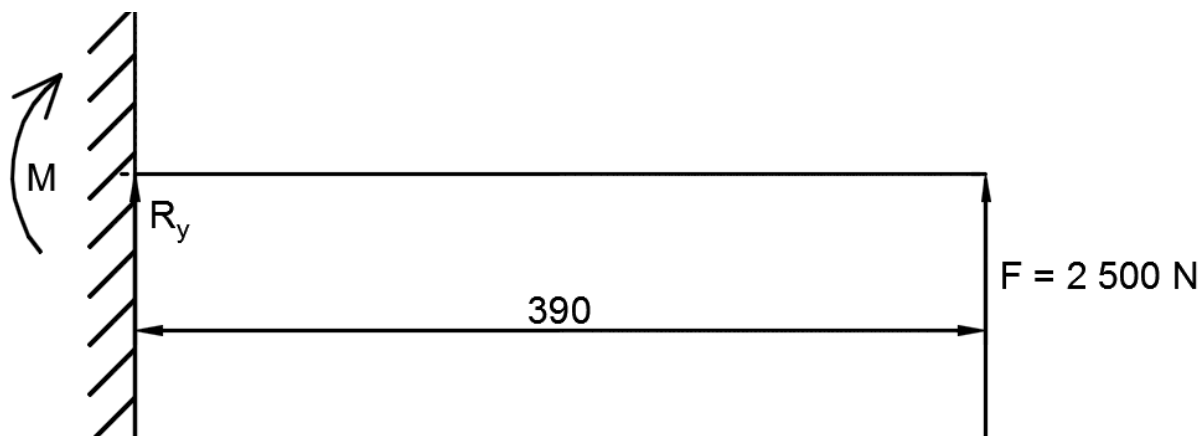


Obrázek 4.24: Zobrazení průběhu průhybu na deformovaném modelu

Dle výpočtu metodou konečných prvků vychází maximální průhyb součásti 6,4 mm, což je přibližně třikrát menší hodnota oproti hodnotě vzešlé ze zjednodušeného vzorečkového výpočtu. To také dokládá, že ruční výpočet byl sice zjednodušen, avšak toto zjednodušení bylo dosti konzervativní oproti skutečnosti.

4.4.2 Výpočet č. 2

Při tomto výpočtu bylo uvažováno zatížení nápravy celou hmotností vozidla, tedy silou 5 000 N. V prvním kroku výpočtu (ruční výpočet vetknutého zjednodušeného nosníku) bylo uvažováno poloviční zatížení, tedy síla 2 500 N, z důvodů výše popsaných.



Obrázek 4.25: Zobrazení zjednodušeného modelu nápravy pomocí vetknutého nosníku

$$\sum F_y = 0: \quad R_y = F = 2\,500\,N \quad (8)$$

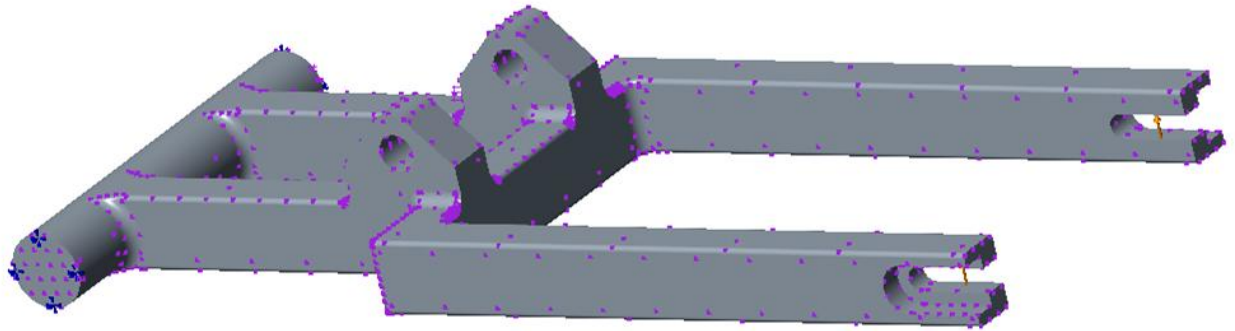
$$\sum M_i = 0: \quad M = F * 0,39 = 975\,Nm \quad (9)$$

$$J_z = \frac{1}{12} * B * H^3 = \frac{1}{12} * 0,02 * 0,03^3 = 4,5 * 10^{-8}\,m^4 \quad (10)$$

$$\varphi = \frac{1}{E * J_z} \left(-\frac{F * 0,39}{2} \right) = -0054^\circ = -0,000945\,rad \quad (11)$$

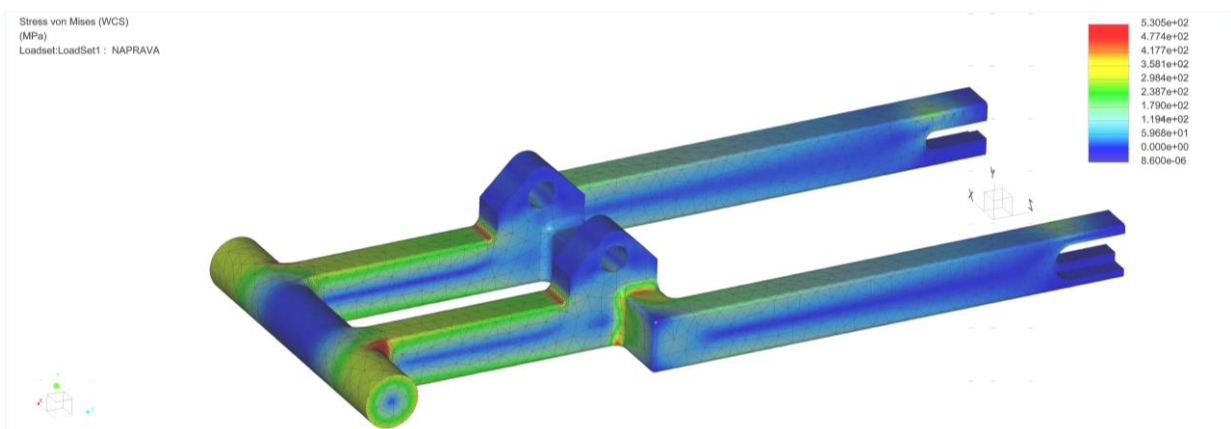
$$w = \frac{1}{E * J_z} \left(-\frac{F * 0,39^2}{3} + M * 0,39 \right) = 0,0211\,m = 21,1\,mm \quad (12)$$

Druhý krok tohoto výpočtu byl následně také proveden metodou konečných prvků ve výpočetním softwaru CREO – Pro/Mechanica.

