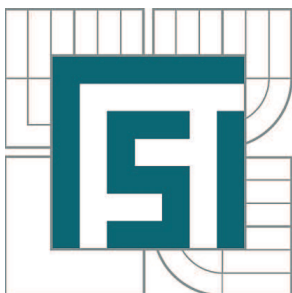


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

POHON MOTOKÁRY ELEKTROMOTOREM

ELECTRIC POWERED GO-CART

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Ing. MICHAL ŠTOL

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. ZDENĚK KAPLAN, CSc.

BRNO 2012

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2011/2012

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Ing. Michal Štol

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

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

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

Pohon motokáry elektromotorem

v anglickém jazyce:

Electric powered go-cart

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Obsahem diplomové práce je studium problematiky motokár určených pro sportovní půjčovny s cílem pohonnou jednotku, kterou bývá spalovací motor, nahradit elektromotorem.

Cíle diplomové práce:

Kompletní analýza možnosti přestavby motokáry na elektrický pohon, včetně posouzení změn v jízdním chování a kontroly vybraných částí a dílů.

Seznam odborné literatury:

Kameš, J.: Alternativní pohon automobilů

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Zdeněk Kaplan, CSc.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/2012.

V Brně, dne 15.11.2011

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty

	Ústav automobilního a dopravního inženýrství	Str. 3
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, pod vedením vedoucího diplomové práce pana Doc. Ing Zdeňka Kaplana CSc. s použitím literárních zdrojů, které jsou uvedeny v přehledu použitých zdrojů.

V Brně dne 20.května 2012

	Ústav automobilního a dopravního inženýrství	Str. 4
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Poděkování

Za účinnou podporu a obětavou pomoc, cenné připomínky a rady při zpracování diplomové práce tímto děkuji vedoucímu diplomové práce Doc. Ing Zdeňku Kaplanovi CSc., a dále panu doc. Ing.Vladislavu Singulemu, CSc, Ing. Vladimíru Fuisovi Ph.D. a kolektivu pracovníků firmy MS-Kart, Siemens a Elektromoto.

	Ústav automobilního a dopravního inženýrství	Str. 5
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Anotace

ŠTOL, M. *Pohon motokáry elektromotorem*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 111 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Zdeněk Kaplan, CSc..

Tato diplomová práce se zabývá konstrukčním řešením přestavby motokáry pro půjčovny poháněné spalovacím motorem na motokáru poháněnou elektromotorem. Hlavní cíl práce je výběr vhodného elektromotoru a elektro-komponent pro spolehlivý provoz elektromotokáry, umístění elektropononu do zadní zástavby motokáry, pevnostní a životnostní kontrola mechanických částí pohonu.

Klíčová slova: motokára, elektromotor, hřídel, ozubená řemenice

Annotation

ŠTOL, M. *Electric powered Go-Kart*. Brno: Brno university of technology, Faculty of mechanical engineering, 2012. 111p. Supervisor doc. Ing. Zdeněk Kaplan, CSc..

This thesis deals with rebuilding of combustion engine powered go-kart for rent to electric powered go-kart. Main goal of work is choose fitting electric engine and electric accessories for reliable working of electric go-kart, put the whole electric drive to rear construction of go-kart and check mechanical part of electric drive.

Key words: Go-Kart, electric motor, shaft, cog pulley

1 Obsah

1	Obsah	6
2	Úvod	8
3	Vývoj motokár, jejich rozdělení dle parametrů a způsobu použití	9
3.1	Motokáry pro půjčovny	9
3.2	Závodní motokáry	9
4	Konstrukční celky motokáry a jejich popis	10
4.1	Podvozek motokáry	10
4.2	Řízení motokáry	11
4.3	Zavěšení kol motokáry	12
4.3.1	Přední náprava	12
4.3.2	Zadní náprava	12
4.4	Brzdy motokáry	13
4.5	Pohonná jednotka motokáry	14
4.6	Kapotáž a nárazníky motokáry	14
4.7	Pneumatiky motokáry	14
5	Návrh elektrického pohonu motokáry	15
5.1	Elektromotor	16
5.1.1	Asynchronní motory	17
5.1.2	Synchronní motory	18
5.1.3	Stejnoseměrné motory	19
5.1.4	BLDC motory (bezkartáčové DC motory)	20
5.2	Baterie	23
5.2.1	LiFePO ₄ baterie	23
5.2.2	Výpočet počtu potřebných kusů baterií LFPO20AH	25
5.3	Real time battery management system (RT-BMS)	26
5.3.1	Vyrovňovací jednotka - Cell balancing unit (CBU)	27
5.3.2	Master real time BMS control unit	29
5.4	Frekvenční měnič - invertor	29
5.5	Nabíječka bateriových článků	31
5.6	Stálý převod	32
5.6.1	Návrh stálého převodu	33
5.6.2	Kontrola navrženého stálého převodu	34
5.6.3	Stanovení sil působících na hnanou hřídel při akceleraci motokáry	35
5.7	Rozmístění jednotlivých komponent navrženého elektrického pohonu	37
5.8	Shrnutí výhod a nevýhod elektrického pohonu	37
6	Výpočty dynamických vlastností motokáry	39
6.1	Rovnováha sil působících na motokáru	39
6.2	Výpočet hnací síly	41
6.3	Výpočet jízdních odporů působících na motokáru	41
6.3.1	Odpor valení	41
6.3.2	Odpor vzduchu	43
6.3.3	Odpor sklonu	44
6.3.4	Odpor zrychlení	44
6.4	Výpočet zrychlení motokáry	45
6.5	Výpočet brzdného zpomalení motokáry	46
6.6	Určení sil zatěžujících přední a zadní nápravu	48
6.7	Výpočet brzdné síly brzdy zadní nápravy	50

7	Návrh a výpočet mechanických částí elektropohonu	51
7.1	Výpočet zatížení hřídele zadní hnané nápravy	51
7.1.1	Zatížení hnaného hřídele při akceleraci motokáry	54
7.1.2	Zatížení hnaného hřídele při deceleraci motokáry	76
7.2	Výběr materiálu hřídele a stanovení jeho statické bezpečnosti	94
7.3	Výpočet životnosti hřídele	94
7.4	Výpočet kritických otáček hřídele	98
7.5	Výpočet zatížení ložisek zadní nápravy a určení jejich trvanlivosti	99
7.6	Kontrola perového spoje	102
7.6.1	Kontrola pera na otláčení	103
7.6.2	Kontrola pera na střih	105
8	Závěr	106
9	Přehled použitých zdrojů	108
10	Seznam použitých symbolů	109

2 Úvod

Předmětem této diplomové práce je konstrukční řešení přestavby motokáry poháněné spalovacím motorem, na motokáru poháněnou elektromotorem. Pro přestavbu je zvolena motokára společnosti MS Kart Indoor 08 určená pro rekreační ježdění v půjčovnách s maximální rychlostí do 50km/h.

Cílem práce je :

- Nahradit 4-taktní jednoválcový spalovací motor Honda GX200 výkonově ekvivalentním elektromotorem.
- Navrhnout bateriový systém zajišťující elektrickou energii pro pohon elektromotoru včetně všech nezbytných součástí elektrického systému elektromotoru.
- Při maximální provozní rychlosti $v_{\max} = 50\text{km/h}$ zajistit minimálně $\frac{1}{2}$ hodinový provoz motokáry s možností jejího rychlo nabíjení.
- Provést konstrukční změny mechanických částí elektropohonu motokáry, včetně pevnostní a životnostní kontroly těchto částí.

tab.1. Parametry motoru Honda GX200 motokáry MS Kart Indoor 08

Typ motoru	4-taktní, 1-válcový vzduchem chlazený, s rozvodem OHV
Vrtání x zdvih	68 x 54 mm
Objem motoru	196 cm ³
Kompresní poměr	8,5 :1
Výkon motoru	3,7 kW při 3600 min ⁻¹
Max. točivý moment motoru	12,3 Nm při 2600 min ⁻¹
Hmotnost motoru	18 kg



obr.1. [12] Motokára MS Kart Indoor 08 (vlevo), motor Honda GX200 (vpravo)

3 Vývoj motokár, jejich rozdělení dle parametrů a způsobu použití

První motokáry si stavěli během druhé světové války američtí vojáci na evropských leteckých základnách. Pro ulehčení startu velkého dopravního letadla s kluzákem v závěsu se používaly přídavné mobilní pozemní navijáky poháněné benzínovým agregátem. Mechanici, aby si ulehčili práci s přesouváním zřejmě dost těžkých navijáků, propojili pohon navijáku s koly. Vzniklo tak "samohybné vozidlo" v angličtině označované jako "go car".

Jednou při poježdění po dráze zkusili mezi sebou závodit a počátek motokárových závodů byl na světě. Motokáry se začaly poměrně rychle vyvíjet a z USA, kde byly koncem padesátých let nejrozšířenější, se začaly postupně dostávat i do zbytku tehdejšího "západního" světa.

V poslední době se zřídka objevuje vytlačování klasického benzínového agregátu pro pohon motokáry elektrickým motorem vzhledem k jeho nulovým emisím a tím snazšímu provozu v krytých halách. Základní rozdělení je na motokáry pro půjčovny a na závodní stroje. [13]



obr.2. [13] Historický závod motokár

3.1 Motokáry pro půjčovny

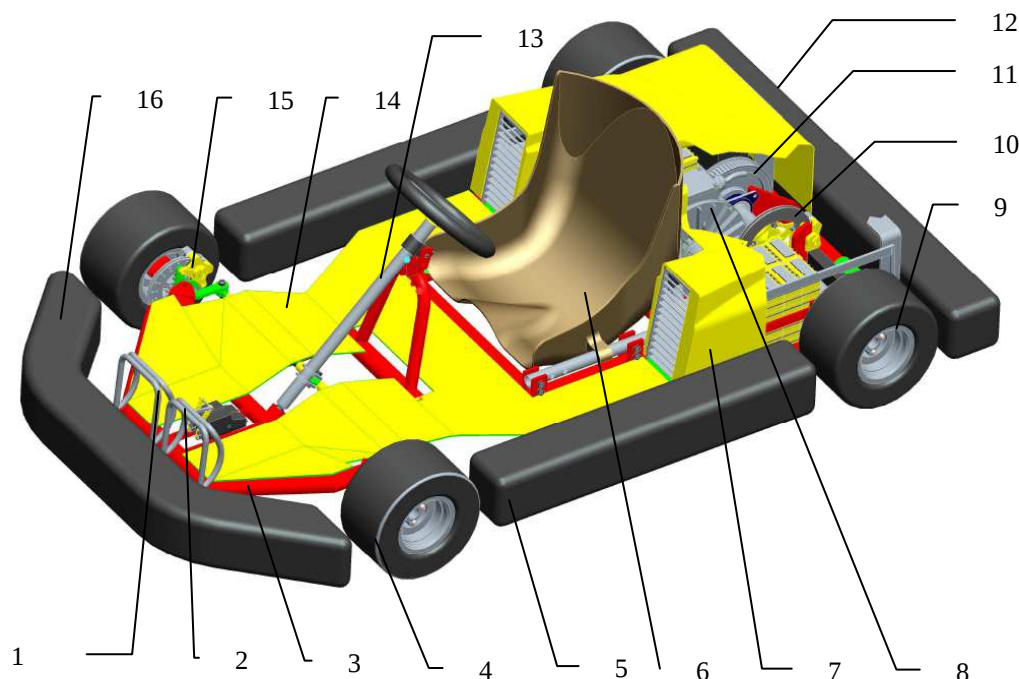
Motokáry určené pro půjčovny bývají osazeny čtyřtákními motory většinou s obsahy motoru do 390 ccm a výkony do 10 PS. Rám motokáry určené pro půjčovny je oproti závodnímu více vyztužen a připraven na případné nárazy použitím masivních plastových nárazníků. Pneumatiky jsou z tvrdé směsi s nízkou adhezí.

3.2 Závodní motokáry

Závodní motokáry se rozdělují do několika kategorií, a to především podle kubatury (100, 125, 250ccm), typu použitého motoru (dvoutákní, čtyřtákní) či zda disponují převodovkou či nikoliv. Závodní stroje bývají zpravidla osazeny vysokootáčkovými dvoutákními motory. Díky jejich výkonu a nízké hmotnosti dosahují tyto stroje obrovského zrychlení. Například u třídy Formule C 125 ccm je to z 0 na 100 km/h za 3 s. Maximální rychlost pak ve třídě Superkart může dosáhnout až závratných 250 km/h.

4 Konstrukční celky motokáry a jejich popis

Motokára se skládá z následujících celků:

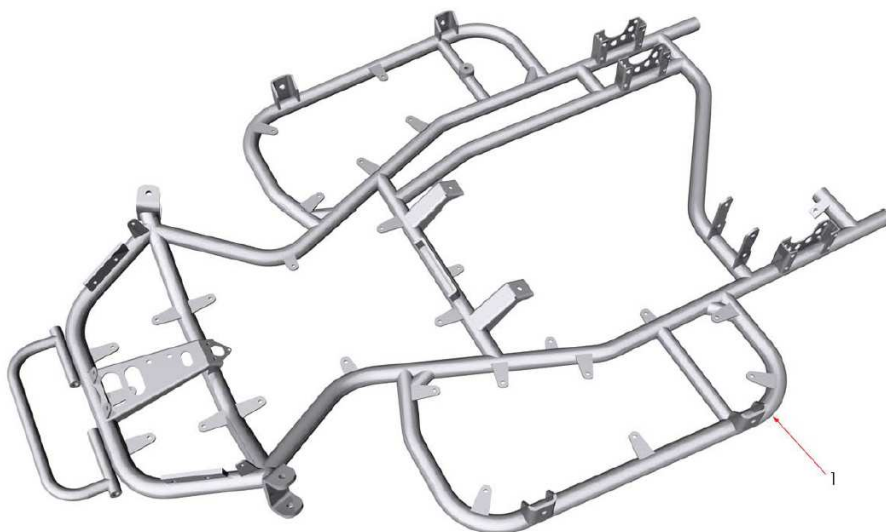


obr.3 . Schéma motokáry a jejich jednotlivých základních částí

1) Plynový pedál, 2) Brzdový pedál, 3) Rám, 4) Přední pneumatika přední řízené nápravy, 5) Nárazník boční, 6) Sedačka jezdce, 7) Zadní laminátový kryt motorového prostoru, 8) Pohonná jednotka, 9) Pneumatika zadní poháněné nápravy, 10) Zadní brzda, 11) Řemenice stálého převodu, 12) Zadní nárazník 13) Tyč řízení s volantem, 14) Podlaha 15) Přední brzdy 16) přední nárazník

4.1 Podvozek motokáry

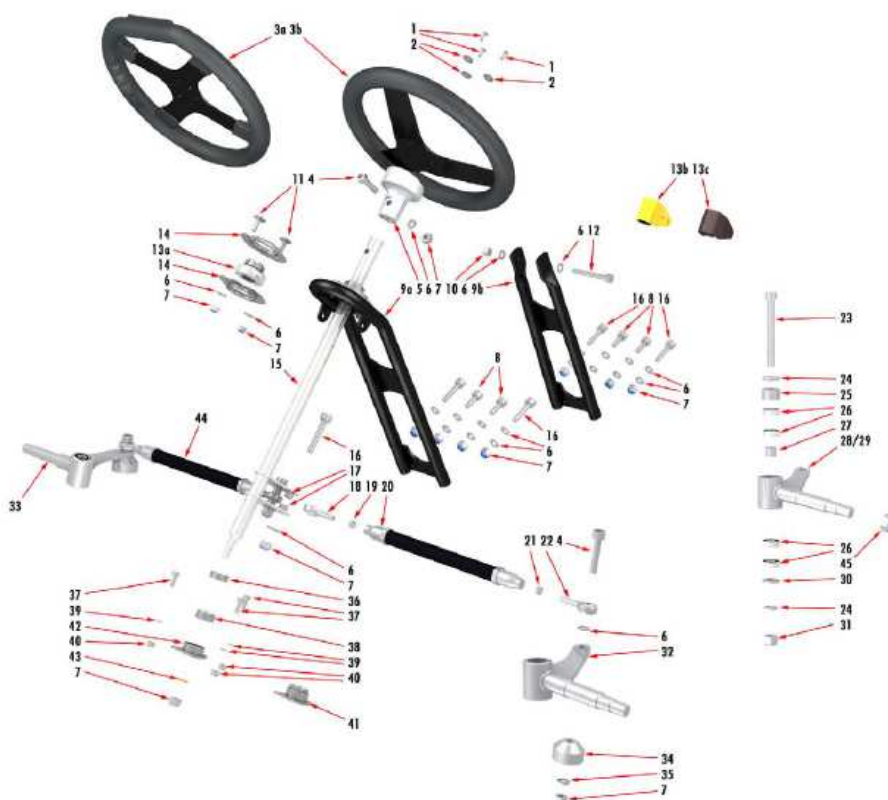
Podvozek - šasi motokáry tvoří jednak trubkový rám plnící úlohu nosné konstrukce a zároveň pérování (obr.2) a dále také zavěšení předních a zadních kol reprezentované přední nezávisle řízenou a zadní tuhou nápravou (viz kapitola 4.3). Na nosném trubkovém rámu jsou přichyceny všechny jednotlivé dílčí části motokáry, jako pohonná jednotka, řízení kol, sedačka pro řidiče, plechy tvořící podlahu motokáry, kapotáž atd. Trubky z nichž je rám motokáry posvařován jsou obvykle z chromolybdenové oceli o průměru mezi 30 a 35 mm s tloušťkou stěny mezi 2 až 3 mm. U závodních motokár je oproti motokárám pro půjčovny možno regulovat tuhost rámu pomocí až 4 stabilizátorů (boční, přední, střední, zadní). Regulace tuhosti rámu motokáry závisí na povaze tratě. U dlouhých táhlých zatáček je výhodné tuhost rámu zvýšit a při průjezdu ostrých zatáček naopak. Přední stabilizátor navíc prostřednictvím změny tuhosti přední části rámu umožní zvýšení a opačně snížení (je-li odebrán) adheze předních pneumatik. (změna tzv. „Gripu“). U závodních motokár je možnost nastavit i světlou výšku podvozku a to v předu i vzadu. Vzhledem k výměně spalovacího motoru za elektromotor bude třeba přichytit k rámu navíc baterie a ostatní prvky elektrického systému, což bude mít za následek nutnost v jistých místech rám upravit.



obr.4. [14] Příklad trubkového rámu motokáry

4.2 Řízení motokáry

Motokáry mají volant s přímým převodem na tyč řízení, která spojuje volant s těhlicemi přes kulové klouby. Při projíždění zatáčkami je tak poskytnuta maximální zpětná vazba přenášena od podvozku motokáry na její volant při vysoké fyzické náročnosti na změnu směru jezdcem v motokáře.



obr.5. [14] Řízení motokáry

4.3 Zavěšení kol motokáry

Zavěšení kol motokáry se dělí na přední nezávisle zavěšenou řízenou osu a zadní poháněnou tuhou nápravu.