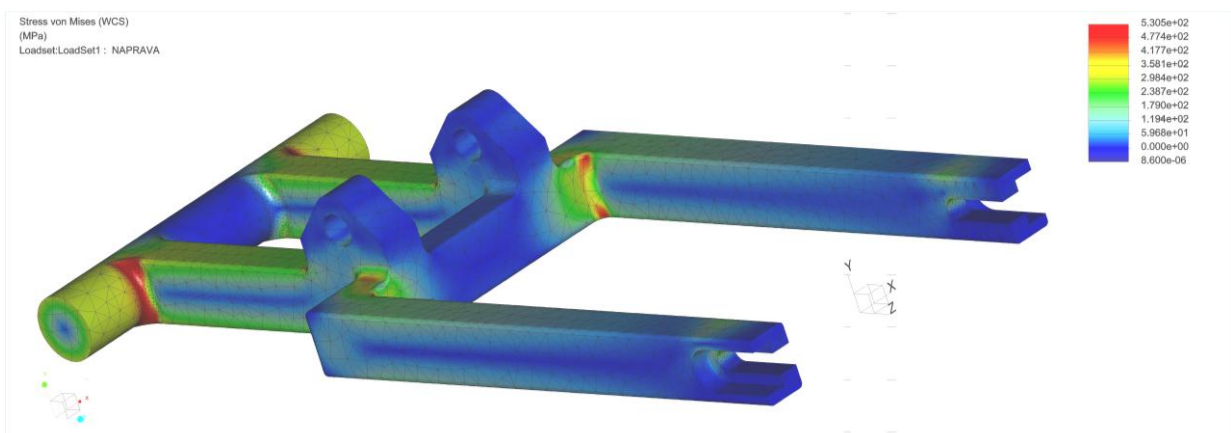


Obrázek 4.26: Zobrazení zadání okrajových podmínek a maximálních velikostí síťových elementů

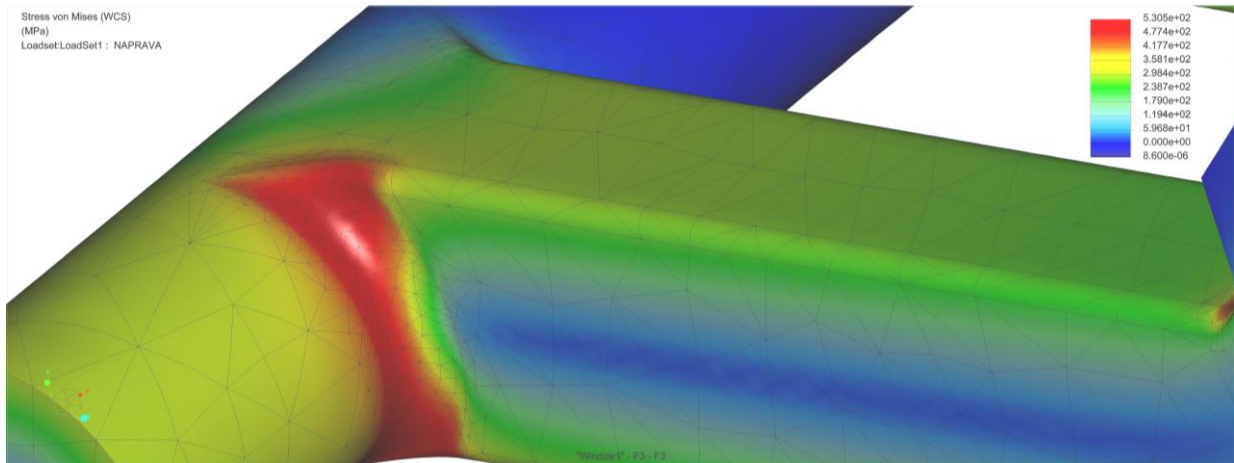
Okrajovými podmínkami výpočtu bylo upnutí za osu klikového čepu s odebráním všech šesti stupňů volnosti a zatížení silou 5 000 N působící v místě uložení kol. Model byl zasiťován tak, že v kritických místech byla maximální velikost elementu rovna 2 mm a na zbytku modelu byla použita maximální velikost elementu rovna 10 mm.



Obrázek 4.27: Zobrazení průběhu redukovaného napětí metodou HMH zasiťovaného modelu

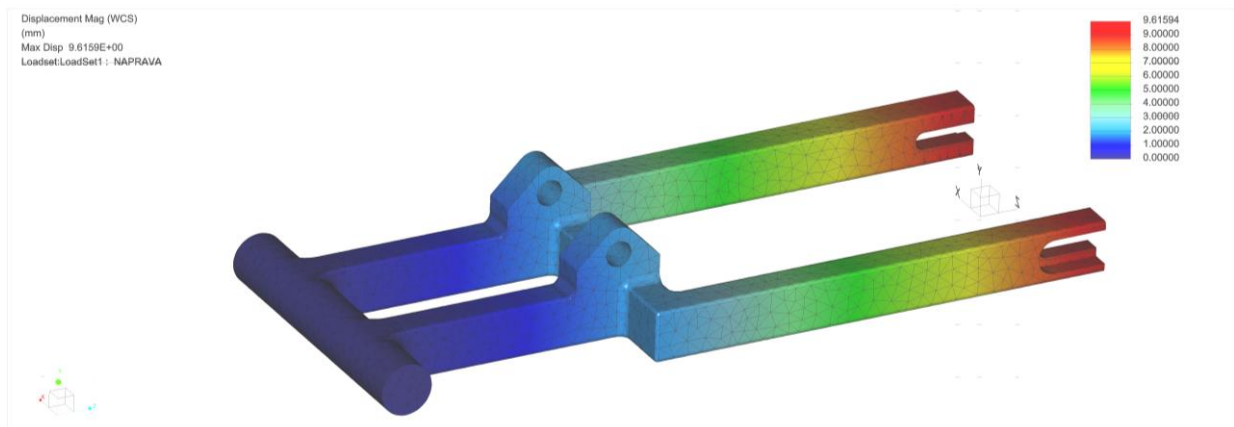


Obrázek 4.28: Zobrazení vrcholů redukovaného napětí dle metody HMH na zasiťovaném modelu

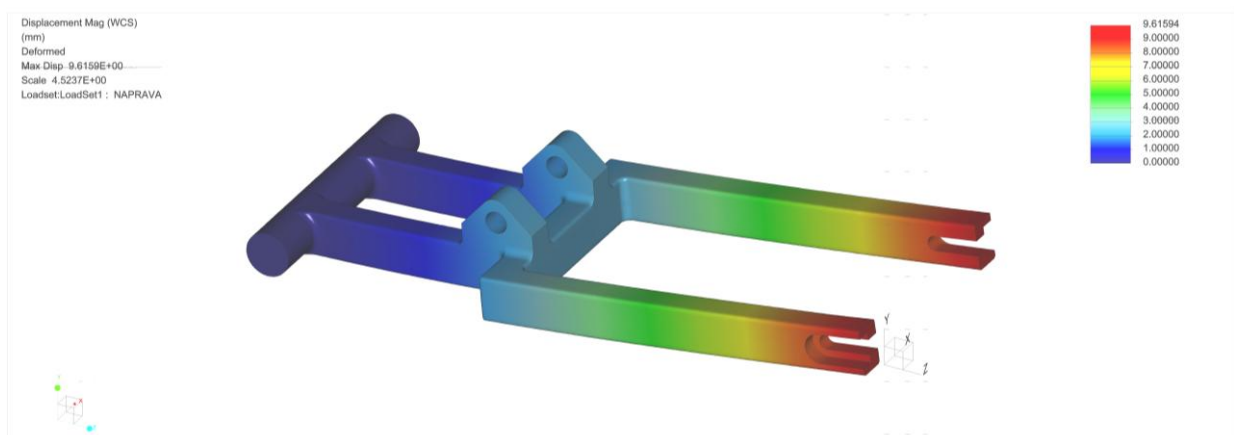


Obrázek 4.29: Zobrazení místa s nejvyšší hodnotou redukovaného napětí dle metody HMM zasítovaného modelu

Z výpočtu MKP plyne, že místa s největší hodnotou redukovaného napětí se logicky nacházejí v místech, kdy se jednotlivé části konstrukce setkávají pod úhlem 90°. Při daných okrajových podmínkách a daném zatížení je maximální hodnota redukovaného napětí rovna hodnotě 530 MPa, což je sice hodně, ale je třeba brát v potaz, že součást byla zatížena silou odpovídající provozní hmotnosti celého vozu.



Obrázek 4.30: Zobrazení průběhu průhybu na zasítovaném modelu



Obrázek 4.31: Zobrazení průběhu průhybu deformovaného modelu

Dle výpočtu MKP vychází maximální průhyb součásti 9,61 mm, což je více jak dvakrát menší hodnota oproti hodnotě vzešlé ze zjednodušeného vzorečkového výpočtu. To také dokládá, že ruční výpočet byl sice zjednodušen, avšak toto zjednodušení bylo dosti konzervativní oproti skutečnosti.

4.4.3 Zhodnocení výpočtu

Dle výpočtů, jak pomocí klasického vzorečku pro průhyb a natočení dle Pružnosti a pevnosti, tak i pomocí přesnější metody konečných prvků, lze jednoznačně říci, že kliková náprava při použití pro vozidlo s provozní hmotností 500 kg vydrží a že nebude mít problém plnit navrženou funkci. Z „pružnostářského“ výpočtu vycházejí hodnoty průhybu daleko větší, přibližně třikrát, než jaké vycházejí z výpočtu metodou konečných prvků, což dokazuje, že mnou provedené zjednodušení pro ruční výpočet bylo velice konzervativní.

5 Závěr

Ve své bakalářské práci, ve které jsem se věnoval návrhu elektricky poháněné nápravy pro tříkolové vozidlo, jsem se rozhodl pro koncept jednoho hnacího kola umístěného vzadu. Pro toto řešení jsem se rozhodl z důvodu konstrukční jednoduchosti, která pro mě byla rozhodujícím faktorem při rozhodování o možných konstrukčních variantách řešení. Z tohoto důvodu jsem se k pohonu jednoho zadního hnaného kola rozhodl využít tzv. kolomotor od společnosti Goldenmotor. Toto řešení přináší úsporu zastavěného prostoru vozidla a navíc kladně přispívá k menšímu riziku poruchy mechanického přenosu točivého momentu z elektromotoru na hnanou nápravu.

Samotnou nápravu jsem navrhnul a zkonstruoval jako klikovou nápravu. Opět pro mě byla rozhodujícím faktorem jednoduchost a funkčnost. Jiné varianty pro mě v podstatě nepřicházely v úvahu.

Jak již bylo výše popsáno, k zajištění pružení jsem se rozhodl využít vinutou pružinu, která podle mého názoru a pomocných výpočtů zajistí dostatečnou tuhost a navíc je do jejího středu možno snadno umístit tlumič, čímž se ušetří zástavbový prostor. Ze začátku jsem přemýšlel i nad možností využití vzduchových pružin, což by sice bylo velice elegantní, avšak toto řešení by pozbývalo onu deklarovanou jednoduchost. A využití jakýchkoli dalších pružících prvků jako např. progresivních nebo listových pružin by bylo nesmyslné.

Výpočet nápravy jsem prováděl ve dvou krocích. Prvním krokem byl ruční výpočet vetnutého nosníku, u kterého jsem vypočítal průhyb a natočení. Druhým krokem byl výpočet metodou konečných prvků pomocí software CREO – Pro/Mechanica. Výpočet MKP ukázal, že skutečný průhyb bude oproti ručně vypočtené hodnotě přibližně třetinový. Nápravy jsem propočítával na dvě zatížení. Nejprve na sílu, která na nápravu skutečně bude působit při rozložení celkové tíhy vozu na nápravu, a pak na sílu odpovídající celé tíze vozu. V obou případech jsem se dostal k hodnotám pod mezí pevnosti. Lze tedy prohlásit, že náprava by dané zatížení měla vydržet.

Cílem této práce bylo provést technický rozbor variant uspořádání komponent hnací nápravy tříkolového vozidla. Vše bylo třeba provést stavebnicovým způsobem, tedy tak, aby byla jednoduchá smontovatelnost i demontovatelnost konstrukce. Celá náprava byla konstruována tak, aby toto řešení bylo možné využít v následných konstrukcích elektricky poháněných vozidel a to s co možná nejmenšími úpravami na vzhledu a funkčnosti této mnou navržené nápravy

6 Zdroje a literatura

- [1] **Velorex: legenda (2017).** *Hobbyportal*. Cit. 2.2.2017, dostupné z: <http://www.hobbyportal.sk/auto-moto/veterany/velorex-legenda-ktoru-vsetci-volali-hadraplan>
- [2] **Peel P50 (2017).** *Peelengineering*. Cit. 30.1.2017, dostupné z: <http://www.peelengineering.com/peels/peel-p50>
- [3] **Peel Trident (2017).** *Peelengineering*. Cit. 1.2.2017, dostupné z: http://www.peelengineering.com/sites/default/files/styles/large_watermark/public/images/image/image.jpeg?itok=qayKd25T
- [4] **Reliant Regal 3/25 (2017).** *Isthat – car picture*. Cit. 1.2.2017, dostupné z: <http://isthat.info/photo/reliant-regal-3-25/01/default.html>
- [5] **Reliant Robin (2017).** *Isthat – car picture*. Cit. 1.2.2017, dostupné z: <http://isthat.info/photo/reliant-robin/06/default.html>
- [6] **Reliant Robin (2017).** *Isthat – car picture*. Cit. 1.2.2017, dostupné z: <http://isthat.info/photo/reliant-robin/05/default.html>
- [7] **Reliant Rialto (2017).** *Isthat – car picture*. Cit. 1.2.2017, dostupné z: <http://isthat.info/photo/reliant-rialto/12/default.html>
- [8] **ZAP Xebra (2017).** *Motorstown – auto encyklopedia*. Cit. 2.2.2017, dostupné z: <http://www.motorstown.com/51540-zap-xebra.html#>
- [9] **Slingshot SLR (2017).** *Polaris*. Cit. 2.2.2017, dostupné z: <http://www.polaris.com/en-us/slingshot/slingshot-slr>
- [10] **Campagna T-Rex (2017).** *Topspeed*. Cit. 3.2.2017, dostupné z: <http://www.topspeed.com/cars/campagna/2014-campagna-t-rex-16s-ar149878.html>
- [11] **Elio P4 (2017).** *Eliomotors*. Cit. 3.2.2017, dostupné z: <https://www.eliomotors.com/gallery/>
- [12] **Vlk, F. (2004).** *Alternativní pohony motorových vozidel*. Brno: nakladatelství a vydavatelství.
- [13] **Vlk, F. (2006).** *Podvozky motorových vozidel*. Brno: nakladatelství a vydavatelství.
- [14] **Vlk, F. (2003).** *Automobilová technická příručka*. Brno: nakladatelství a vydavatelství.