4.3.1 Přední náprava

Základní nosný prvek přední nápravy tvoří dvojice těhlic otočně uložených v rámu motokáry. Na tělesu těhlice je připevněn brzdový kotouč, brzdové třmeny a unašeč kola, ke kterému je přišroubován ráfek s pneumatikou. Pro vyvolání řídicího pohybu kola je těhlicí natáčeno prostřednictvím řídicí tyče kolem osy, již tvoří šroub připevňující těhlici k rámu motokáry a aretující ji v požadované poloze. Nastavením řídicích tyčí je možnou změnit sbíhavost přední nápravy. Těhlice závodních motokár umožňují přes excentr měnit i záklon kola.



obr.6. [6] Přední řízená osa motokáry MS-Kart indoor 08

4.3.2 Zadní náprava

Základním prvkem zadní nápravy je hřídel pevně spojující obě zadní kola motokáry a proto se tedy jedná o nápravu tuhou. Tato hřídel je zpravidla uložena v trojici ložiskových domků s naklápěcími kuličkovými ložisky. U motokár je zadní náprava výhradně jako hnaná. Přenos točivého momentu od motoru na zadní nápravu je proveden buď prostřednictvím ozubeného řemenu, který přenáší točivý moment motoru na ozubené kolo pevně spojeno s hřídelem a nebo pomocí řetězu a řetězového kola přenášejícího točivý moment motoru obdobným způsobem. V případě jak ozubeného tak i řetězového kola se tedy jedná o stálý převod. Jak již bylo uvedeno, zadní kola motokáry jsou navzájem pevně spojena bez užití diferenciálu, který by umožnil vzájemné nezávislé otáčení jednotlivých kol, vhodného především při

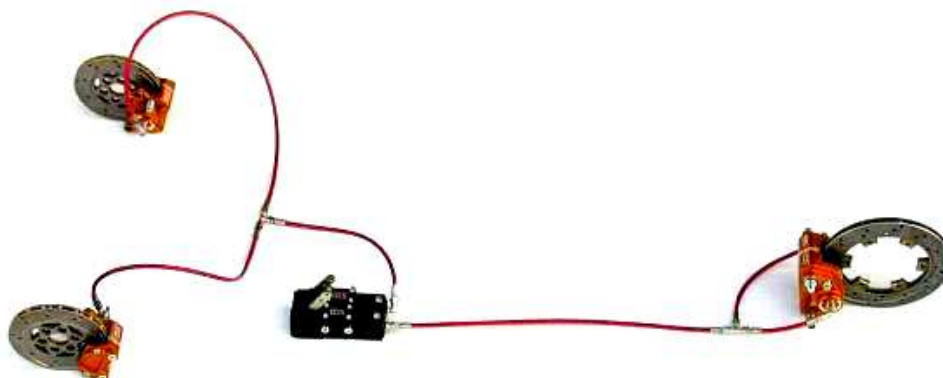
projíždění zatáček což vede ke značnému smýkání kol, které má mimo jiné za následek vyšší opotřebení pneumatik a nutí tak řidiče vynakládat tak do řízení větší síly.



obr.7. [6] Zadní hnaná náprava motokáry MS-Kart indoor 08

4.4 Brzdy motokáry

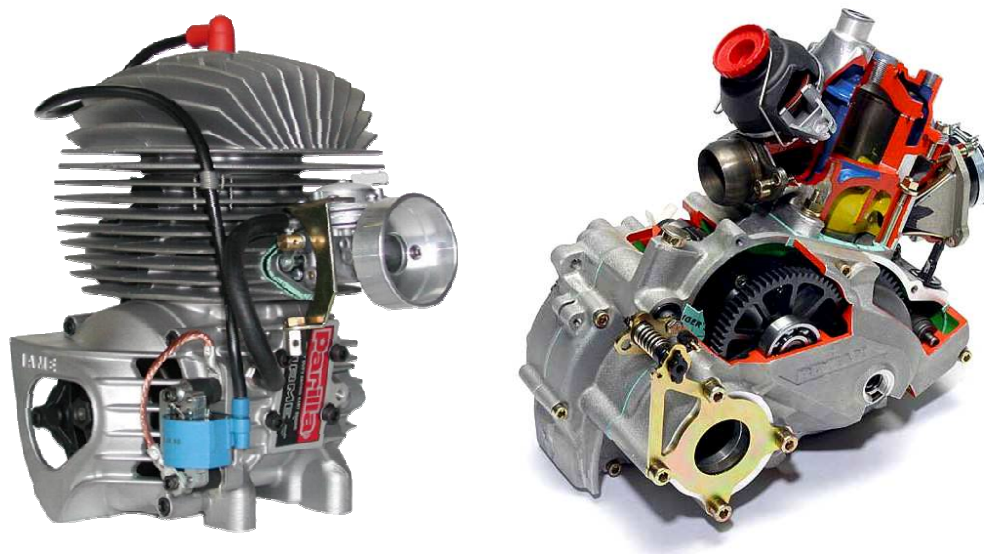
Nezbytnou součástí motokáry je hydraulický brzdový systém, který po sešlápnutí brzdového pedálu přivede tlak kapaliny přes brzdové válce do brzdových třmenů, které přilnutím na brzdové kotouče vyvinou dostatečný brzdný účinek k zastavení kol. Brzdové kotouče mohou být v případě výkonnějších motokár chlazeny. Na motokáře jsou zpravidla tři brzdové kotouče, dva jsou umístěny vpředu na těhlici a jeden na zadní ose.



obr.8. [6] Brzdový systém motokáry MS-Kart indoor 08

4.5 Pohonná jednotka motokáry

Jak již bylo zmíněno pohonnou jednotku sériově vyráběných motokár tvoří téměř výhradně dvou- nebo čtyřtákní jednoválcové benzinové agregáty s odstředivou spojkou, které jsou připevněny k nosnému trubkovému rámu motokáry. Tuto konvenční spalovací pohonnou jednotku (obr.1. a 9.) nahradím elektromotorem.



obr.9 [12] Jednoválcový 2-tákní vzduchem chlazený motor TM KZ 10 (vlevo) a vodou chlazený Rotax Max DD2 (vpravo)

4.6 Kapotáž a nárazníky motokáry

Kapotáž motokáry tvoří laminátové kryty připevněné k rámu motokáry. Mohutné plastové nárazníky chrání jezdce a jednotlivé části motokáry před četnými nárazy jsou též přichyceny k nosné konstrukci motokáry.

4.7 Pneumatiky motokáry

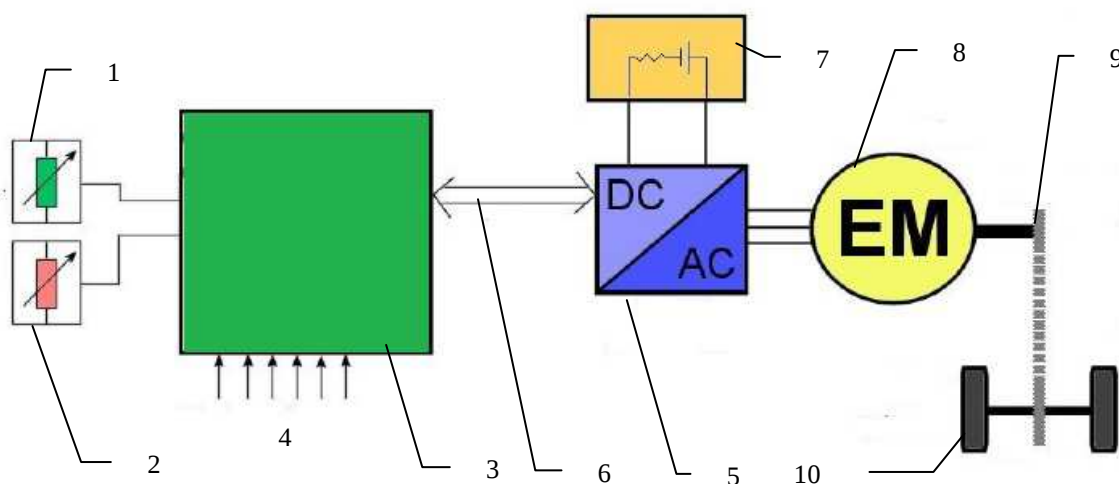
Každá běžná vozidlová pneumatika má na běhounu kolem celého obvodu vzorek ve formě různých lamel a drážek. Právě tento vzor na běhounu pneumatiky se nazývá dezén. Pneumatiky pro motokáry se však už na první pohled liší od ostatních vozidlových pneumatik absencí dezénu. Profil motokárových bez-dezénové pneumatiky je označován jako tzv. "slick". Absence vzorku maximalizuje vztyčnou plochu mezi pneumatikou a vozovkou, zabezpečí tak maximální trakci vozidla. Pro závodní motokáry jsou tyto pneumatiky zpravidla vyrobeny z měkčí směsi s větší přilnavostí. Ideální pneumatiky pro motokáry v půjčovně jsou z tvrdší gumy, mají tedy nižší adhezi, ale disponují dlouhou životností. Díky absenci dezénu nemohou být tyto pneumatiky použity v běžném provozu. Při použití pneumatik "slick" hrozí pochopitelně vznik aquaplaningu, vzhledem k absenci drážek na běhounu pneumatiky jež odvádějí vodu do boků pneumatiky. Pro závodní motokáry jsou používány pneumatiky diagonální, pro motokáry pro půjčovny jsou použity pneumatiky radiální.



obr.10. [15] Pneumatiky pro motokáry

5 Návrh elektrického pohonu motokáry

Elektrický pohon motokáry, který nahradí konvenční spalovací motor motokáry se principiálně může skládat z následujících částí, z kterých se bude při návrhu elektropohonu motokáry vycházet :



obr.11 . Schéma elektrického pohonu motokáry

1) Potenciometr plynového pedálu 2) Potenciometr brzdového pedálu, 3) Kontrolní a řídicí jednotka 4) Signály řídicí jednotce - napětí baterií, teplota baterií, otáčky motoru, proud motoru, teplota motoru atd., 5) Frekvenční měnič, 6) řídicí signály k frekvenčnímu měniči - změna otáček, 7) Baterie, 8) Elektromotor 9) stálý převod, 10) zadní tuhá hnaná náprava

5.1 Elektromotor

Výběr vhodného typu elektromotoru pro pohon motokáry je třeba vzhledem k nepřebernému množství elektromotorů dostupných na trhu pečlivě zvážit jelikož jednotlivé kategorie elektromotorů se od sebe navzájem liší naprosto odlišnými provozními vlastnostmi, konstrukcí, výkonovými charakteristikami atd. Proto je vhodné základní typy elektromotorů důkladně analyzovat. Pro pohon motokáry připadají do úvahy motory jak střídavé - synchronní či asynchronní tak i stejnosměrné. Rozdílné parametry té či oné kategorie elektromotorů mají zásadní vliv především na jízdní vlastnosti motokáry a na spotřebu elektrické energie motokáry pro danou kapacitu baterií. Jednotlivé kategorie elektromotorů mají zejména navzájem výrazně odlišné výkonové a účinnostní charakteristiky pro daný rozsah otáček, jež bude motokára využívat a zdaleka ne každý elektromotor je pro pohon motokáry vhodný. Výběr vhodného elektromotoru výrazně souvisí i se skutečností jaké konkrétní prvky v elektrickém systému motokáry, (zejména prvky výkonové elektroniky) budou použity. Při návrhu elektropononu je snaha vzhledem k ceně a spolehlivosti motokáry množství nutné elektroniky pro chod motoru redukovat na minimum.

Mezi hlavní Požadavky na elektromotor patří:

- Co nejmenší poměr hmotnost elektromotoru k jeho výkonu.
- Co neméně počet prvků elektrického systému souvisejícího a spolupracujícího s daným typem elektromotoru, tak aby nebyla cena elektro-motokáry zbytečně navýšena.
- Využití výstupního napětí z baterií bez jakékoliv transformace, která by znamenala snížení účinnosti elektropohonu a snížení doby provozu motokáry na danou sadu baterií.
- Co možná nejvyšší účinnost motoru v celém otáčkovém spektru motoru, což opět souvisí s množstvím elektrické energie odebírané z baterií elektromotorem.
- Umožnění plynulé změny otáček v celém otáčkovém spektru elektromotoru, tak aby při změně otáček nedocházelo k trhavému pohybu motokáry.
- Umožnění krátkodobé přetížitelnosti elektromotoru (navýšení momentu nad jmenovitý), která umožní vyšší zrychlení motokáry.
- Elektromotor nesmí příliš zatěžovat rozběhovým proudem baterie.
- Příznivou cenu a vysokou spolehlivost samotného elektromotoru.

Vzhledem k tomu, že motor musí umožňovat plynulou změnu otáček v celém otáčkovém rozsahu elektromotoru, je vhodné řídit elektromotor prostřednictvím frekvenčního měniče s vektorovým řízením za použití zpětné vazby. Zpětná vazba prováděná enkodérem nebo resolverem dává informace o poloze a otáčkách výstupní hřídele motoru převáděním rotačního pohybu rotoru na kód elektrických impulsů a přispívá tak k velké dynamice celého elektropohonu. Při použití skalárního řízení jde totiž plynule řídit otáčky elektromotoru jen do hodnoty 1/3 jmenovitých otáček a v pásmu nízkých otáček může nastat trhavý pohyb elektromotoru. Vektorové řízení elektromotoru ve spolupráci s kvalitním enkodérem zajistí tedy netrhaný a plynulý rozjezd motokáry.

5.1.1 Asynchronní motory

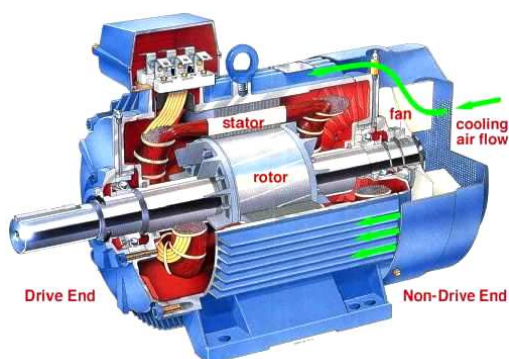
Nejlevnějším a nejjednodušším možným elektromotorem, který připadá do úvahy pro použití pro pohon motokáry je asynchronní elektromotor. Asynchronní motory se skládá ze tří hlavních částí, a to statoru, rotoru a paketových plechů. Vinutí statoru tvořeno třemi cívkami navzájem pootočených o 120° je napájeno střídavým trojfázovým napětím. Rotorové vinutí je spojeno nakrátko, přičemž statorové vinutí v něm indukují napětí a vzniklý proud tak vyvolává sílu otáčející rotorem. Točivé magnetické pole rotoru se snaží dohnat točivé pole statoru čímž mezi rotorovým a statorovým točivým polem vzniká skluz, který je se zvyšujícím se zatížením výraznější. Existuje dvě základní konstrukce asynchronního motoru a to s klecovou kotvou a s vinutým kroužkovým rotorem. Tyto dva typy se liší především v průběhu momentových charakteristik a velikosti rozběhových proudů. Varianta s vinutým kroužkovým rotorem potlačuje rozběhové proudy avšak za cenu vyšší výrobní náročnosti, která se odráží v ceně asynchronního motoru, jež je jeho hlavní předností. Otáčky asynchr. motoru jsou při dané frekvenci budícího napětí statoru pevně určeny počtem pól-párů statoru. Pro plynulou změnu otáček je nutný frekvenční měnič.

Výhody asynchronních motorů pro použití k pohonu motokáry:

- Asynchronní motor je nejjednodušším typem elektrického motoru od čehož se odvíjí jeho spolehlivost i jeho nejnižší cena v porovnání s jinými typy motorů.

Nevýhody asynchronních motorů pro použití k pohonu motokáry:

- Je u nich nutnost převádět napětí baterií na střídavé což je spojeno se ztrátami.
- Nutnost omezovat proudový náraz, konstrukčně nebo elektronicky.
- V porovnání se stejnosměrnými i synchronními motory mají asynchronní motory horší průběh momentové charakteristiky, který je důležitý pro jízdní vlastnosti motokáry.
- Účinnost je vysoká jen v úzkém pásmu otáček, a výrazně klesá po vychýlení motoru z optimálních otáček.
- Mají horší poměr hmotnosti motoru k výkonu který poskytují.
- Asynchronní motory se produkují výhradně pro síťové napájecí napětí 230V a vyšší a vyžadovali by transformování nižšího napětí baterií na vyšší což je spojeno s použitím výkonové elektroniky, která představuje navýšení ceny a hmotnosti motokáry ale především energické ztráty.



obr.12. [16] Řez asynchronním motorem

5.1.2 Synchronní motory

Synchronní motory mají obdobně jako motory asynchronní stator napájené střídavým trojfázovým napětím. Rotor synchronního motoru je však od asynchronního motoru odlišný, napětí se v něm neindukuje. Rotory moderních servomotorů tvoří buď celokovové nebo z laminačních plechů vytvořené jádro a tenká vrstva permanentních magnetů ze vzácných zemin neodym/železo/bór umístěných na povrchu rotorové hřídele. Díky této koncepci má rotor nižší hmotnost, protože měď, která je obecně používána k statorovému vinutí je těžká. Synchronní servomotory s permanentními magnety na rotoru nepotřebují komutátor a to znamená, že jsou i mechanicky velice jednoduché a tím pádem taky do značné míry bezporuchové (absence kartáčů komutátoru znamená žádný přenos napětí na rotor). Plynulá změna otáček je dnes stejně jako u jiných typů motorů prováděna pomocí frekvenčního měniče.

Výhody synchronních motorů pro použití k pohonu motokáry:

- Synchronní motory jsou vysoce spolehlivé a bezúdržbové.
- Synchronní motor s permanentními magnety rotoru se dostává rychle do otáček díky malému momentu setrvačnosti rotoru.
- Synchronní motory jsou krátkodobě vysoce přetížitelné, maximální moment motoru může narůst až nad 3-násobek jejich jmenovitého momentu.
- V porovnání s ostatními typy motorů mají synchronní motory vynikající poměr jejich hmotnosti k výkonu, který poskytují.
- Mají dobrou účinnost v celém otáčkovém spektru, jež souvisí s použitím permanentních magnetů na rotoru.

Nevýhody synchronních motorů pro použití k pohonu motokáry:

- Je u nich nutnost převádět napětí baterií na střídavé obdobně jako u AM.
- Synchronní motory se stejně jak motory asynchronní produkují téměř výhradně pro průmyslové aplikace využívající síťové napájecí napětí 230V a vyšší. Vyžadovali by tedy transformování nižšího napětí baterií na vyšší což je spojeno s použitím výkonové elektroniky, která představuje navýšení ceny hmotnosti motokáry ale především energické ztráty.
- Nevýhodou je též i vyšší pořizovací cena.



obr.13. [17] Synchronní motor Siemens řady 1FK7

5.1.3 Stejnosměrné motory

Stejnosměrné motory se opět skládají ze tří hlavních částí, a to statoru, rotoru a paketových plechů. U klasické koncepce stator generuje magnetické pole přivedením stejnosměrného proudu do vinutí statoru. Rotor, nazývaný též kotva, nese v drážkách rozložené vinutí s cívkami, vyvedenými k mechanickému komutátoru, který zajišťuje přivádění správně orientovaného stejnosměrného proudu do cívek vinutí rotující kotvy. Stejnosměrné motory se dělí podle způsobu zapojení budícího vinutí statoru k vinutí rotoru na motory s cizím buzením, motory se sériovým, paralelním nebo sérioparalelním zapojením. Různé zapojení statoru a rotoru vede především k značně odlišným průběhům momentové charakteristiky a tudíž k odlišnému použití motorů.