7 Seznam obrázků

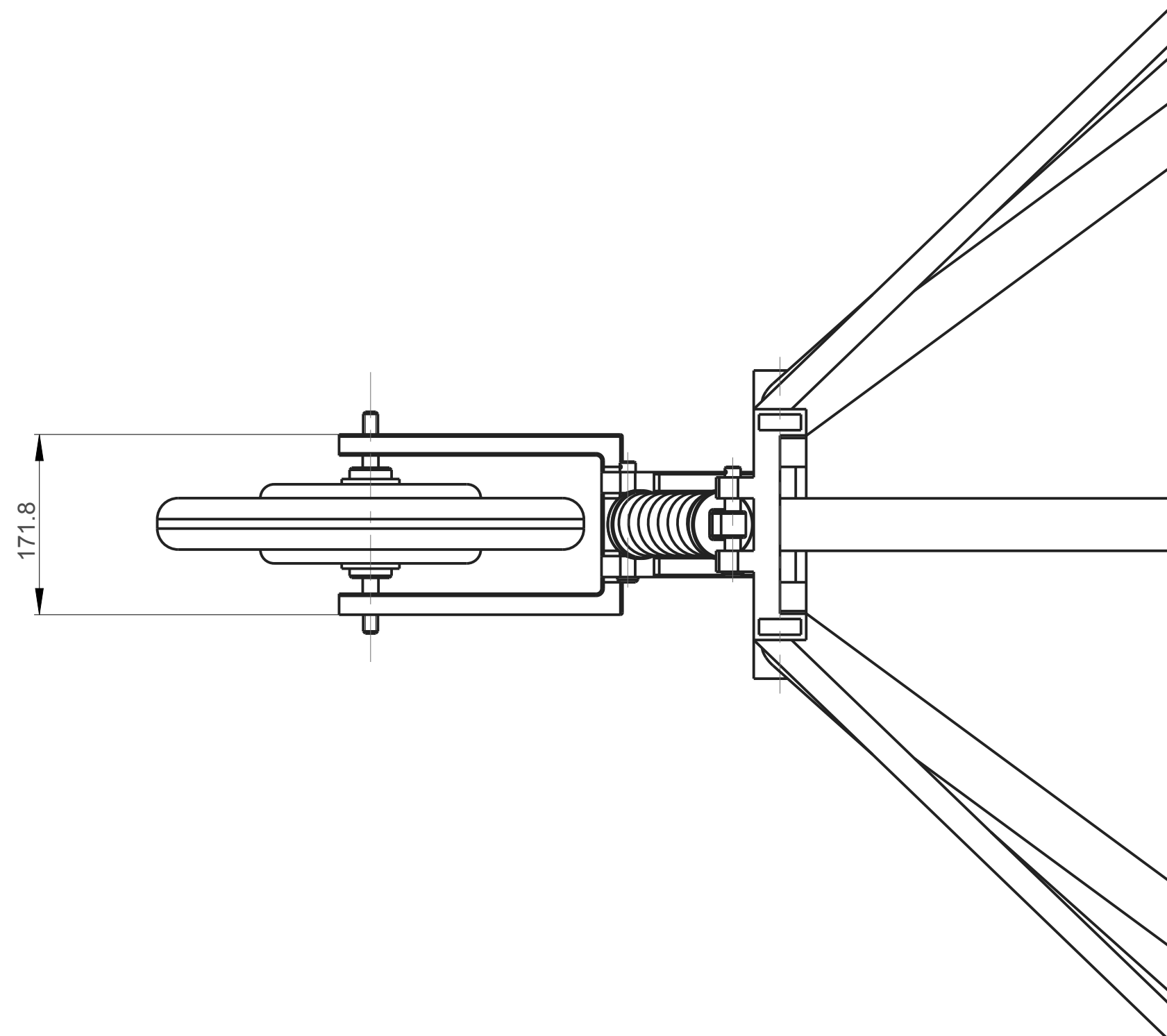
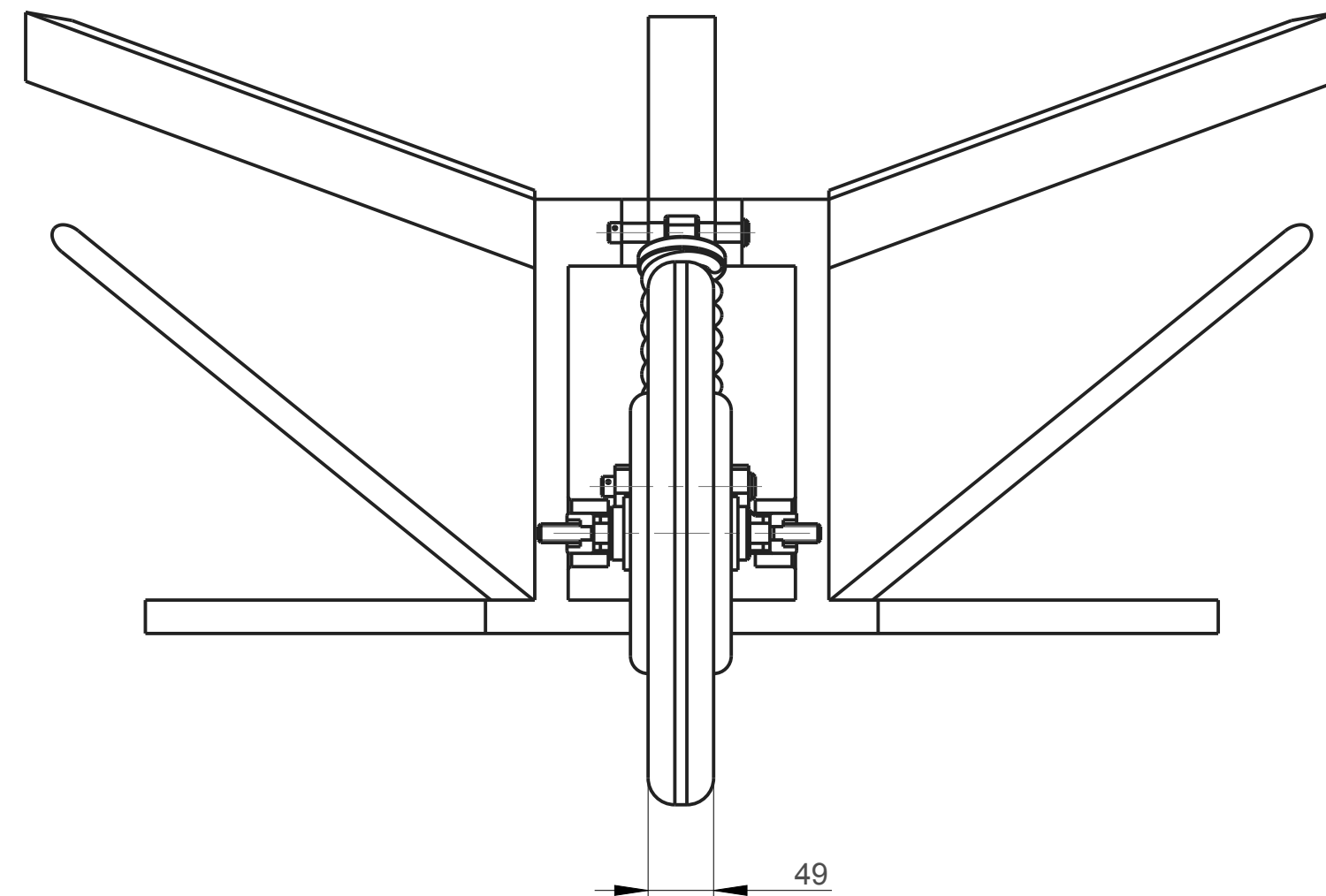
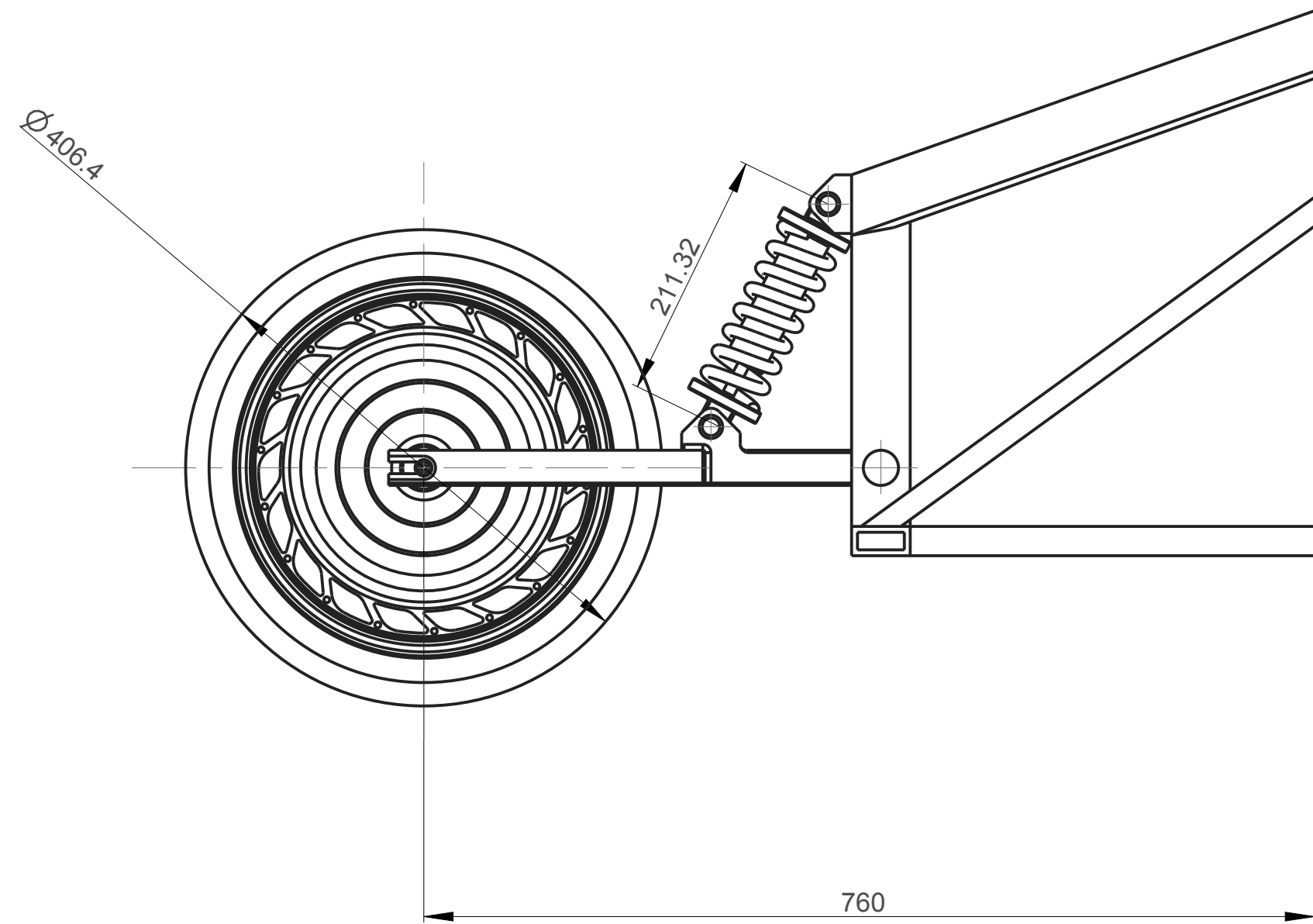
Obrázek 1.1: Zadní hnaná náprava pro tříkolové vozidlo	9
Obrázek 2.1: Velorex - trubkový rám [1]	10
Obrázek 2.2: Peel P50 [2]	10
Obrázek 2.3: Peel P50 [2]	10
Obrázek 2.4: Peel Trident [3]	11
Obrázek 2.5: Reliant Regal 3/25 [4]	11
Obrázek 2.6: Reliant Robin Mk. 1 [5]	12
Obrázek 2.7: Reliant Robin Mk. 2 [6]	12
Obrázek 2.8: Reliant Rialto [7]	12
Obrázek 2.9: ZAP Xebra – sedan [8]	13
Obrázek 2.10: Polaris Slingshot SLR [9]	13
Obrázek 2.11: Polaris Slingshot SLR [9]	13
Obrázek 2.12: Campagna T-Rex [10]	14
Obrázek 2.13: Campagna T-Rex [10]	14
Obrázek 2.14: Elio P4 [11]	14
Obrázek 3.1: Uspořádání hnacího ústrojí pro elektromobily	15
Obrázek 4.1: Designový návrh nápravy	20
Obrázek 4.2: Porovnání tuhé nápravy (a) a nezávislého zavěšení (b) [13]	21
Obrázek 4.3: Schéma lichoběžníkové nápravy [13]	22
Obrázek 4.4: Poloha středu klopení kola P a středu klopení karosérie S u lichoběžníkové nápravy [13]	22
Obrázek 4.5: Princip přední nápravy McPherson - zachycení boční síly a poloha středu klopení karoserie S [13]	23
Obrázek 4.6: Schéma kyvadlové úhlové nápravy a poloha středů klopení karoserie S a kola P [14]	24
Obrázek 4.7: Schéma klikové nápravy s propojovacím torzním prvkem - vlečná ramena jsou propojena torzní příčkou [13]	25
Obrázek 4.8: Ložisková jednotka 1. Generace a ložisková jednotka 2. generace [13]	27
Obrázek 4.9: Schéma listové pružiny [13]	28
Obrázek 4.10: Schéma vinuté pružiny [13]	29
Obrázek 4.11: Vinuté progresivní pružiny s proměnlivým průměrem drátu:	30
Obrázek 4.12: Minibloková progresivní pružina - soudečkový tvar [13]	30
Obrázek 4.13: Minibloková progresivní pružina - kuželový tvar [13]	30
Obrázek 4.14: Základní typy vzduchových pružin: a) vlnocová pružina b) vaková pružina [13]	31
Obrázek 4.15: Znázornění sestavy konstrukčního celku	33
Obrázek 4.16: Zobrazení okrajových podmínek konstrukční sestavy	33
Obrázek 4.17: Zjednodušení pro výpočet zátěžné síly zadní nápravy	34
Obrázek 4.18: Zobrazení zjednodušeného modelu nápravy v podobě vetknutého nosníku	34
Obrázek 4.19: Zobrazení zadání okrajových podmínek a maximálních velikostí síťových elementů	35
Obrázek 4.20: Zobrazení průběhu redukovaného napětí metodou HMM zasíťovaného modelu	35
Obrázek 4.21: Zobrazení vrcholů redukovaného napětí metodou HMM na zasíťovaném modelu	36
Obrázek 4.22: Zobrazení místa s maximální hodnotou redukovaného napětí dle metody HMM na zasíťovaném modelu	36
Obrázek 4.23: Zobrazení průběhu průhybu na zasíťovaném modelu	36
Obrázek 4.24: Zobrazení průběhu průhybu na deformovaném modelu	37
Obrázek 4.25: Zobrazení zjednodušeného modelu nápravy pomocí vetknutého nosníku	37
Obrázek 4.26: Zobrazení zadání okrajových podmínek a maximálních velikostí síťových elementů	38
Obrázek 4.27: Zobrazení průběhu redukovaného napětí metodou HMM zasíťovaného modelu	38
Obrázek 4.28: Zobrazení vrcholů redukovaného napětí dle metody HMM na zasíťovaném modelu	38
Obrázek 4.29: Zobrazení místa s nejvyšší hodnotou redukovaného napětí dle metody HMM zasíťovaného modelu	39
Obrázek 4.30: Zobrazení průběhu průhybu na zasíťovaném modelu	39
Obrázek 4.31: Zobrazení průběhu průhybu deformovaného modelu	39