Výhody DC elektromotorů klasické konstrukce pro použití k pohonu motokáry:

- Není nutnost převádět napětí z baterií na střídavé přičemž vznikají ztráty
- V případě stejnosměrného motoru se sériově zapojeným buzením mají vynikající průběh momentové charakteristiky vhodné pro rychlý rozjezd motokáry.
- Možnost snadno rekuperovat energii.

Nevýhody DC elektromotorů klasické konstrukce pro použití k pohonu motokáry:

- Stejnosměrné motory mají při použití mechanickému komutátoru nižší životnost a nejsou tedy zcela bezúdržbové.
- Další vlastnost, která diskvalifikuje stejnosměrné motory klasické koncepce pro použití pro pohon motokáry je jejich nepříznivý poměr hmotnosti k výkonům, které poskytují ve srovnání s jinými kategoriemi elektromotorů.
- Hlavní nevýhoda však spočívá ve skutečnosti, že se stejnosměrné motory využívají a produkují především v kategorii nejmenších motorků ve výkonech v řádech stovek Wattů a nebo v kategorii pro průmyslové či trakční využití v řádech MW a proto s nimi pro pohon motokáry v dalším návrhu elektropohonu nepočítám.

V současnosti jsou i v konstrukci stejnosměrných elektromotorů používají pro buzení permanentní magnety ze vzácných zemin neodym/železo/bór, které zvyšují účinnost elektromotorů a snižují jejich váhu k poměru výkonu který poskytují. Účinnost je tedy stejně jako u motorů synchronních vysoká v celém otáčkovém spektru. DC motory mají permanentními magnety umístěné ve statoru. Plynulá změna otáček stejnosměrných motorů je dnes prováděna především elektronicky pomocí tranzistorových střídačů obdobně jako u všech asynchronních a synchronních motorů a odpadá tím pádem potřeba mechanického komutátoru - stejnosměrný motor se tak stává elektronicky komutovaný. Střídače v podstatě elektronicky přepínají směr proudu tak jak by to dělal mechanický komutátor a frekvence tohoto přepínání určuje otáčky motoru. Elektricky komutovaný stejnosměrný motor s permanentními magnety na statoru je potom parametricky i konstrukčně prakticky obdobou BLDC motoru, (bezkartáčového DC motoru) a přibližuje se spolu s BLDC motorem momentovou charakteristikou a svými vlastnostmi jako je přetížitelnost, bezúdržbovost, dobrý poměr hmotnosti k výkonu i motoru synchronnímu.

5.1.4 BLDC motory (bezkartáčové DC motory)

BLDC motory byly vyvinuty s cílem zvýšení životnosti stejnosměrných motorů a zlepšení účinnosti asynchronních motorů. Jak už bylo zmíněno, BLDC elektromotor je prakticky obdoba již zmíněného elektricky komutovaného stejnosměrného motoru a svými vlastnostmi se podobá motoru synchronnímu. Rozdíl mezi těmito motory spočívá především v umístění permanentních magnetů ze vzácných zemin neodym/železo/bór. Ty se nacházejí u stejnosměrných motorů na statoru a u BLDC a synchronních motorů je najdeme na rotoru. Stator BLDC motorů tvoří nejčastěji tři vinutí zapojených do hvězdy nebo do trojúhelníka. Magnetické pole generované statorem rotuje souhlasně - synchronně s magnetickým polem rotoru. Přepínání směru proudu do jednotlivých budících statorových cívek, plní v BLDC motoru polovodičový spínač s čidlem polohy rotoru, tzv. elektronická komutace. Spínač je v podstatě mikroprocesorem řízený tranzistorový střídač, který elektronicky přepíná jednotlivé vinutí elektromotoru na základě údajů z hallových sond snímajících natočení hřídele rotoru. Frekvence spínání jednotlivých spínačů mikroprocesorem určuje otáčky BLDC motoru. Mikroprocesor, spolu se střídači tvoří výkonový elektronický prvek, tzv. invertor vyvedený mimo samotné těleso motoru, který řídí motor a jeho otáčky sinusovými nebo lichoběžníkovými signály.

Výhody BLDC motorů pro použití k pohonu motokáry:

- BLDC motory mající obdobné vlastnosti jako motory synchronní disponují jejich stejnými výhodami jako je vysoká spolehlivost, bezúdržbovost, přetížitelnost a dobrá účinnost v celém otáčkovém spektru.
- Mezi hlavní výhody BLDC motorů patří jejich dostupnost v širokém spektru nižších napájecích napětí, což znamená že není nutná žádná úprava napětí z baterií.
- Mají vynikající poměr výkonu který poskytují k jejich samotné hmotnosti.
- Jsou osvědčené v řadě aplikací pro pohon dopravních prostředků, ve vztahu k navrhované motokáře lze zmínit především elektrické skútry, kde je prakticky výhradní postavení BLDC motorů v podobném výkonovém rozsahu 3 - 5 kW.

Nevýhody synchronních motorů pro použití k pohonu motokáry:

- Mají vyšší náklady na elektronickou jednotku s výkonovým stupněm.
- Vyžadují vyšší náklady na indikaci polohy rotoru.

Vzhledem k uvedeným skutečnostem je kategorie BLDC motorů shledána pro pohon motokáry jako nejvhodnější řešení. Konkrétně byl vybrán BLDC motor PMS 120 SL-EC 160, TYPE 22 od výrobce Heinzmann. Tento BLDC motor je výkonově srovnatelný se spalovacím motorem Honda GX200 a dosahuje jmenovitého výkonu v podobných otáčkách. BLDC motor Heinzmann vyniká, především vynikajícím poměrem své hmotnosti, která dosahuje pouhých 12,3kg k nominálnímu výkonu 3,6kW jež poskytuje. Nominální výkon jde však stejně jako u motorů synchronních krátkodobě při akcelaraci motokáry více jak 3-násobně navýšit, což v porovnání s výkonově srovnatelným motorem spalovacím přinese výrazný zážitek pro uživatele motokáry. Toto enormní navýšení výkonu a momentu je však omezeno

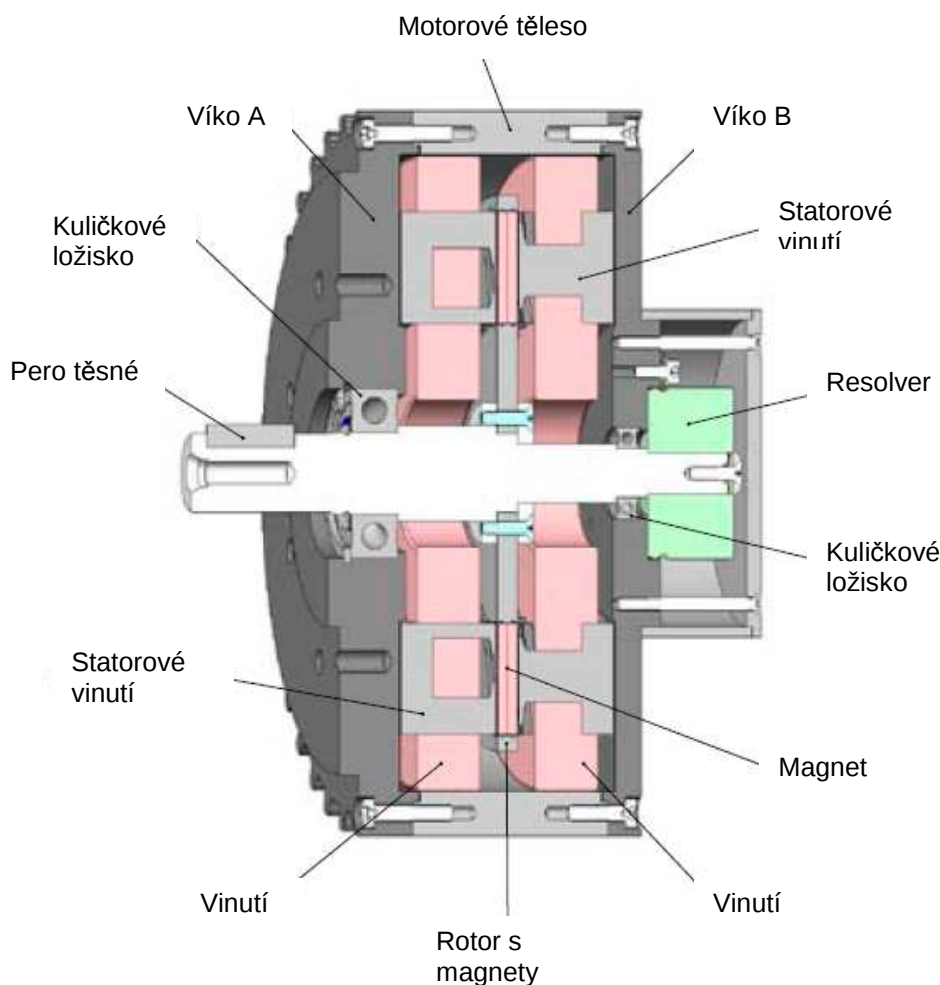
DIPLOMOVÁ PRÁCE

mnoha provozními faktory, zejména časem, po který je možno tento BLDC motor přetěžovat. Se vzrůstajícím časem kdy je motor výkon motoru zvýšen nad rámec jmenovitého dochází k nadměrnému vzrůstu teploty která by ho mohla motor nenávratně poškodit. Teplotu je tedy třeba pečlivě hlídat a snímat ji senzorem. Motor se přestane automaticky přetěžovat v případě dosažení předem stanovené mezní hodnoty teploty. Doba přetěžování závisí na velkém množství okolností a nejde ji v žádném případě nějak spolehlivě předem stanovit.

Jako hlavní určující parametry pro možnou délku přetížení jsou :

- samotný násobek přetížení nad jmenovitý moment
- doba trvání a velikost předchozích přetěžování
- okolní klimatické podmínky
- přítomnost nucená ventilace.

V případě konstrukce motokáry je tedy vhodné k motoru nějakým způsobem přivést náporový vzduch při jízdě motokáry, pokud mu BLDC motor nebude přímo vystaven. Samotnou přetížitelnost je však vhodné dopředu nastavit na řídicím rozhraní invertoru, pokud invertor sám nebude zvládat výkony nad hranici maximální přetížitelnosti BLDC motoru.



obr.14. [18] Řez BLDC motorem PMS 120 SL-EC 160, type 22

DIPLOMOVÁ PRÁCE

tab.2. [18] Parametry BLDC motoru PMS 120 SL-EC 160, type 22 (bez ventilace)

Typ motoru	BLDC motor PMS 120 SL-EC 160, type 22
Nominální (maximální) otáčky n_N	3000 min^{-1}
Jmenovitý výkon motoru P_m	3,6 kW
Maximální výkon motoru $P_{\max}$	11,5 kW
Jmenovitý moment M_n	11,5 Nm
Maximální moment $M_{\max}$	40 Nm
Jmenovitý proud I_n	40 A
Napájecí napětí U_n	96 V
Moment setrvačnosti rotoru	$26,3 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$
Hmotnost motoru	12,3 kg



obr.15. [18] BLDC motor PMS 120 SL-EC 160, type 22

5.2 Baterie

Sestava bateriových článků bude poskytovat BLDC motoru motokáry zdroj elektrické energie. Bateriové články jsou navzájem sériově, paralelně nebo sério-paralelně propojeny. Baterie přeměňují chemickou energii přímo na elektrickou energii nebo naopak a se sestává ze 3 základních částí: záporná elektroda (katoda), elektrolyt a kladná elektroda (anoda). Pro vyvážené nabíjení a vybíjení akumulátorů, které mají vliv převážně na životnost baterií je nezbytné aby sestava baterií byla vybavena systémem BMS (battery management system).

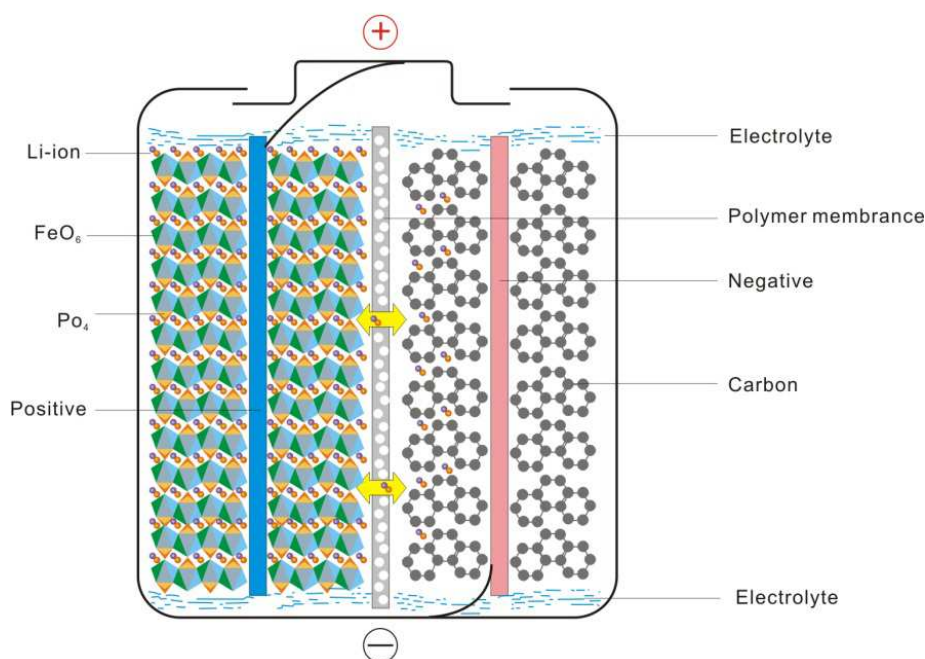
Požadavky na baterie pro motokáru jsou následující:

- Musí mít dostatečnou energetickou hustotu, která udává dojezd motokáry.
- Musí mít dostatečnou výkonovou hustotu, která udává rychlost a zrychlení motokáry.
- Musí být bezúdržbové.
- Musí mít vysokou životnost (tzn. víc jak 1000 nabíjecích cyklů)
- Musí umožňovat rychlonabíjení

Mezi nejpoužívanější typy baterií pro dopravní prostředky využívající elektromotory s ohledem na uvedené požadavky patří v dnešní době především baterie LiFePO₄ (lithium iron phosphate battery) a LiMn₂O₄ (Lithium Manganese Oxide battery).

5.2.1 LiFePO₄ baterie

Baterie na bázi fosforečnanu železnato-litného je šetrnější k životnímu prostředí, protože nahrazuje toxické kovy jako jsou kadmium nebo olovo. Katoda těchto baterií je tvořena fosforečnanem železnato-litným a anoda je složena z uhlíku. Elektrolyt je absorbován v separátorech a na deskách, speciální jednosměrný ventil umožňuje únik nahromaděných plynů.



obr.16. [19] Schéma baterie LiFePO₄

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Tyto typy baterií se používají především z těchto důvodů :

- Mají nízkou hmotnost vzhledem k energetické hustotě (90-110Wh/kg)
- Mají dlouhou životnost (až 2000 nabíjecích cyklů)
- Disponují velkým rozsahem operačních teplot (-10° až +70°)
- Dosahují nízké časové ztráty kapacity baterie (samovybíjení méně jak 3% za měsíc)
- Jsou zároveň šetrné k přírodě v případě jejich recyklace

tab.3. [20] srovnání jednotlivých nejběžněji používaných typů baterií s LiFePO4

Typ Článku	Olověný AGM DC	Ni-Cd	Ni-MH	Li-ion	LiFePO4
Hustota energie (Wh/kg)	30-50	45-80	60-120	90-120	90-110
Počet cyklů (při 80% hloubce vybití)	400-500	1500	300-500	>1500	<2000
Samovybíjení/měsíc (při cca 20°C)	5%	20%	30%	5-10%	3%
Nominální napětí článku	2V	1.2V	1.2V	3.3V	3.2V
Proudová zatížitelnost špička optimální	5C 0.2C	20C 1C	5C 0.5C	25C 5C	20C 0.5C
Provozní teploty (pro vybíjení)	-20 ~60°C	-40~60°C	-20 ~ 60°C	-20 ~60°C	-20 ~70°C
Přibližné náklady (EUR/Wh)	0.1	0.3	0.6	0.3	0.3

Baterie LiFePO4 jsou dnes v dopravních prostředcích využívajících elektromotory vzhledem k uvedeným vlastnostem nejpoužívanější. Pro zásobení BLDC motoru motokáry elektrickou energií se jeví baterie na bázi LiFePO4 vzhledem k tomu, že splňuje všechna požadovaná kritéria též jako nejvhodnější. Konkrétně jsou vybrány baterie na bázi LiFePO4 s označením LFPO20AH od firmy GWL power.



obr.17. [21] Baterie LFPO20AH od firmy GWL power

5.2.2 Výpočet počtu potřebných kusů baterií LFPO20AH

Parametry baterie LFPO20AH:

Nominální napětí baterie $U_B = 3,2V$

Kapacita baterie $C_B = 20Ah$

Max. vybíjecí proud baterie $I_{max} < 60A$, tzn. proudová zátížitelnost $C_{rate} = 3C$

Maximální špička vybíjecího proudu $I_s < 200A$ (max. 5s v 1 minutě vybíjení)

Vstupní parametry výpočtu:

Jmenovitý výkon elektromotoru $P_m = 3600W$

Napájecí napětí BLDC motoru $U_N = 96V$

Požadovaná výdrž motokáry $t_v = 0,5h$

Výpočet počtu potřebných baterií LFPO20H :

$$x_B = \frac{U_N}{U_B} = \frac{96}{3,2} = 30 \quad (1)$$

Motokára bude potřebovat 30 kusů baterií LFPO20H od firmy GWL power zapojených do série.