8 Seznam příloh

Příloha č. 1: BPDM – 1...Výkres sestavy

Příloha č. 2: BPDM – 2...Výrobní výkres nápravy

Příloha č. 3: BPDM – 3...Výrobní výkres kolomotoru



10	TYCKA1	1	tycka.prt
9	TYCKA	1	tycka.prt
8	TLUMIC1	1	tlumic1.prt
7	TLUMIC	1	tlumic.prt
6	RAM1	1	ram1.prt
5	PRUZINA	1	pruzina.prt
4	NAPRAVA	1	naprava.prt
3	KOLO2	1	kolo2.prt
2	KOLO1	1	kolo1.prt
1	KOLO	1	kolo.prt

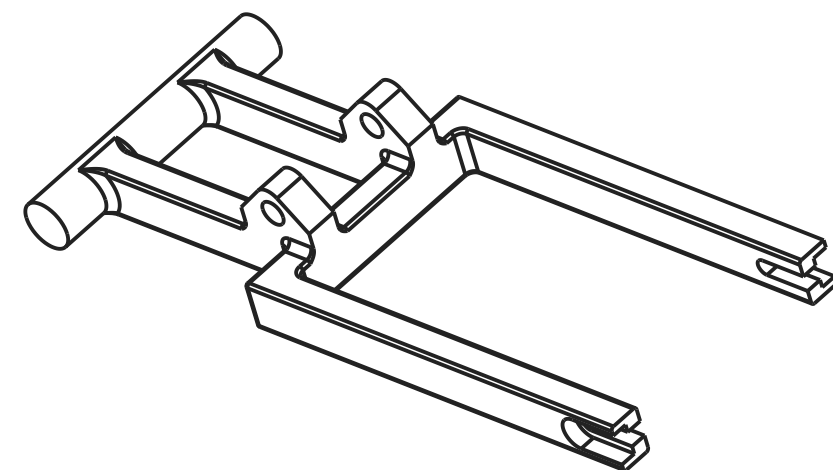