Výpočet objemu energie E_B celé sady v sérii zapojených baterií v kWh :

$$E_B = x_B \cdot U_B \cdot C_B = 30 \cdot 3,2 \cdot 20 = 1,92kWh \quad (2)$$

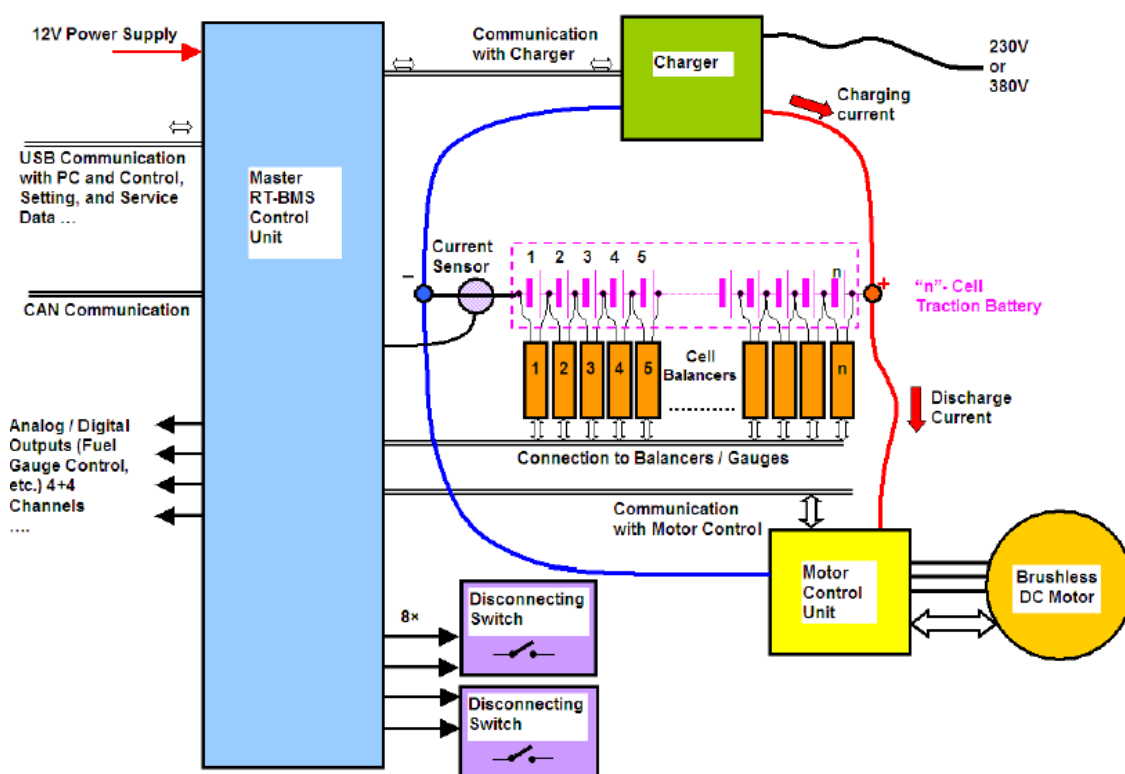
Přibližný výpočet času provozu motokáry t_p na uvažovanou sadu baterií :

$$t_v = \frac{E_B}{P_m} = \frac{1,92}{3,6} = 0,533 = 32 \text{ min} \quad (3)$$

Výpočet výdrže baterií při provozu motokáry od jejich plného nabití po jejich úplné přípustné vybití nelze přesně určit. Záleží především na stylu jízdy jezdce a povahy tratě. Pro výpočet tohoto času bylo počítáno s předpokladem, že by byla motokára provozována stále při jmenovitém výkonu, tzn. při 3,6kW. Tato hodnota výkonu s kterou je ve výpočtu počítáno bude sice při akceleraci motokáry převyšována a baterie se budou vybíjet více, avšak při ustálené jízdě motokáry např. po rovině bude potřebný výkon a tedy i odběr z baterií značně menší. Proto se tedy s jmenovitou hodnotou momentu dá počítat při výpočtu času provozu motokáry a jde téměř s jistotou říct, že motokára bez problému zvládne požadovanou půl hodinu provozu.

5.3 Real time battery management system (RT-BMS)

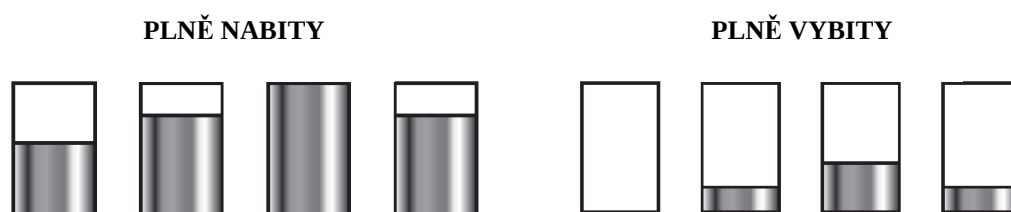
Veličiny jako vybíjecí a nabíjecí proudy, teplota bateriových článků musí být v každý okamžik při provozu baterie známy, jelikož jejich optimálním řízením se prodlužuje životnost baterií a zvyšuje se dojezd vozidla na baterie. Vyhodnocování těchto veličin a jejich úpravu dle potřeby má na starosti jednotka RT-BMS. Zajišťuje, aby ke každému článku byl přiveden při dobíjení baterií správný proud a článek se nepřehřívá. Naopak při vybíjení bateriových článků při provozu motokáry se RT-BMS bude starat o to, aby nebylo překročeno minimální vybíjecí napětí bateriových článků. Moderní typy bateriových článků jsou totiž velice citlivé na dobíjecí a vybíjecí proudy, v rozmezí desetin voltů. Vlivem nestabilních vlivů se některé články baterií ve svazku totiž mohou poškodit, jiné rapidně snížit svou životnost a ve výjimečných případech mohou i shořet. Úkol RT-BMS je též podávání řidiči informací o stavu nabití baterií. Systém RT-BMS se musí starat o každý bateriový článek individuálně. Každý set jednotlivých bateriových článků tvořících baterii LFPO20AH bude mít svou vlastní tzv. vyrovnávací jednotku (Cell balancing unit), která bude řídit samostatně každý bateriový článek bateriového setu. 30 bateriových vyrovnávacích jednotek CBU, které budou připevněny zvlášť na každé baterii LFPO20AH bude ovládáno přes hlavní řídicí prvek tzv. Master RT-BMS control unit (obr. 18).



obr.18. [22] Schéma RT-BMS firmy GWL power použitý v elektromotokáře

5.3.1 Vyrovnávací jednotka - Cell balancing unit (CBU)

Vyrovnávací jednotka má kromě zajištění optimálního nabíjecích a vybíjecích proudů bateriových článků opodstatnění ještě z hlediska nepřesnosti výroby jednotlivých bateriových článků. Při výrobě baterií vznikají totiž mezi jednotlivými bateriovými články malé rozdíly v jejich kapacitě, ve velikosti jejich impedance a v samo vybíjecích vlastnostech jednotlivých bateriových článků, které se projevují razantněji se stárnutím baterie. To ve výsledku znamená, že některý z bateriových článků dosáhne při optimálním nabíjení 100% nabití dříve než ostatní, nebo naopak jeden z bateriových článků v sadě baterií se při vybíjení vybije prvně a v ostatních zůstane ještě určité množství energie (obr.19)



obr.19. Příklad nerovnováhy v nabíjení a vybíjení

Tato skutečnost způsobí:

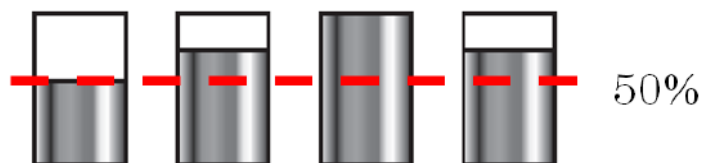
- Nedosažení maximální možné kapacity baterie při jejím plném nabití kvůli rozdílnému stupni nabití jednotlivých bateriových článků.
- Nedostatečné využití kapacity baterie jelikož při úplném vybití prvního z bateriových článků už nebude využita zbývající kapacita článků ostatních.
- Rozdílné napěťové hladiny jednotlivých článků

Vyrovnávací jednotka CBU slouží tedy i pro zmenšení těchto rozdílů, které by razantně snižovaly kapacitu baterií s každým dalším nabitím a mohly by baterii poškodit (dochází k tzv. vybalancování jednotlivých bateriových článků). Ze začátku nabíjení je balancování bateriových prováděno vyššími nabíjecími proudy, které se ke konci nabíjení snižují, z důvodu snadnějšího řízení menších nabíjecích proudů. Existují dva způsoby balancování. První možnost je použití tzv. pasivního balancování, druhou možností je balancování aktivní.

5.3.1.1 Pasivního balancování

Vyrovnávání rozdílů jednotlivých článků, je u pasivního balancování prováděno tak, že energie všech bateriových článků, které mají vyšší hladinu energie ve srovnání s nejméně nabitým bateriovým článkem (obr. 20) bude „spálena“ v rezistorech za vzniku tepla.

DIPLOMOVÁ PRÁCE



obr.20 . Všechna energie nad 50% bude pasivním balancováním „spálena“ rezistory

Nevýhody pasivního balancování jsou:

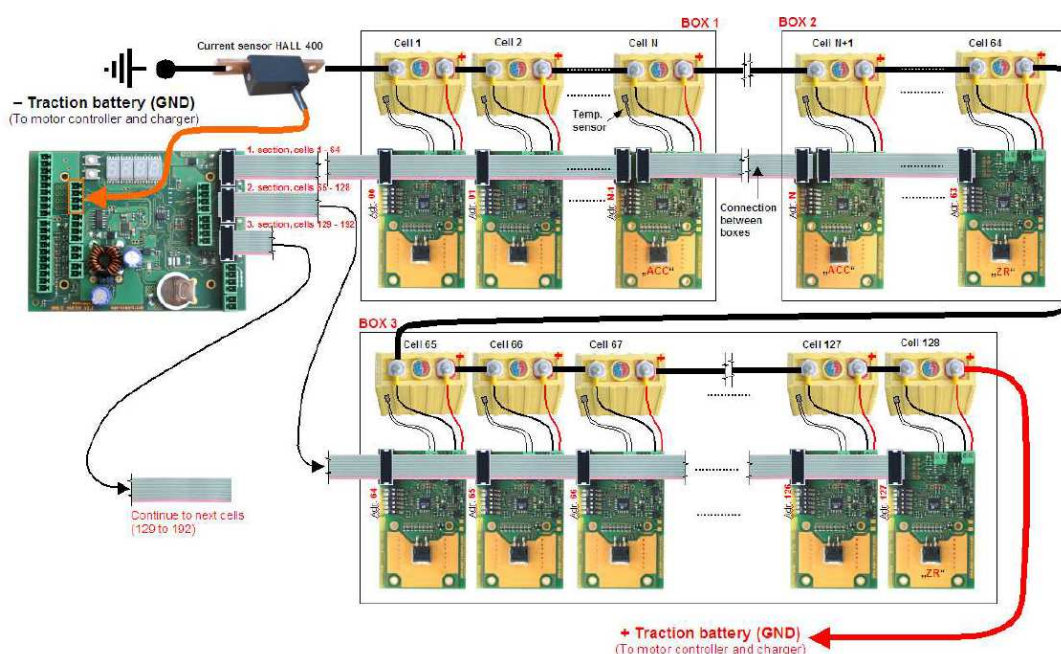
- Balancování může být využito jen při nabíjení
- Při nabíjení je energie ztracena jako teplo v rezistorech.
- Kvůli emitovanému teplu při pasivním balancování je nutné chlazení.

I přesto, že je tento jednodušší systém pasivnímu balancování levnější, je tento systém pro nabíjení motokárových baterií zcela nevhodný především pro nemožnost použití pasivního balancování při vybíjení.

5.3.1.2 Aktivní balancování

Aktivní balancování má dvě základní výhody. Zaprvé je energii možno z části recyklovat a za druhé je možno aktivní balancování použít i pro vybíjení což je pro baterie motokáry zásadní. Princip aktivního balancování je takový, že energie z bateriových článků o vyšším napětí je předána bateriovým článkům s nižší úrovní energie pomocí kapacitoru (kondenzátoru), nebo se využívá předání elektrického náboje mezi jednotlivými články pomocí induktoru (cívky). Ztráty jsou cca 50%.

Pro aktivní balancování baterií budou použity CBU jednotky RT-BMS-2-CBU od firmy GWL power.



obr.21. [22] Schéma propojení vyrovnávacích jednotek RT-BMS-2-CBU s bateriemi

5.3.2 Master real time BMS control unit

Tato řídicí jednotka celého RT-BMS jednak ovládá samotné vyrovnávací jednotky, ale má za úkol i komunikaci s ostatními prvky elektrického systému jako je nabíječka či frekvenční měnič. Master RT-BMS control unit monitoruje status každého bateriového článku, a naměřené údaje jako teplotu, napětí, impedanci či aktuální proud diferencuje přes vyrovnávací jednotky. Je použita řídicí jednotka opět od firmy GWL power.



obr.22. [22] Master RT-BMS control unit

5.4 Frekvenční měnič - invertor

Frekvenční měniče jsou polovodičová zařízení, která se používají především v aplikacích pohonů střídavých elektromotorů, kdy je třeba střídavé napětí ze vstupu frekvenčního měniče o daném kmitočtu modulovat na střídavé napětí o proměnném kmitočtu na výstupu, což má za následek plynulé změny otáček motoru. Takovéto frekvenční měniče se sestávají z napájecího řízeného usměrňovače, stejnosměrného meziobvodu s kondenzátorem a výstupního střídače, který pracuje s pulzně šířkovou modulací (PWM). Vstupní usměrňovač připojený na trojfázové napětí vytvoří pulzující stejnosměrné napětí, které se stabilizuje a vyhladí v meziobvodu a dá se k dispozici střídači. Jelikož však vstupní napětí bude k dispozici již stejnosměrné z baterií, nebude prvních dvou členů u frekvenčního měniče pro pohon motokáry potřeba a jedná se o tzv. invertor. Řízení střídače, tvořené 6 tranzistory typu Mosfet, budou připojeny rovnou na napájecí napětí baterie (obr.25). Na výstupu měniče je pak proměnné napětí a kmitočet ($U/f = \text{konst.}$), které umožňují regulaci otáček připojeného BLDC motoru. Srdcem invertoru stejně tak jako všech frekvenčních měničů je pak regulátor s řídicím procesorem, který zajišťuje vnitřní řízení invertoru a komunikaci s vnějším okolím. Sem potom přichází signály z potenciometru akceleračního pedálu motokáry. Jak frekvenční měniče obecně tak i invertory umožňují podle konkrétních požadavků realizovat např. i pohony s aktivní zátěží, což znamená, že u takovýchto pohonů se vyskytuje i generátorický chod (rekuperace energie) a nebo je lze pohon provozovat v brzděném režimu (přes brzděné odpory). Vzhledem k nerentabilitě rekuperace, kdy získané množství energie při rekuperaci nebude velké v porovnání s vysokou cenou invertoru umožňujícího rekuperaci je výhodnější použití invertoru bez rekuperace. Invertory se vyrábí v provedení se skalárním nebo vektorovým řízením. Jak už bylo zmíněno, jak frekvenční měniče tak i inverotry se skalárním řízením umožňují plynulou změnu otáček motoru pouze přibližně

DIPLOMOVÁ PRÁCE

do velikosti $1/3$ jmenovitých otáček motoru a proto je nutné použít inverter s vektorovým řízením umožňující plynulou změnu otáček v celém otáčkovém spektru BLDC motoru bez trhavého pohybu pro plynulý rozjezd motokáry.

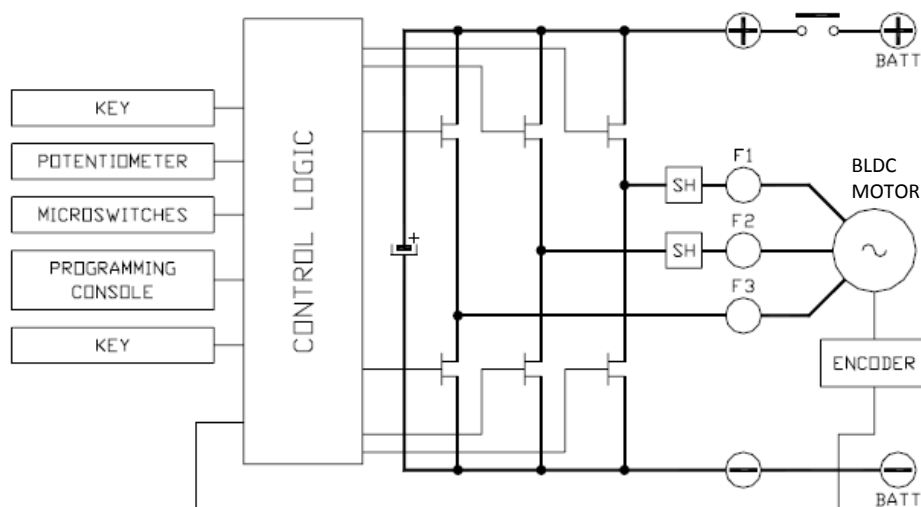
Požadavky na inverter pro motokáru:

- Inverter musí být po výkonové stránce adekvátní k danému typu motoru.
- Inverter musí být s vektorovým řízením pro zajištění plynulé změny otáček v celém rozsahu otáčkového spektra BLDC motoru.



obr.23. [24] BLE-2-PW Invertor

Pro BLDC motor motokáry byl vybrán vektorový inverter BLE-2-PW od firmy Zapi, který je primárně používán v dopravní technice využívající elektrickou energii. Tento Invertor je vhodný zejména pro bezkartáčové BLDC motory. Je konstruován pro mnoho vstupních napětí od 24V do 96V. Pro BLDC motor s napájecím napětím 96V je tedy analogicky vybrána výkonová varianta 96V, která poskytuje nominální výkon 8000W. Stejně jako u BLDC motorů je však možno tuto hodnotu 3-násobně krátkodobě navýšit do přípustné hodnoty zahřátí invertoru, která nastane okolo 2 minut. Výkon motokáry je tedy s ohledem na inverter i samotný BLDC motor možno elektronicky navýšit až na hranici 11,5 kW, ale je třeba zvážit dopady na vlastnosti a konstrukci motokáry. Motokára sice bude dosahovat z počátku vyšších zrychlení, avšak v případě častých akcelerací nastane mezní stav zahřátí motoru a výkon motoru klesne k hodnotě výkonu nominálnímu dokud se ohřátí motoru přirozenou nebo nucenou ventilací nesníží. Navýšení výkonu a momentu se samozřejmě musí také uzpůsobit brzdová soustava a hnaný hřídel se svým uložením. Vzhledem k této skutečnosti, je tedy rozumné elektronicky nastavit řídicím prvkem invertoru limit pod tuto hranici. Maximální navýšení výkonu BLDC motoru tedy bylo stanoveno na hodnotu nominálního výkonu invertoru, která je zmíněných 8000W. Z toho plyne o něco málo vyšší než 2-násobné přetížení vybraného BLDC motoru, které však bude déle k dispozici.



obr.24. [24] Schéma invertoru BLE-2-PW.

5.5 Nabíječka bateriových článků

Nabíječka baterií ze své podstaty nemusí být součástí motokáry. Pokud se má jednat o žádoucí rychlonabíjení, rychlonabíječka je vzhledem ke své značné hmotnosti a velkým rozměrům velice komplikovaně umístitelná do zástavby motokáry. Další skutečnost, která hraje pro variantu neumísťovat nabíječku do konstrukce motokáry je její cena, která by byla znásobena počty motokár v parku provozovatele motokár. Nabíječku baterií tedy umístíme v dokovacím místě provozovatele motokár.

Požadavky na rychlonabíječku baterií LFPO20AH:

- vstupní napájení AC 230V /výstupní napětí DC 96V
- přepětíová ochrana a ochrana proti zkratu a přepólování
- časová ochrana při selhání nabíjení
- aktivní chlazení ventilátorem
- malé rozměry a nízká hmotnost

Jako vhodná nabíječka baterií LFPO20H je zvolena nabíječka POW96V25A/BMS :



obr.25. [23] Nabíječka bateriových článků POW36V20A

5.6 Stálý převod

Jak bylo uvedeno v kapitole 4.3.2, pro přenos kroutícího momentu z pohonné jednotky na zadní hnaný hřídel používají motokáry buď řetězový převod nebo převod pomocí ozubeného řemene. Motokára použije pro přenos kroutícího momentu z BLDC motoru variantu s ozubeným polyuretanovým řemenem především z hlediska jeho vyšší tichosti a relativní bezúdržovosti.

Požadavky na stálý převod:

- Zajistit redukci příliš vysokých otáček z motoru na menší a naopak navýšení točivého momentu na hnané řemenici (převod do pomala).
- Jednoduchost stálého převodu, založeného pouze na hnací ozubené řemenici od motoru a hnané ozubené řemenici na hnaném hřídele bez potřeby napínat ozubený řemen přidavnou kladkou.
- Výběr ozubených řemenic jen na základě vyráběných řad, bez nutnosti je náročně kusově vyrábět.
- Maximální průměr zadní ozubené řemenice je vzhledem k omezenému zástavbovému prostoru v zadní části motokáry a na základě pevně daného uložení hřídele zadní nápravy omezen do průměru 200mm.
- Provedení hnací řemenice, jež přijde na hřídel motoru, je omezena průměrem výstupního hřídele motoru, který činí 19mm, tzn. že hnací řemenice musí mít dostatečně velký průměr pro vyfrézování drážky pro pero.
- Osová vzdálenost by měla být max. 170mm, ideálně 160mm.



obr.26. [25] Příklad ozubené řemenice a ozubeného řemene

5.6.1 Návrh stálého převodu

Vstupní Parametry pro výpočet ozubeného převodu :

Maximální využívaný výkon motoru : $P_{\max} = 8000W$

Maximální otáčky motoru : $n_N = 3000 \text{ min}^{-1} = 50s^{-1}$

Požadovaná maximální rychlost motokáry : $v_{\max} = 50 \text{ kmh}^{-1} = 13,89 \text{ ms}^{-1}$

Průměr zadní pneumatiky motokáry : $D_K = 0,265m$

Účinnost řemenového převodu : $\eta_{SP} = 0,98$

Výpočet otáček kola (hnaného hřídele) při max. rychlosti motokáry:

$$n_K = \frac{v_{\max}}{\pi D_K} = \frac{13,89}{3,14 \cdot 0,265} = 16,67 s^{-1} \quad (4)$$

Výpočet převodového poměru:

$$i_{SP} = \frac{n_N}{n_K} = \frac{50}{16,67} = 3 \quad (5)$$

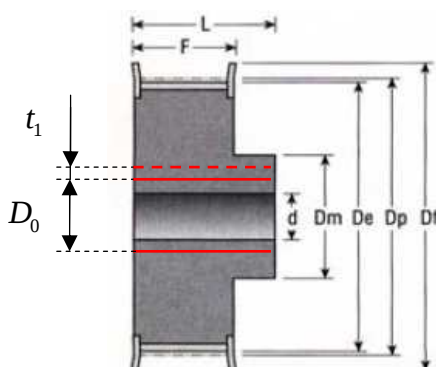
Na základě vypočteného převodového poměru byly vybrány ocelové ozubené řemenice od společnosti TYMA tak, aby vyhověly zadaným požadavkům. Menší hnací řemenice s označením 24-08M-20 a větší hnaná řemenice s označením 72-08M-20, mají následující parametry:

Kategorie řemenic : STD Synchroforce CXP III

Rozteč řemenic: 8

Šířka řemene B : 20mm

Osová vzdálenost řemenic A : 160mm

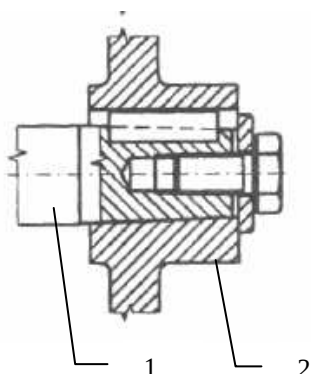


Typ 8M - Pro řemeny HTD 8M (resp. RPP 8) - rozteč 8,0mm / For belts HTD 8M (RPP 8) - Pitch 8,0mm													
Zubů	Šíř.f.	Označení / Obj.č.	Typ	* Mat.	Dp	De	Df	Dm	Di	F	L	d	m
Teeth	Width	Part.No.	Fig.		[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[kg]
24	20	24-08M-20	6F	ST	61,12	59,75	66,00	45,00	-	28,0	38,0	12,0	0,65
72	20	72-08M-20	6WF	ST	183,35	181,97	192,00	80,00	158,00	28,0	38,0	15,0	3,10

obr.27. [25] Rozměry vybraných ozubených řemenic firmy TYMA

Do hnací a hnané řemenice budou vyvrtány přesné lícované díry (průměr D_0) dle výkresu hřídele. Krouťící moment bude z hřídele BLDC elektromotoru na hnací ozubenou řemenici a z hnané řemenice na hřídel přenášet těsné pero. Do ocelových řemenic budou vyfrézovány drážky pro těsná pera (t_1) dle normy. (kapitola 7.6)

Axiální zajištění hnací řemenice na hřídeli BLDC motoru bude provedeno podle obr.28. Axiální zajištění hnané řemenice na hřídeli zadní nápravy bude provedeno axiálním zajišťovacím kroužkem (obr.38)



obr.28.[10] Způsob axiální zajištění hnací řemenice na hřídeli BLDC motoru

1) Hřídel BLDC elektromotoru, 2) Hnaná řemenice

5.6.2 Kontrola navrženého stálého převodu

Abychom mohli provést kontrolu vybraných řemenic a ozubeného řemene s šířkou 20mm na přenositelnost výkonu elektromotoru je třeba stanovit součinitel provozního zatížení. Ten předpokládá a zohledňuje při výpočtu jistou nerovnoměrnost chodu jak hnané tak hnací řemenice a celkovou dobu chodu řemenice během 24 hodin. Hodnoty jednotlivých součinitelů byly stanoveny na základě připodobnění provozu motokáry k předem definovaným provozním stavům řemenic v programu Mitcalc.

Součinitel nerovnoměrnosti chodu hnací řemenice: $c_1 = 1,1$

Součinitel nerovnoměrnosti chodu hnané řemenice : $c_2 = 1,25$

Denní zatížení převodu : $c_3 = 1,05$

Výpočet celkového součinitele provozního zatížení převodu :

$$c_z = c_1 \cdot c_2 \cdot c_3 = 1,1 \cdot 1,25 \cdot 1,05 = 1,45 \quad (6)$$

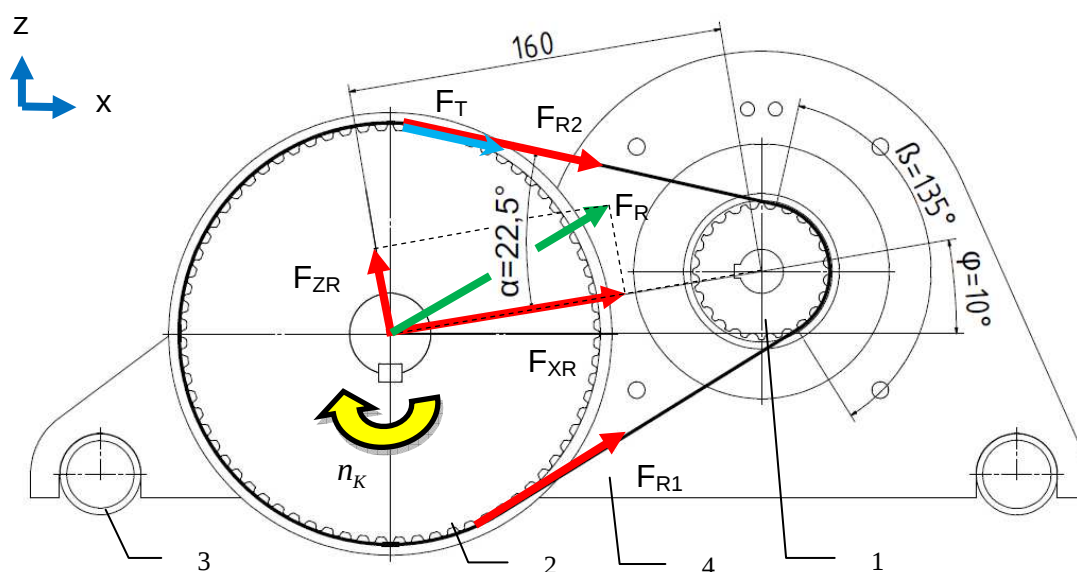
Kontrola vybraných řemenic a ozubeného řemene je proveden za asistence aplikace Mitcalc s výsledky podle tab.4

tab.4. Výsledky výpočtu vybraných řemenic a parametry vypočteného řemene

Synchronní řemeny											
i	Výpočet bez chyb.						Řemenice1		Řemenice2		
2.6	Tabulka řešení										
2.7	ID	z1	z2	B	i	di [%]	A	dA	SF	m	
2.8	01.	24	72	20,000	3,000	0,000	160,35	0,35	0,994	1,72	
3.0	Návrh a výpočet										
3.1	Vybraná šířka synchronního řemene						B	20 / 0,7874			[mm/in]
3.2	Počet zubů řemenice (průměr řemenice) - výběr						z	24 (61,12)			[mm]
3.3	Počet zubů řemenice						z	24		72	
3.4	Výpočtový průměr řemenice						Dp	61,115		183,346	[mm]
3.5	Doporučená osová vzdálenost / min-max						C'	195,6		134 - 489	[mm]
3.6	Osová vzdálenost požadovaná / skutečná						C	160,00		160,35	[mm]
3.7	Počet zubů řemene (délka řemene) - výběr						z	87 (696)			[mm]
3.8	Počet zubů řemene / navržený						z	91		91	
3.9	Délka řemene / rozteč						Lw/P	728,00		8,000	[mm]
3.10	Návrhový výkon						Pd	11,46			[kW]
3.11	Výkon přenesený řemenem						P'	11,52			[kW]
3.12	Přibližná celková hmotnost						m	1,72			[kg]
3.13	Součinitel využití řemene						SF	0,99			

Navrhový výkon 11,46 kW, který je součinem maximálního výkonu BLDC motoru $P_{\max}$ a součinitelem provozního zatížení c_z je dle výpočtu aplikace Mitcalc přenositelný vybraným řemenem STD Synchroforce CXP III o šířce 20mm. Navržená Osová vzdálenost řemenic odpovídá dovoleném rozmezí. Vybraný řemenový převod tedy splňují všechny stanovené parametry.

5.6.3 Stanovení sil působících na hnanou hřídel při akceleraci motokáry



obr.29 Upořádání ozubených řemenic motokáry a působení sil od ozubeného řemene na hnanou zadní hřídel

1) Hnací řemenice, 2) Hnaná řemenice, 3) Rám motokáry, 4) Držák motoru

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Výpočet maximální kroutícího momentu BLDC motoru při jeho elektronicky omezeném maximálním přetížení na výkon 8kW

$$M_M = \frac{P_{\max}}{2 \cdot \pi \cdot n_m} = \frac{8000}{2 \cdot \pi \cdot 50} = 25,5 Nm \quad (7)$$

Výpočet tahové síly F_T

$$F_T = \frac{2 \cdot M_M}{D_{H1}} = \frac{2 \cdot 25,5}{0,061} = 823 N \quad (8)$$

Pro správnou funkci řemenového převodu je nutné předpětí řemene, které zabrání průhybu odlehčené části řemenu a zajistí správný záběr zubů řemenu na řemenici. Obecný výpočet síly v odlehčené větvi F_{R1} udržující řemen napnutý je založen na skutečnosti, že ve většině případů pracují ozubené řemeny nejlépe, pokud je síla F_{R1} v odlehčené části řemenu 10-50% velikosti tahové síly F_T . Velikost této síly ovlivňuje řada parametrů a doporučené hodnota této síly je stanovena v polovině zmíněného intervalu, a to 33% velikosti tahové síly F_T .

Výpočet síly v nezatížené větvi ozubeného řemene F_{R1} :

$$F_{R1} = 0,33 \cdot F_T = 0,33 \cdot 823 = 272 N \quad (9)$$

Výpočet síly v zatížené větvi ozubeného řemene F_{R2} :

$$F_{R2} = F_T + F_{R1} = 823 + 272 = 1095 N \quad (10)$$

Pro výpočet výsledné síly F_R jež zatěžuje hnaný hřídel je třeba provést rozklad sil F_{R1} , F_{R2} podle obr.29 :

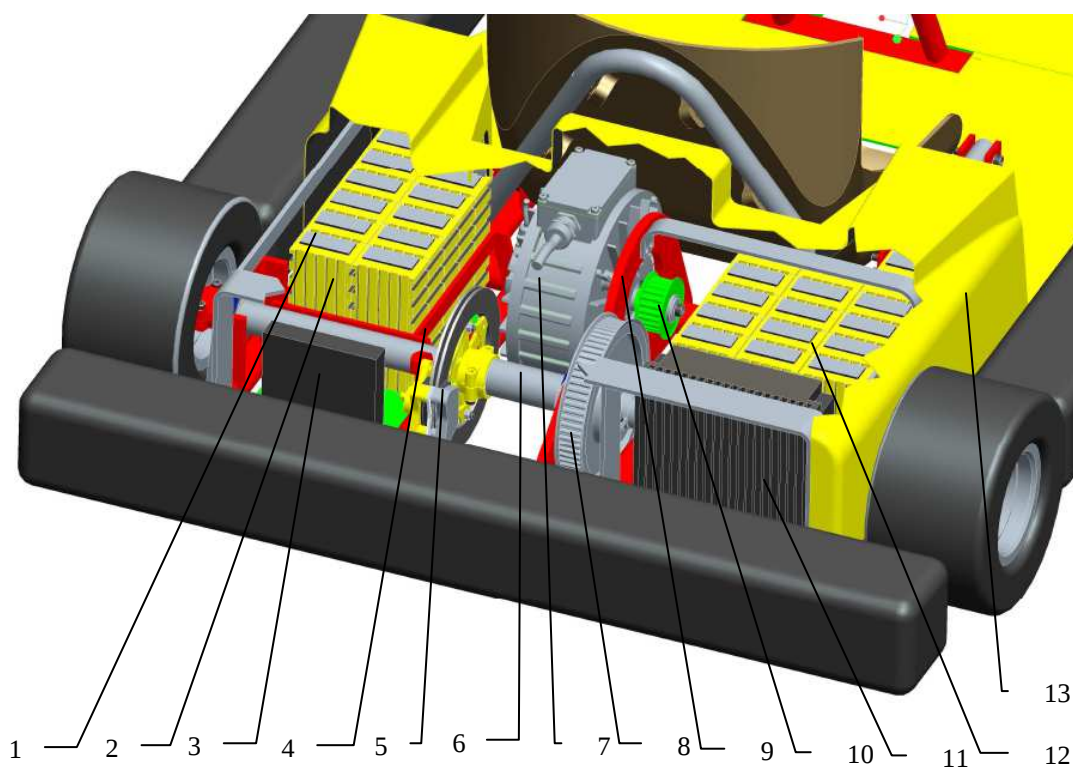
$$F_{RX} = \cos \alpha \cdot (F_{R1} + F_{R2}) = \cos 22,5^\circ \cdot (1095 + 272) = 1263 N \quad (11)$$

$$F_{RZ} = \sin \alpha \cdot (F_{R2} - F_{R1}) = \sin 22,5^\circ \cdot (1095 - 272) = 312 N \quad (12)$$

$$F_R = \sqrt{F_{RX}^2 + F_{RZ}^2} = \sqrt{1263^2 + 312^2} = 1301 N \quad (13)$$

5.7 Rozmístění jednotlivých komponent navrženého elektrického pohonu

Při rozvržení jednotlivých částí elektropohonu v zadní části motokáry (obr.30) se kladl důraz zejména na to, aby těžké baterie a elektromotor byly rozmístěny, tak aby levou a pravou část motokáry zatěžovali rovnoměrně. Levá strana s menším počtem baterií je víc zatížená od hmotnosti BLDC elektromotoru, který je situován mírně na vlevo od podélné osy motokáry. Levá a pravá sada baterií je uchycena k rámu motokáry pomocí kovové obruče, která obepíná sadu baterií kolem dokola a která je ke konstrukci motokáry přivařena. Všechny baterie stojí na plechové podlážce přivařené ke konstrukci motokáry. BLDC elektromotor je přišroubován na motorovém držáku, který je přivařen ke konstrukci motokáry. Invertor a RT-BMS je ke konstrukci motoru přišroubován. Celý motorový prostor je zakrytý laminátovým krytem.



obr.30 Rozmístění jednotlivých komponent navrženého elektrického pohonu motokáry

1) Vyrovnávací jednotka CBU 2) Baterie - levá strana 13ks, 3) RT-BMS, 4) Obruč zajišťující bateriovou sadu, 5) Zadní kotoučová brzda, 6) Zadní hnaný hřídel, 7) BLDC elektromotor, 8) Hnaná řemenice, 9) Držák motoru, 10) Hnací řemenice, 11) Invertor, 12) Baterie - pravá strana 17ks, 13) Laminátový kryt

5.8 Shrnutí výhod a nevýhod elektrického pohonu

Pro srovnání použijí vlastnosti vybraného BLDC motoru a spalovacího motoru

Hlavní výhody elektrického pohonu:

- Vytváří maximální kroutící moment již od nulových otáček motoru a nepotřebuje tedy odstředivou spojku jako nahrazený spalovací motor.

DIPLOMOVÁ PRÁCE

- Elektropohon vzhledem ke svým malým rozměrům dokáže krátkodobě vytvořit až více jak 3-násobný kroutící moment, který má vliv na mnohem větší zrychlení motokáry. Zážitek z jízdy v elektricky poháněné motokáře tedy bude mnohem intenzivnější.
- Elektropohon nemusí být nutně kombinován s převodovkou, jelikož dosahuje jmenovitého momentu v celém rozsahu otáček a od nulových otáček do zhruba poloviny otáčkového spektra dosahují při přetížení až více jak 3-násobného jmenovitého momentu. Účinnost elektropohonu se s klesajícími otáčkami mírně propadá - použití převodovky by přicházelo v úvahu jen v případě snahy udržet otáčky v pásmu nejvyšší účinnosti elektromotoru tak jak je tomu u spal. motoru.
- Elektropohon je oproti používaným spalovacím motorům v motokárách, velice tichý.
- Elektromotory jsou relativně spolehlivější, což je dáno jejich celkovou jednoduchostí a menším počtem dílů než u běžného spalovacího motoru.
- Z jednoduchosti elektromotorů vyplývá i vyšší míra bezúdržbovosti (nepotřebují měnit olej, rozvody)
- Skutečnost že nevytváří žádné emise výfukových plynů je vhodný pro využití pro půjčovny v krytých prostorách.
- Náklady na ujetí jednoho kilometru jsou až 8x nižší v případě nabíjení motokár nočním proudem.