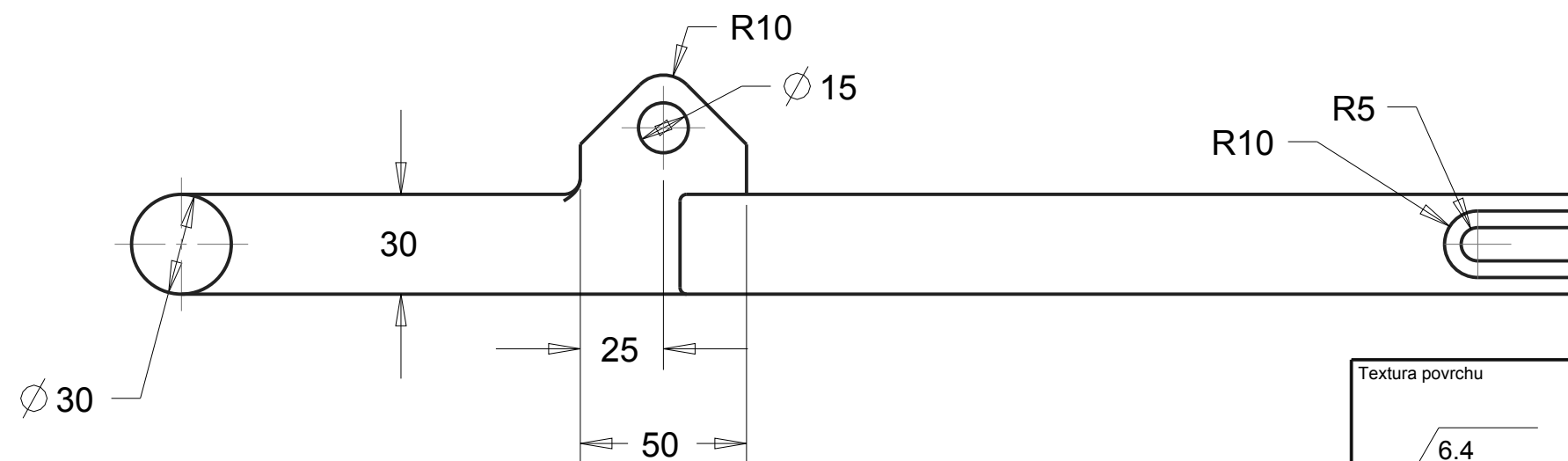
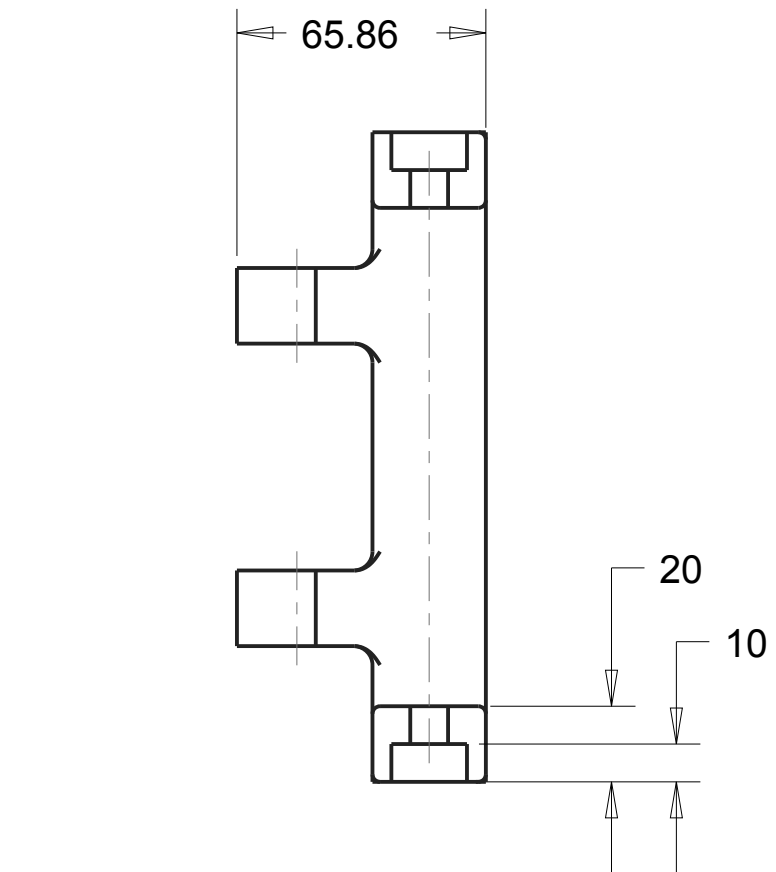
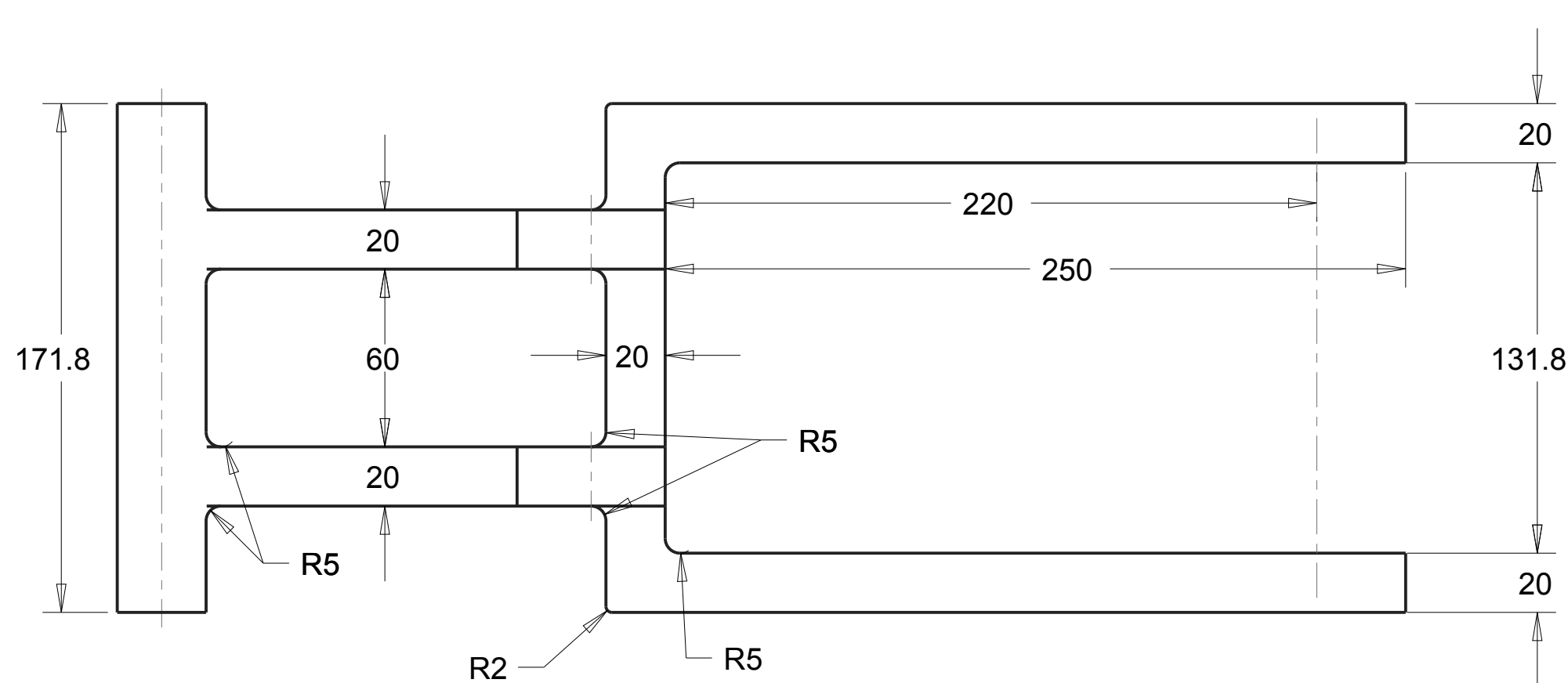
ITEM NO	PART NUMBER	QTY	DESCRIPTION
		d)	PROMÍTÁNÍ
		c)	Material
		b)	Polotovar
		a)	Cistá hmotnost 28 kg
	Zmena	Datum	Index
			Podpis
Meritko	Poznámka	Navrhl	Jan Tuka
		Kreslil	Jan Tuka
		Prezkoušel	
		Technolog	
		Normalizace	
		Schválil	
		Datum	May-25-17