Nevýhody elektrického pohonu:

Hlavní nevýhodou elektropohonu motokáry je stejně jako u všech aplikací elektropohonů v dopravní technice prakticky jen samotný zdroj elektrické energie, kterým jsou akumulátory, jež mají následující nevýhody :

- Akumulátory zabírají značné místo a jsou značně hmotné.
- Akumulátory potřebují relativně komplikovaný systém managementu aby nedošlo k jejich zničení a byla udržena dlouhodobě jejich kapacita.
- Cena akumulátorů a prvků s nimi souvisejících je stále příliš vysoká.
- Dojezd na akumulátory je sice omezenější než v případě použití spalovacího motoru, avšak motokáry v půjčovnách nejsou téměř nikdy vzhledem k jejich namáhavému řízení v kuse zapůjčeny více jak půl hodiny.
- Nabíjení akumulátorů i přes dosavadní velký pokrok trvá stále déle než natankování plné nádrže benzínu a pohybuje se při rychlo-nabíjení v řádech desítek minut do plného nabití. To však při větší flotile elektro-motokár nepředstavuje většinou žádný problém, jelikož nejsou většinou všechny motokáry v půjčovně neustále zapůjčeny a mají se tak čas dobíjet.

Vzhledem k uvedeným skutečnostem je patrné, že hlavní handicap pro širší zavedení elektropohonu pro motokáry v půjčovnách je komplikovanější zástavba elektropohonu a drahé komponenty (především baterie a samotný motor) z čehož vyplývá mnohem vyšší pořizovací cena elektro-motokár. Avšak vzhledem k mnohonásobně nižším provozním nákladům elektro-motokáry (až 8x levnější provoz při odebírání nočního proudu) se při dostatečném využití elektro-motokáry vložené náklady po čase vrátí.

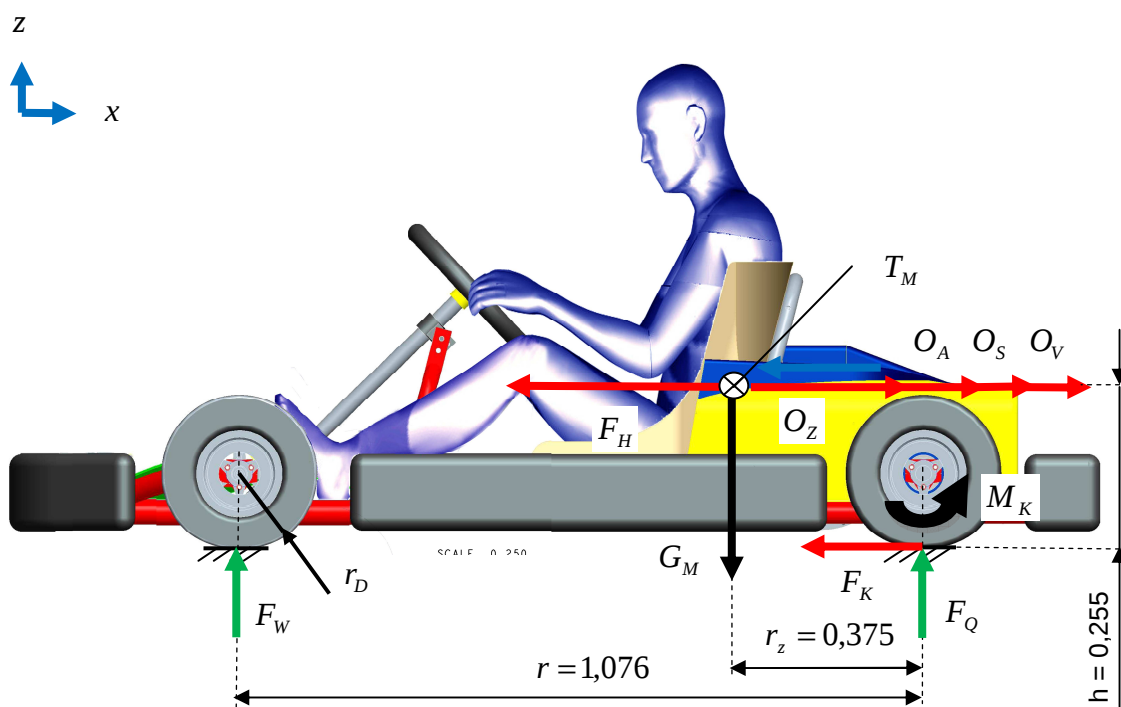
6 Výpočty dynamických vlastností motokáry

Při výpočtech následujících dynamických vlastností motokáry jako je výpočet odporů, zrychlení, či brzdné síly při deceleraci motokáry vycházíme z následujících předpokladů :

- Motokára se pohybuje přímočaře s pohybem rovnoměrně zrychleným nebo zpomaleným
- Motokára se pohybuje po dokonalé dopravní cestě s ideálním geometrickým průběhem, bez nedefinovaných příčných a výškových nerovností.
- Mezi koly motokáry a vozovkou nedochází ke skluzu (ideální valení)

6.1 Rovnováha sil působících na motokáru

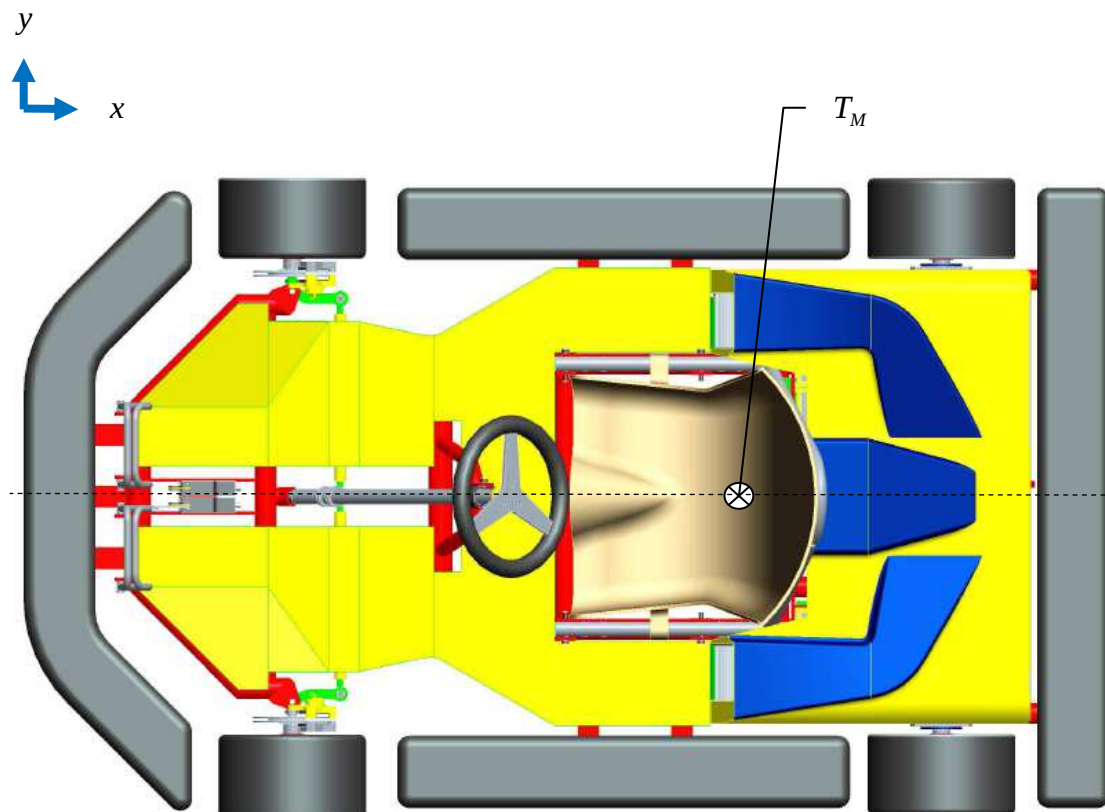
Působíště vnějších sil působících na motokáru se nachází v těžišti motokáry a to je třeba stanovit. Motokára byla celá modelově vytvořena v prostředí programu Pro/ENGINEER, každé části byl přiřazen materiál a tím jsme zjistili přesnou hmotnost motokáry $m_M = 165\text{kg}$ a polohu těžiště motokáry. Těžiště je však nutno pro další výpočty stanovit i s jezdce, jelikož ten výsledné těžiště motokáry nezanedbatelně ovlivňuje. Poloha těžiště motokáry T_M s jezdce o hmotnosti $m_J = 85\text{kg}$ v rovině osy x, z je stanovena rozměry h a r_z (obr.31).



obr.31 Síly působící na motokáru v rovině osy x, z

Poloha těžiště motokáry T_M s jezdce o hmotnosti $m_J = 85\text{kg}$ v rovině osy x, y (obr.32) byla umístěna do podélné osy motokáry. Toto výhodné umístění těžiště v podélné osy motokáry bylo docíleno především koncipováním sedačky s hmotným jezdce do podélné osy motokáry a účelovým rozmístěním hmotných baterií a těžkého elektromotoru. Umístění těžiště v podélné ose motokáry je výhodné zejména z důvodu

rovnoměrného zatížení levé a pravé strany přední nezávislé a zadní tuhé nápravy, zejména pak jejich ložisek.



obr.32 Zobrazení polohy těžiště v podélné ose motokáře

Rovnováhu sil působících na motokáru ve směru osy x je možné zapsat :

$$\sum F_x = F_H - O_v - O_A - O_s - O_z = 0 \quad (14)$$

Kde F_H je hnací síla motoru motokáry v podélném směru, O_v je odpor valení, O_A je aerodynamický odpor vzduchu, O_s je odpor sklonu a O_z je odpor zrychlení.

Rovnováhu sil působících na motokáru ve směru osy z je možné zapsat :

$$\sum F_z = G_M - F_w - F_Q = 0 \quad (15)$$

Kde F_w je síla působící na přední nápravu, F_Q je síla působící na zadní nápravu G_M je tíha motokáry s jezdcem.

Výpočet tíhy motokáry s jezdcem :

$$G_M = (m_m + m_j) \cdot g = (168 + 85) \cdot 9,81 = 2452,5N \quad (16)$$

6.2 Výpočet hnací síly

Zdrojem výkonu pro pohon motokáry je BLDC elektromotor, který vytváří kroutící moment na výstupu z hřídele při daných otáčkách. Kroutící moment z motoru je na obvod hnacích kol přenášén pomocí stálého převodu s pevně daným převodovým poměrem $i_{sp} = 3$. Stálý převod je tvořen dvěma ozubenými řemenicemi, kdy menší z nich od BLDC motoru pohání přes ozubený řemen větší ozubenou řemenici pevně spojenou se zadním hřídelem kol s účinností $\eta_{sp} = 98\%$.

Výpočet maximálního hnacího momentu na kolech zadní hnané nápravy M_K :

$$M_K = M_M \cdot i_{sp} \cdot \eta_{sp} = 25,5 \cdot 3 \cdot 0,98 = 75 Nm \quad (17)$$

Výpočet max. hnací síly na kolech F_{2K} vycházející z hnacího momentu na kolech M_K :

$$F_{2K} = 2 \cdot F_K = F_H = \frac{M_K}{r_D} = \frac{75}{0,1325} = 1116 N \quad (18)$$

kde r_D je dynamický poloměr kola, vycházející z průměru pneumatiky:

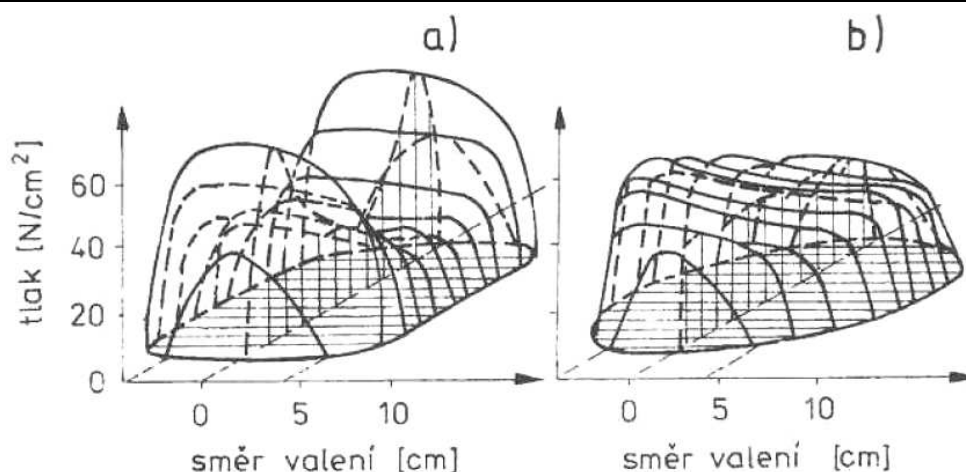
$$r_D = \frac{1}{2} D_K \quad (19)$$

6.3 Výpočet jízdních odporů působících na motokáru

Jízdní odpory jsou síly, které působí proti pohybu motokáry, z nichž některé z nich vždy působí proti pohybu (odpor valení, odpor vzduchu) a některé působí jenom za specifických podmínek (odpor sklonu, odpor zrychlení). Výpočet odporů působících na motokáru nám poslouží především k výpočtu důležitého parametru motokáry, jímž je její maximální zrychlení.

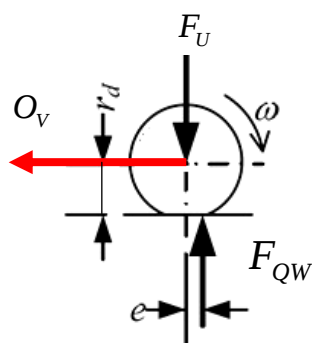
6.3.1 Odpor valení

Odpor valení vzniká jako důsledek deformace pneumatik motokáry při styku kol s tuhou podložkou. Styk kola s podložkou tvoří plocha nazvaná stopa. V přední části dochází k stlačování pláště, v zadní části pak k návratu pláště do kruhového tvaru. Měrné síly působící v plášti v oblasti stopy jsou na obr. 33.



obr.33. [4] Měrné síly v plášti deformace (a - diagonální plášť, b - radiální plášť),

Radiální reakce vozovky F_{QW} je ve stopě přesunuta vpřed ve směru jízdy posunutá o rameno valení e (obr.34). Tato reakce spolu se svislou silou F_U působící na kolo vytváří silovou dvojici odpovídající momentu valení M_V .



obr.34. Silové působení při deformaci pláště kola.

Z rovnováhy momentu valení M_V a momentu tvořeného silou odpovídající odporu valení je možno stanovit sílu, odpovídající odporu valení O_V z následujícího vztahu :

$$M_V = F_U \cdot e = O_V \cdot r_D$$

$$O_V = \frac{F_U \cdot e}{r_D} = m_v \cdot f \quad (20)$$

m_v je hmotnost motokáry s jezdce, a f je součinitel odporu valení. Součinitel odporu valení je bezrozměrný koeficient, jehož hodnota závisí především na povrchu vozovky. Pro asfalt na kterém bude motokára provozována je hodnota součinitele odporu valení v rozmezí 0,01 až 0,02.

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Na vliv součinitele odporu valení f mají vliv i následující konstrukční a provozní faktory pneumatiky:

- Provedení pneumatiky - radiální/diagonální, diagonální mají větší součinitel f
- Průměr pneumatiky, s rostoucím průměrem pneumatiky je součinitel f menší
- Profilové číslo - tzn. poměr průměru a šířky pneumatiky, s rostoucím profilovým číslem je součinitel f větší
- Vzorok na pneumatice, bez-dezénové pneumatiky mají součinitel f menší
- Nahuštění pneumatiky, při podhuštění je součinitel f větší
- Rychlost, s rostoucí rychlostí součinitel f roste

Vzhledem, k uvedeným skutečnostem, kde převažuje vliv malého průměru motokárových pneumatik vůči jejich relativně velké šířce (mají velké profilové číslo) volím horní hranici součinitele odporu valení pro asfalt, tzn. $f = 0,02$.

Výpočet odporu valení O_v :

$$O_v = m_v \cdot g \cdot f = m_v \cdot g \cdot f = (165 + 85) \cdot 9,81 \cdot 0,02 = 49N \quad (21)$$

6.3.2 Odpor vzduchu

Tento odpor představuje síly, které působí na motokáru pohybující se v prostředí, tj. aerodynamické síly.

Velikost aerodynamického odporu motokáry bude ovlivňovat:

- Tvar a povrch motokáry. Tvar motokáry charakterizuje součinitel odporu vzduchu c_x , který jde stanovit jen přibližně, $c_x = 0,5$. Povrch motokáry charakterizovaný čelní plochou motokáry S_x jde určit relativně přesně jako průmět obrysu motokáry do roviny kolmé na osu x pomocí měřících nástrojů v prostředí Pro/ENGINEER. Jeho hodnota činí $S_x = 0,515m^2$.
- Fyzikální vlastnosti prostředí. Ty charakterizuje hustota vzduchu $\rho_x = 1,25kgm^3$
- Náporová rychlost, tj. rychlost proudícího vzduchu ve směru osy x. Za předpokladu bezvětrí tato rychlost představuje rychlost vozidla. Při započítání větru pak představuje x složku součtu vektorů rychlosti větru a rychlosti vozidla.

Výpočet odporu vzduchu při maximální rychlosti v_{max} při bezvětrí:

$$O_v = \frac{1}{2} \rho \cdot S_x \cdot c_x \cdot v_{max}^2 = \frac{1}{2} \cdot 1,25 \cdot 0,515 \cdot 0,5 \cdot 13,89^2 = 30N \quad (22)$$

Neboť provozní rychlost motokáry, s jejíž druhou mocninou roste odpor vzduchu je relativně malá, nepředstavuje odpor vzduchu výraznou složku celkového odporu.

6.3.3 Odpor sklonu

Stanovení odporu sklonu vychází z teorie silového působení na těleso na nakloněné rovině. S odporem sklonu nebude počítáno, protože výrazný sklon tratí, který by měl nezanedbatelný vliv na výsledné zrychlení motokáry se u provozovatelů půjčoven motokár prakticky nepoužívá.

6.3.4 Odpor zrychlení

Při změně rychlosti motokáry na ni působí setrvačné síly, které představují odpor zrychlení. Odpor setrvačných hmot motokáry proti zrychlení O_z je tvořen součtem odporu proti zrychlení rotačních hmot O_{ZR} a posuvných hmot O_{ZP} . Tento součet odporů proti zrychlení má zdaleka největší vliv na samotné výsledné zrychlení motokáry.

Pro odpor daný posuvným zrychlením motokáry platí:

$$O_{ZP} = m_v \cdot a_m \quad (23)$$

Kde a je zrychlení motokáry.