Západočeská univerzita v Plzni
Fakulta strojní
Katedra konstruování stroju

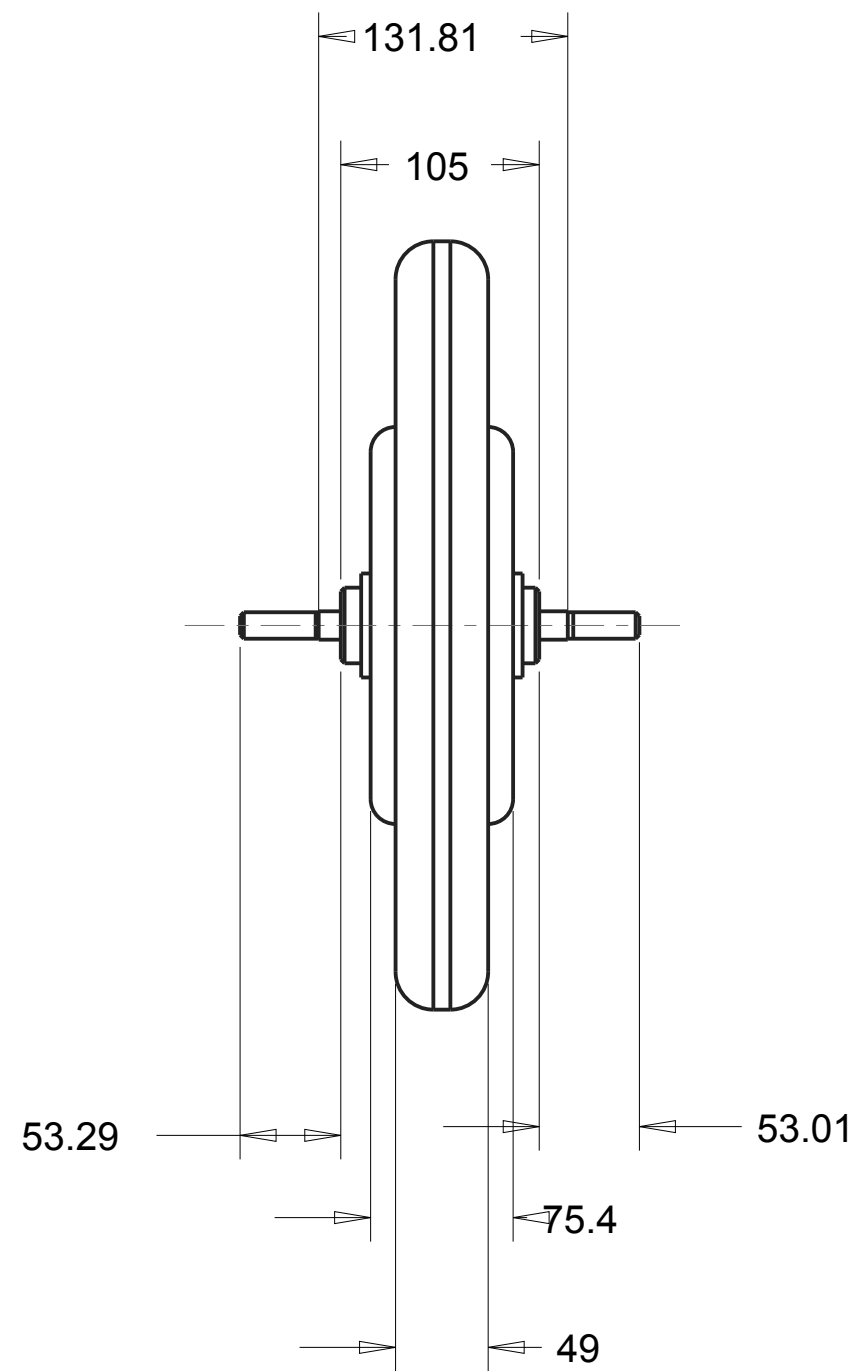
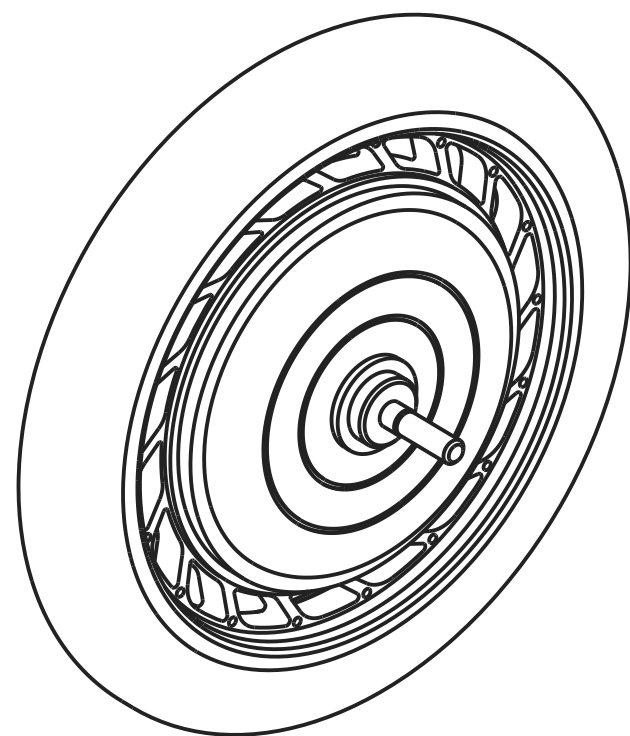
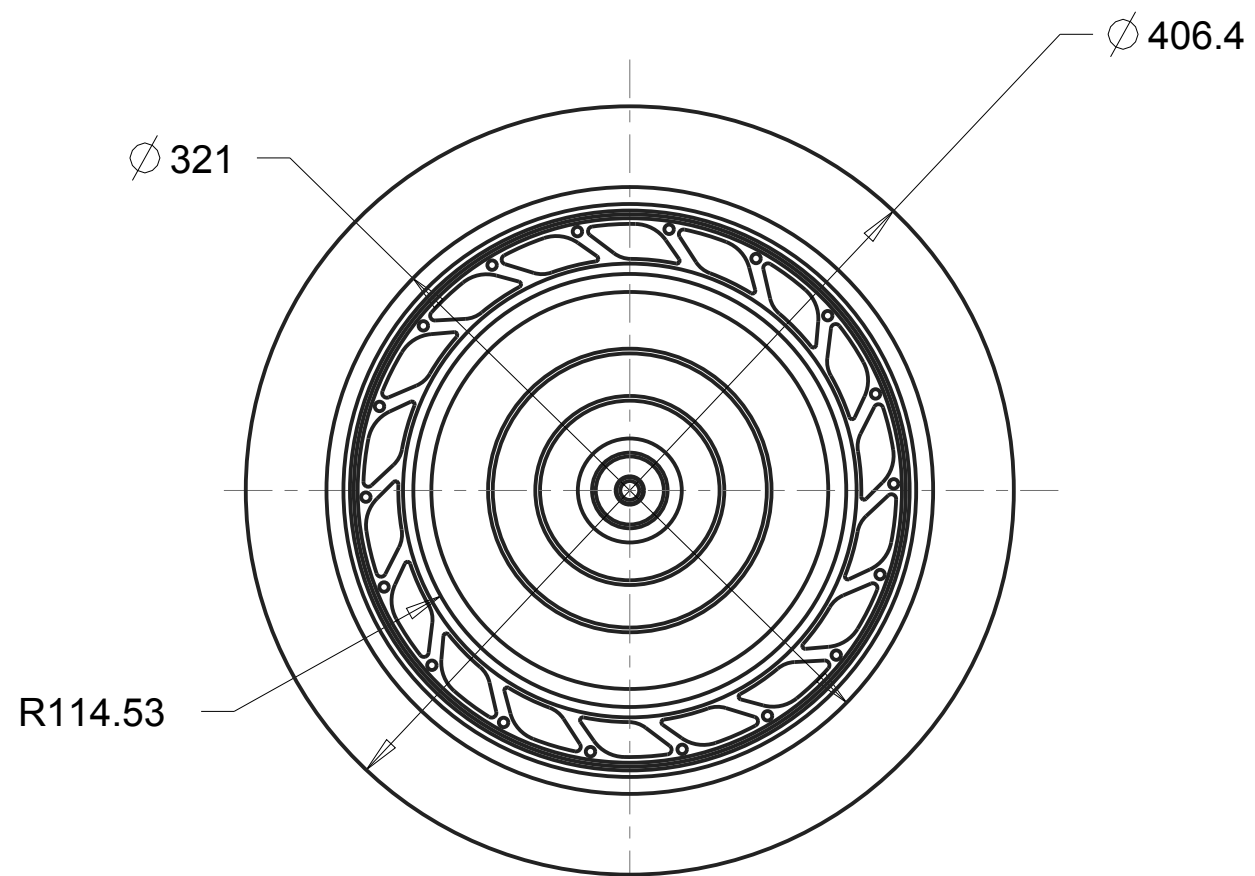
Vykres sestavy

BPDM - 1

List 1/1



Textura povrchu 	Hrany ISO 13715 	Měřítka	0.500	Presnost	ISO 2768 -
		Hmotnost (kg)	5.6	Tolerování	ISO 8015
Materiál - Polotovar 11 901			Promítání 		
Formát A3			Kreslil Jan Tuka Datum May-22-17		
FAKULTA STROJNÍ ZÁPADČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ KKS			Schválil Datum Druh dokumentu Výkres		
Název Náprava			Číslo dokumentu BPDM - 2		



Textura povrchu 	Hrany ISO 13715 	Měřítka	0.250	Presnost	ISO 2768 -
		Hmotnost (kg)	7.1	Tolerování	ISO 8015
			Promítání 		

Materiál - Polotovar	Formát	A3
----------------------	--------	-----------

FAKULTA STROJNÍ ZÁPADČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI	Kreslil	Jan Tuka	Název Kolomotor - Goldenmotor
	Datum	May-25-17	
KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ	Schválil		Číslo dokumentu BPDM - 3
	Datum		
		Druh dokumentu	
		Výrobní výkres	