Pro překonání odporů rotujících částí vozidla při změně rychlosti motokáry je potřebné přivést na kola kroutící moment M_{ZR} . Moment M_{ZR} je dán součtem momentů pro zrychlování všech rotujících částí motokáry. Mezi rotující části patří :

- Sestava zadní nápravy, která je tvořená hnacím hřídelem na němž je upevněn brzdový kotouč, hnaná ozubená řemenice a ráfky s motokárovými pneumatikami. Sestava zadní nápravy je charakterizovaná momentem setrvačnosti I_K , který je určen z programu Pro/ENGINEER.
- Rotor BLDC motoru s ozubenou hnací řemenicí, jenž je charakterizovaný momentem setrvačnosti rotoru I_M a je uváděn výrobcem motoru.

Pro moment M_{ZK} potřebný pro zrychlení rotujících částí sestavy zadní nápravy platí:

$$M_{ZK} = I_K \cdot \varepsilon_K \quad (24)$$

kde ε_K je úhlové zrychlení sestavy zadní nápravy pro něž platí :

$$\varepsilon_K = \frac{a_m}{r_D} \quad (25)$$

Vztah pro zjištění momentu M_{ZM} potřebného pro zrychlení rotoru BLDC motoru je :

$$M_{ZM} = I_M \cdot \varepsilon_M \cdot i_{SP} \cdot \eta_{SP} \quad (26)$$

kde ε_M je úhlové zrychlení motoru pro něž platí :

$$\varepsilon_M = \varepsilon_K \cdot i_{SP} \quad (27)$$

Celkový odpor zrychlení vyvolaný rotujícími částmi motokáry je tedy :

$$O_{ZR} = \frac{M_{ZK} + M_{ZM}}{r_D} \quad (28)$$

Výpočet odporu proti zrychlení rotačních a posuvných hmot motokáry závisí na velikosti zrychlení motokáry a_m , které je však neznámou veličinou a bude předmětem dalšího výpočtu. Až na základě vypočtené hodnoty zrychlení motokáry a_m mohou být uvedené odpory proti zrychlení rotačních a posuvných hmot motokáry určeny.

6.4 Výpočet zrychlení motokáry

Při výpočtu hodnoty zrychlení motokáry a_m vycházíme z upravené rovnice rovnováhy sil (14) působících na motokáru ve směru osy x :

$$F_H = O_V + O_A + O_Z \quad (29)$$

Po úpravě rovnice (29) podle vztahů (23)-(28) dostaneme :

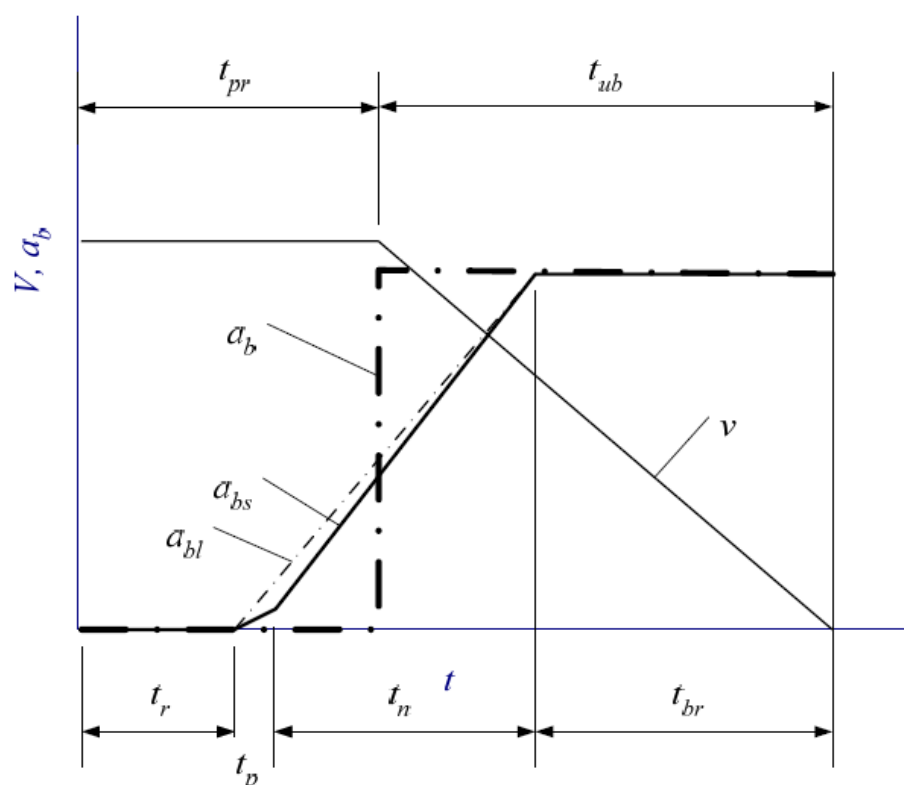
$$\begin{aligned} F_H &= O_V + O_A + O_{ZP} + \frac{M_{ZK} + M_{ZM}}{r_D} \\ F_H &= O_V + O_A + m_V \cdot a_m + \frac{I_K \cdot \varepsilon_K + I_M \cdot \varepsilon_M \cdot i_{SP} \cdot \eta_{SP}}{r_D} \\ F_H &= O_V + O_A + m_V \cdot a_m + \frac{I_K \cdot a_m + I_M \cdot a_m \cdot i_{SP}^2 \cdot \eta_{SP}}{r_D^2} \end{aligned} \quad (30)$$

Pro zrychlení motokáry a_m z předchozího vztahu vyplývá :

$$a_m = \frac{F_H - O_V + O_A}{\left(m_V + \frac{I_K + I_M \cdot i_{SP}^2 \cdot \eta_{SP}}{r_D^2} \right)} = \frac{1116 - 49 + 30}{\left(250 + \frac{0,04285 + 0,0026 \cdot 3^2 \cdot 0,98}{0,1325^2} \right)} = 4,09 \text{ms}^{-2} \quad (31)$$

6.5 Výpočet brzdného zpomalení motokáry

Pro výpočet max. brzdného zpomalení motokáry a_B z rychlosti $v_{\max}$ do úplného zastavení na dráze $d_B \leq 30m$ je nutné stanovit průběh brzdění. Průběh brzdění motokáry můžeme popisovat pomocí grafického znázornění průběhu brzdného zpomalení nebo brzdné síly v závislosti na čase nebo na dráze. Pro provedení výpočtu brzdného zpomalení a_B je výhodné průběh brzdění charakterizovat pomocí průběhu hodnoty brzdného zpomalení a_B v závislosti na čase podle obrázku obr.35.



obr.35 Teoretický průběh brzdění motokáry

a_{bs} – skutečný průběh brzdného zrychlení, a_{bl} – linearizovaný průběh brzdného zrychlení

Průběh brzdění je možno rozdělit do několika etap, která jsou vymezené jednotlivými dobami:

Reakční doba t_r je časový interval od přijetí podnětu pro brzdění řidičem do okamžiku zahájení silového působení na ovládací člen brzdy. Tato reakce řidiče je ovlivněna mnoha subjektivními faktory jako je soustředění, fyzická vybavenost řidiče, prostorové uspořádání ovládání brzy apod. Pro řidiče motokáry se počítá s hodnotou reakční doby v intervalu t_r v rozmezí 0,7 až 1,3s. Pro výpočet hodnoty brzdného zpomalení a_B volíme střední hodnotu z rozmezí, tzn. $t_r = 1s$

Doba prodlevy t_p je časový interval od okamžiku zahájení silového působení na ovládací člen brzdy po okamžik začátku působení brzdné síly. Pro brzdy s hydraulickým převodem použitým u motokár je doba prodlevy $t_p = 0,05s$

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Doba náběhu brzdění t_n je časový interval od okamžiku začátku působení brzdné síly po její ustálení na stanovené hodnotě. Pro výpočty je možno uvažovat s hodnotami. Pro brzdy s hydraulickým převodem je doba náběhu brzdění $t_n = 0,15$ s

Doba plného brzdného zpomalení t_{br}

$$t_{br} = \frac{d_b}{v_{\max}} = \frac{30}{13,89} = 2,16s \quad (32)$$

Pro výpočty brzdných a zábrzdných drah je možno průběh brzdění podle obrázku obr.35 zjednodušit pomocí linearizace jednotlivých částí průběhu. Průběh brzdění pak rozdělen na dva časové úseky:

Doba přípravy t_{pr} je doba kdy se předpokládá, že brzdový systém neúčinkuje, rychlost motokáry se nemění a odpovídá počáteční rychlosti brzdění $v_{\max}$. Její hodnota se stanoví podle následujícího vztahu :

$$t_{pr} = t_r + \frac{t_n + t_p}{2} = 1 + \frac{0,05 + 0,15}{2} = 1,1s \quad (33)$$

Doba úplného brzdění t_{ub} je doba časového intervalu při němž působí konstantní hodnota brzdného zpomalení a_B . Hodnota t_{ub} se stanoví podle následujícího vztahu při němž se předpokládá lineárně závislý průběh rychlosti motokáry na čase

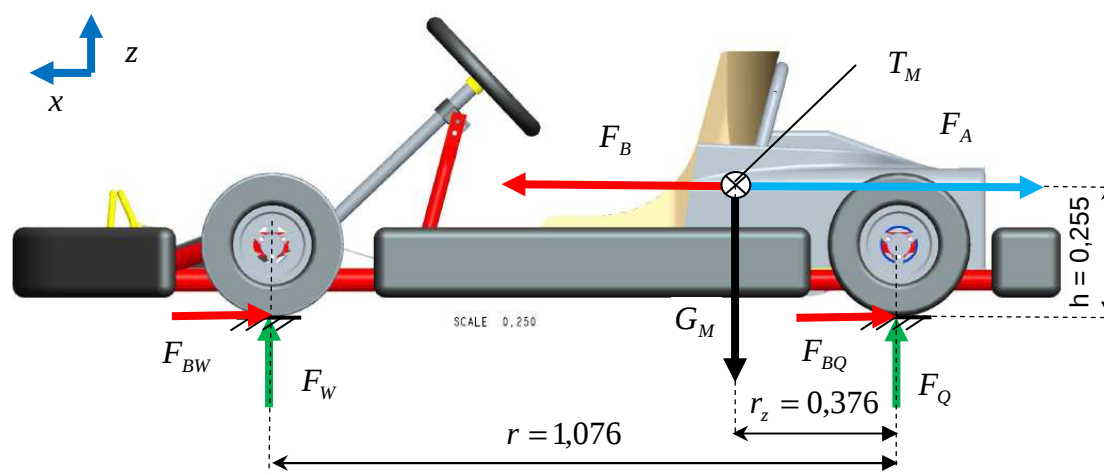
$$t_{ub} = \frac{t_n + t_p}{2} + t_{br} = \frac{0,05 + 0,15}{2} + 2,16 = 2,26s \quad (34)$$

Na základě uvedených vztahů lze určit brzdné zpomalení motokáry a_B

$$|a_B| = \frac{1}{2} \cdot \frac{v_0^2}{d_B - v_0 \cdot t_{pr}} = \frac{1}{2} \cdot \frac{13,89^2}{30 - 13,89 \cdot 1,1} = 6,55m \cdot s^2 \quad (35)$$

6.6 Určení sil zatěžující přední a zadní nápravu.

Přední nezávislá řízená a zadní tuhá náprava přenáší tíhu motokáry přes pneumatiky na vozovku. Reakci vozovky s přední nápravou určuje síla F_W a se zadní nápravou síla F_Q (obr.36). Při zrychlování motokáry se zadní náprava přitěžuje setrvačnou silou F_a vyvolanou akceleračním zrychlením motokáry a_m , síla F_Q zatěžující zadní nápravu narůstá. Naopak přední náprava se odlehčuje a síla F_W zatěžující přední nápravu klesá. Při brzdění se analogicky zadní náprava odlehčuje a přední náprava se přitěžuje setrvačnou silou F_B vyvolanou brzdným zpomalením a_B .



obr.36. Síly působící na motokáru v rovině osy x, z

Výpočet setrvačné síly F_a vyvolané akceleračním zrychlením motokáry a_m :

$$F_a = m_v \cdot a_m = 250 \cdot 4,09 = 1022,5 \text{ N} \quad (36)$$

Z rovnováhy momentů k místu dotyku zadní nápravy s vozovkou je možno stanovit minimální zatížení $F_{W \min}$ přední nápravy a maximální zatížení zadní nápravy $F_{Q \max}$ při akceleraci motokáry.

$$\sum F_z = G_M - F_W - F_Q = 0 \Rightarrow F_W = G_M - F_Q \quad (37)$$

$$\sum M_z = G_M \cdot r_z - F_W \cdot r - F_a \cdot h = G_M \cdot r_z - (G_M - F_Q) \cdot r - F_a \cdot h = 0 \quad (38)$$

$$F_{Q \max} = \frac{G_M \cdot r - G_M \cdot r_z + F_a \cdot h}{r} = \frac{2452,5 \cdot (1,076 - 0,376) + 1022,5 \cdot 0,255}{1,076} = 1838 \text{ N}$$

$$F_{W \min} = G_M - F_{ZPL} = 2452,5 - 1838 = 615,5 \text{ N} \quad (39,40)$$

Poté co známe reakci zadních kol $F_{Q_{\max}}$ s vozovkou při akceleraci motokáry můžeme zkontrolovat přenositelnosti hnací síly F_H na vozovku. Proto je třeba ještě stanovit hodnotu součinitele adheze. Pro asfalt nabývá součinitel adheze hodnoty v rozmezí 0,7 až 0,9, volím nižší hodnotu adheze $\mu = 0,7$ vzhledem k menší adhezi tvrdých motokárových pneumatik určených pro půjčovny.

Aby byla hnací síla na hnaných kolech motokáry přenositelná na vozovku musí platit :

$$\begin{aligned}
 F_K &\leq F_{Q_{\max}} \cdot \mu \\
 1116 &\leq 1838 \cdot 0,7 \\
 1116N &\leq 1287N
 \end{aligned} \tag{41}$$

Hnací síla na hnaných kolech je přenositelná na vozovku

Výpočet setrvačné síly F_S vyvolané brzděním zpomalením motokáry a_B :

$$F_S = m_V \cdot a_B = 250 \cdot 6,55 = 1637,5N \tag{42}$$

Z rovnováhy momentů k místu dotyku zadní nápravy s vozovkou stanovíme maximální zatížení $F_{W_{\max}}$ přední nápravy a minimální zatížení zadní nápravy $F_{Q_{\min}}$ při deceleraci motokáry.

$$\sum F_Z = G_M - F_W - F_Q = 0 \Rightarrow F_W = G_M - F_Q \tag{43}$$

$$\sum M_Z = G_M \cdot r_Z - F_W \cdot r + F_S \cdot h = G_M \cdot r_Z - (G_M - F_Q) \cdot r + F_B \cdot h = 0 \tag{44}$$

$$F_{Q_{\min}} = \frac{G_M \cdot r - G_M \cdot r_Z + F_S \cdot h}{r} = \frac{2452,5 \cdot (1,076 - 0,376) - 1637,5 \cdot 0,255}{1,076} = 1207N$$

$$F_{W_{\max}} = G_M - F_{ZPL} = 2452,5 - 1207 = 1245,5N \tag{45,46}$$

Výpočet maximální potřebné brzdě síly F_{BW} na přední nápravě potřebné pro dosažení brzděního zpomalením motokáry a_B :

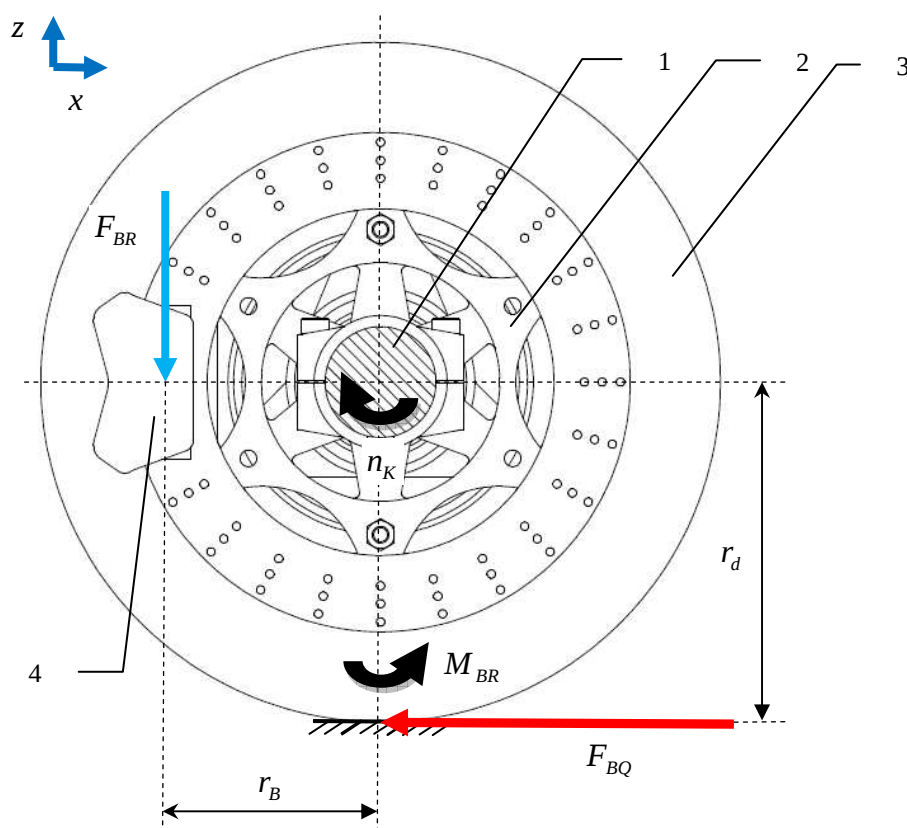
$$F_{BW} = \frac{F_{W_{\max}}}{G_M} \cdot m_V \cdot a_B = \frac{1245,5}{2452,5} \cdot 250 \cdot 6,55 = 832N \tag{47}$$

Výpočet maximální potřebné brzdě síly F_{BQ} na zadní nápravě potřebné pro dosažení brzděního zpomalení motokáry a_B :

$$F_{BQ} = \frac{F_{Q_{\max}}}{G_M} \cdot m_V \cdot a_B = \frac{1207}{2452,5} \cdot 250 \cdot 6,55 = 806N \tag{48}$$

6.7 Výpočet brzdné síly brzdy zadní nápravy.

Výpočet síly F_{BR} již musí vyvodit zadní hydraulicky ovládaná brzda přitlačením brzdových čelistí na zadní brzdový kotouč vyplývá z maximální brzdové síly F_{BQ} potřebné na zadní nápravě při brzdném zpomalení motokáry a_B .



obr.37. Síly působící na zadní hřídel motokáry při brzdění

1) Zadní hnací hřídel, 2) Brzdový kotouč, 3) Pneumatika, 4) Brzdové čelisti

Z rovnováhy momentů vypočteme potřebnou brzdnu sílu F_{BR} zadní brzdy

$$\sum M_{BZ} = F_{BQ} \cdot r_d - F_{BR} \cdot r_b \quad (49)$$

$$F_{BR} = \frac{F_{BQ} \cdot r_d}{r_b} = \frac{806 \cdot 0,1325}{0,08} = 1335 \text{ N} \quad (50)$$

Pro brzdný moment M_{BR} zadních brzd platí :

$$M_{BR} = F_{BR} \cdot r_b = 1335 \cdot 0,08 = 106,8 \text{ Nm} \quad (51)$$

Vybraná hydraulická zadní brzda K-KART od firmy MS Kart s automatickým seřizováním vůle mezi brzdovými destičkami a brzdovým kotoučem, dle výrobce vyvine dostatečný tlak v hydraulickém okruhu pro vyvození potřebné brzdné síly F_{BR} .

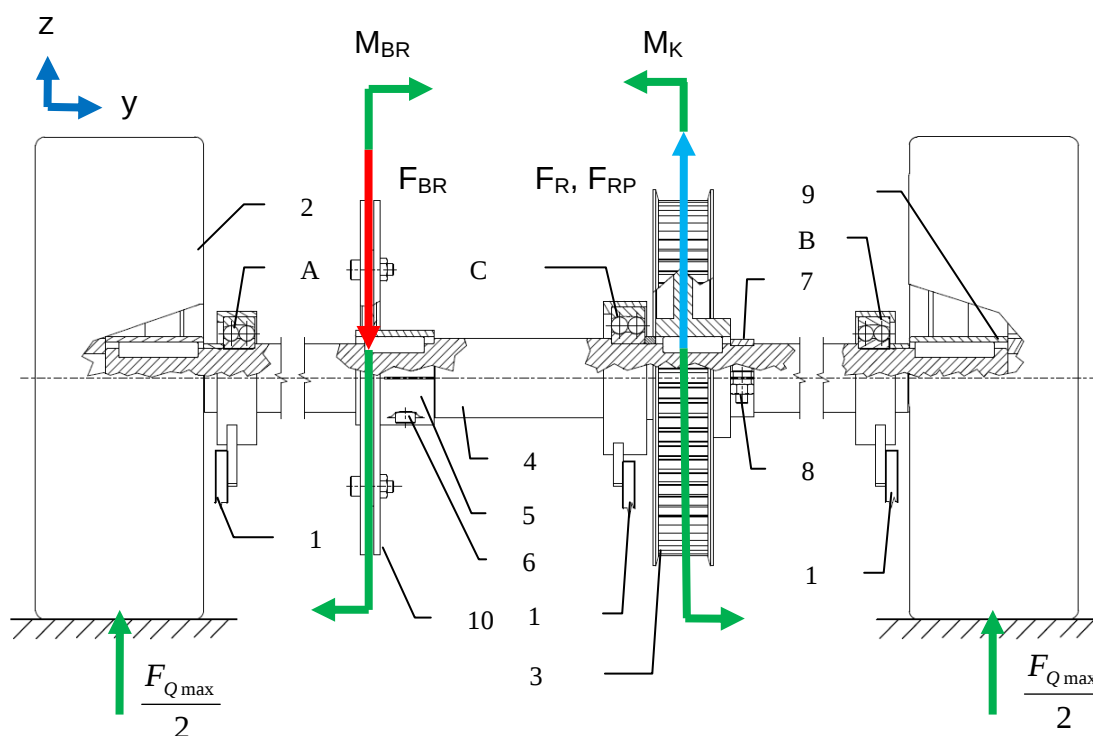
7 Návrh a výpočet mechanických částí elektropohonu

Při výpočtech jednotlivých mechanických částí motokáry vycházíme z následujících předpokladů :

- Výpočty jsou prováděny v kartézském souřadném systému x,y,z.
- Motokára stojí na dokonale rovné dopravní cestě bez příčných a výškových nerovností.
- Při výpočtu hřídele nejsou uvažovány axiální síly působící přes pneumatiky např. při projíždění zatáčkou.

7.1 Výpočet zatížení hřídele zadní hnané nápravy

Hřídel zadní hnané nápravy je uložena ve třech valivých ložiscích (obr.38). V případě, že se motokára nepohybuje, je hřídel ohýbána pouze tíhou motokáry, která se přenáší prostřednictvím pneumatik na vozovku za účinku reakční síly F_Q zatěžující oba konce hřídele. Zadní hnaná hřídel je však především zatěžována kombinací ohybu a krutu při akceleraci nebo deceleraci motokáry. Při akceleraci způsobuje namáhání hřídele na krut moment M_K vyvolaný elektromotorem jež zároveň vyvolává prostřednictvím ozubeného řemene a síly F_R ohybový moment M_o . Při deceleraci motokáry způsobuje namáhání hřídele na krut brzdový moment M_{BR} vyvozený hydraulickou brzdou motokáry jenž má za následek ohýbání hřídele silou F_{BR} vzniklou jako reakce mezi brzdovým kotoučem a brzdovými čelistmi k němuž se přidává ohýbání hřídel předpětím v ozubeném řemeni F_{RP} .



obr.38 Zadní hnaná náprava.

A-C) ložiska, 1) Rám motokáry, 2) Pneumatika, 3) Hnaná řemenice, 4) Hřídel, 4) Náboj brzdového kotouče, 6) Zajišťovací šroub brzdového kotouče, 7) Axiální zajišťovací kroužek, 8) Šroub axiálního zajišťovacího kroužku, 9) Náboj kola, 10) Brzdový kotouč

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Na základě definovaného tvaru hřídele (obr.39) a průběhu působení vnějších sil určíme hodnoty napětí σ v ohybu a krutu v jednotlivých průřezech D hřídele :

Pro ohybové napětí σ_o platí :

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o}{J_{xz}} \cdot \frac{D}{2} \quad (52)$$

kde W_o je modul průřezu v ohybu a J_{xz} je osový kvadratický moment

Pro osový kvadratický moment J_{xz} kruhového průřezu platí

$$J_{xz} = \frac{\pi \cdot D^4}{64} \quad (53)$$

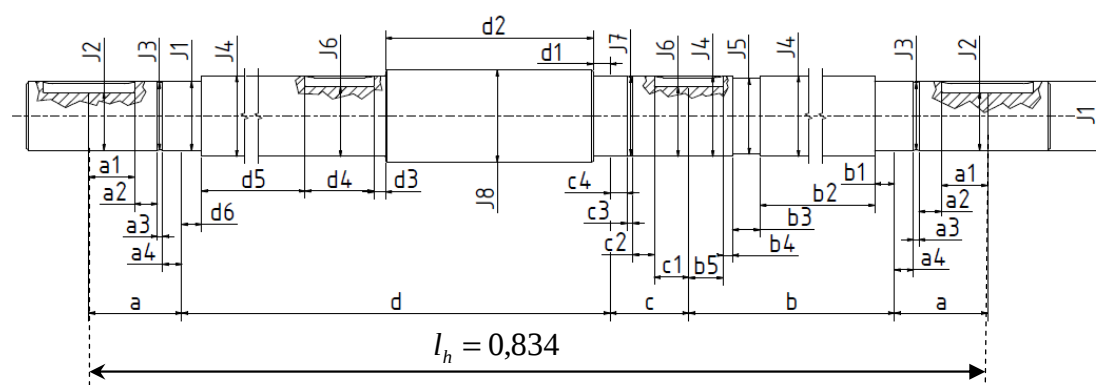
Pro smykové napětí τ_K vyvolané krutem platí :

$$\tau_K = \frac{M_K}{W_K} = \frac{M_K}{J_p} \cdot \frac{D}{2} \quad (54)$$

kde W_K je modul průřezu v krutu, J_p je polární kvadratický moment a M_K je kroutící moment

Pro polární kvadratický moment J_p kruhového průřezu platí :

$$J_p = \frac{\pi \cdot D^4}{32} \quad (55)$$



obr.39 Zobrazení jednotlivých průřezů hřídele J1 - J8 a délky na nichž se na hřídeli vyskytují

Jednotlivé osový kvadratické momenty J_{xz} potřebné pro výpočet hřídele na namáhání v ohybu a polární kvadratické momenty J_p potřebné pro namáhání v krutu na obr. 39 označené jako průřezy J1 až J8 se určí nástrojem "cross section properties" v programu Pro/ENGINEER. Průřezy s označením J2 a J6 nejsou čistě kruhové, ale je v

nich vyfrézována drážka pro pero. Výsledné osově a polární kvadratické momenty zapíšeme do tabulky č.6

tab.6 Přehled osových a polárních kvadratických momentů hnaného hřídele

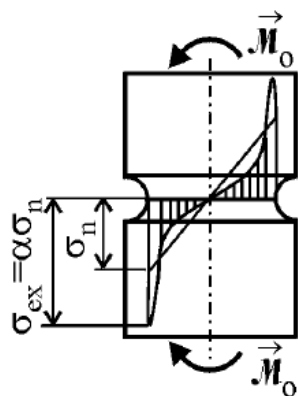
Označení průřezů	Průměr průřezů D [m]	Osový kvadratický Moment J_{xz} [m ⁴]	Polární kvadratický moment J_p [m ⁴]
J1	0,0300	$3,9761 \cdot 10^{-8}$	$7,9522 \cdot 10^{-8}$
J2	0,0300	$3,2784 \cdot 10^{-8}$	$7,2200 \cdot 10^{-8}$
J3	0,0294	$3,6674 \cdot 10^{-8}$	$7,3348 \cdot 10^{-8}$
J4	0,0350	$7,3662 \cdot 10^{-8}$	$1,4732 \cdot 10^{-7}$
J5	0,0330	$5,8214 \cdot 10^{-8}$	$1,1643 \cdot 10^{-7}$
J6	0,0350	$7,3575 \cdot 10^{-8}$	$1,3684 \cdot 10^{-7}$
J7	0,0344	$6,8739 \cdot 10^{-8}$	$1,3748 \cdot 10^{-7}$
J8	0,0400	$1,2566 \cdot 10^{-7}$	$2,5133 \cdot 10^{-7}$

Jelikož se průřezy hřídele od levého do pravé konce hřídele mění, vznikají tím v oblastech změn průřezů nárůsty napětí (obr.40), které je třeba při výpočtu hřídele zohlednit. Toto zohlednění je realizováno tak, že k příslušnému druhu napětí (ohyb,krut) a odpovídajícímu typu průřezové změny (drážka pro pero, zápich, atd.) přiřadíme multiplikativní (násobící) koeficient α , tzv. tvarový součinitel, kterým je násobena příslušná hodnota napětí a získáme tak hodnotu nárůstu napětí, velikost napětěvé špičky. Příslušné hodnoty těchto součinitelů jsou vyčteny z příslušných grafů. (viz. dále)

Pro kombinované namáhání ohybem a krutem σ_{red} použijeme pevnostní hypotézu HMH (v programu ansys označovanou von mises stress) :

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma_o \cdot \alpha_o)^2 + 3 \cdot (\tau_k \cdot \alpha_k)^2} \quad (56)$$

kde α_o je tvarový součinitel pro ohybové napětí a α_k je tvarový součinitel pro napětí v krutu.



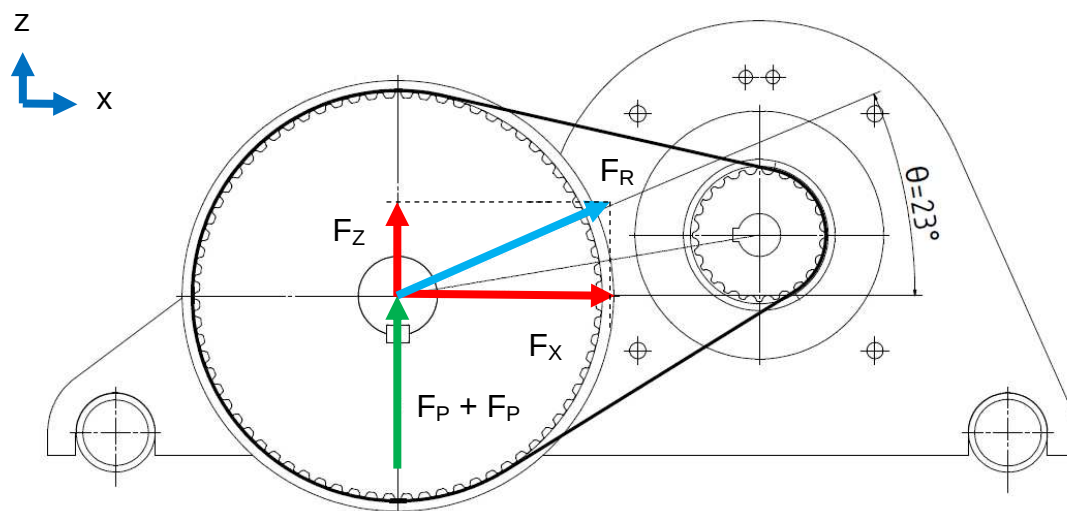
obr.40. [8] Průběh napětí v místě vrubu při namáhání hřídele ohybovým momentem

Na základě nejvyšší zjištěné hodnoty redukovaného napětí σ_{red} v daném průřezu a pevnostní charakteristice zvoleného materiálu, jež vyjadřuje mez kluzu oceli R_e potom určíme bezpečnost k_e s jakou může být hřídel provozován vzhledem k meznímu stavu pružnosti vybrané oceli, tzn. stavu při jehož překročení dojde k trvalým plastickým deformacím hřídele. Pro koeficient bezpečnosti k_e při statické zatěžení hřídele potom platí

$$k_e = \frac{R_e}{\sigma_{red}} \quad (57)$$

7.1.1 Zatížení hnaného hřídele při akceleraci motokáry

Jak již bylo naznačeno, při akceleraci nebo deceleraci motokáry je očekáváno největší zatížení hřídele. Při akceleraci se k silám F_p zatěžujícím hřídel tíhou motokáry přidává zatížení od elektromotoru. Elektromotor způsobuje namáhání hřídele kombinací kroutícího momentu M_K a ohybového momentu M_O . Ohybový moment M_O je vyvozen ozubeným řemenem a charakterizovaný silou F_R , která však není v jedné ose se silami F_p zatěžující hřídel od tíhy motokáry a je tedy třeba nejprve sílu F_R rozložit na složku F_Z a F_X (obr.41).



obr.41 Rozložení sil působícího na hnaný hřídel ve směru x a z .

Výpočet maximální síly F_p zatěžující levý a pravý konec hřídele od síly F_{Qmax}

$$F_p = \frac{F_{Qmax}}{2} = \frac{1838}{2} = 919N \quad (58)$$

Výpočet síly F_X a F_Z

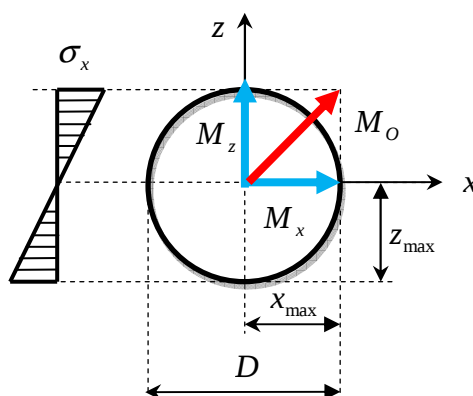
$$F_X = \cos \theta \cdot F_R = \cos 23^\circ \cdot 1301 = 1197N \quad (59)$$

$$F_Z = \sin \theta \cdot F_R = \sin 23^\circ \cdot 1301 = 508N \quad (60)$$

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Ze sily F_z a sil F_p se zvlášť stanoví průběh ohybového momentu M_{oz} ve směru osy z a ze síly F_x se stanoví průběh ohybového momentu M_{ox} ve směru osy x . Jedná se o tzv. prostorový ohyb, kdy stopa roviny ohybového momentu M_o není totožná s jednou z hlavních centrálních os průřezu, tzn. s osami x, y .

V tomto případě rozložíme vektor ohybového momentu M_o do složek ve směru hlavních os (x, z) podle obr. 42.



obr.42 Znázornění ohybových momentů

Vektorovým součtem momentů M_{ox} a M_{oz} dostaneme velikost ohyb. momentu M_o :

$$\vec{M}_o = \vec{M}_{ox} + \vec{M}_{oz} = \sqrt{M_{ox}^2 + M_{oz}^2} \quad (61)$$

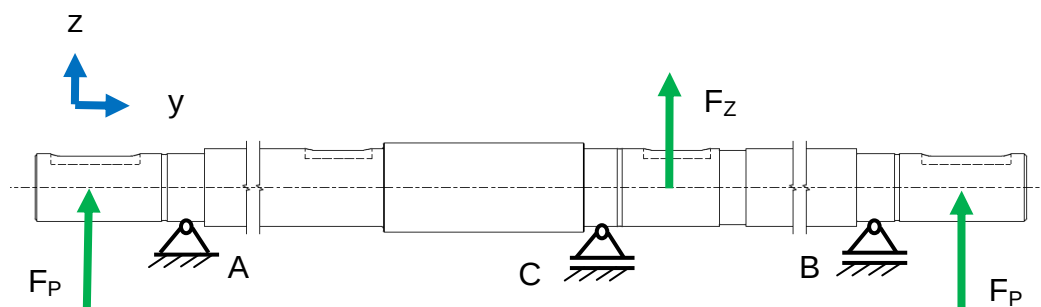
Potom výsledné maximální ohybové napětí σ_{Omax} působí v nejvzdálenějším bodě od neutrální osy :

$$\sigma_{Omax} = \frac{M_x}{J_x} \cdot z_{max} + \frac{M_z}{J_z} \cdot x_{max} \quad (62)$$

kde y_{max} a z_{max} jsou nejvzdálenější souřadnice od neutrální osy, pro kruhový průřez platí $y_{max} = z_{max} = D/2$. J_x a J_z jsou osové kvadratické momenty v ose x a y , pro kruhový průřez platí $J_x = J_z = J_{xz}$

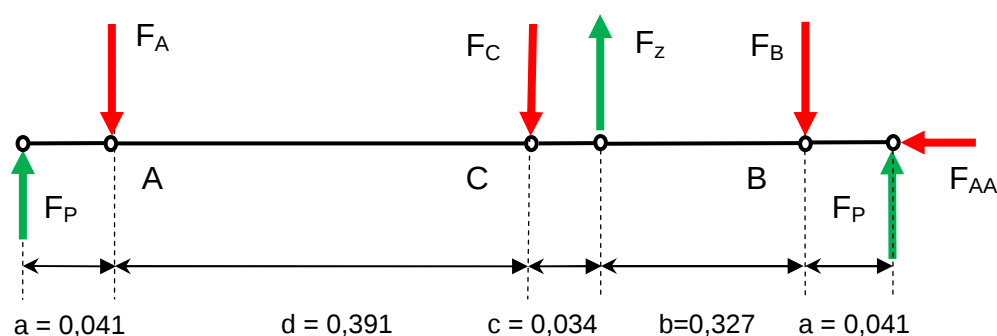
Úpravou vzorce pro maximální ohybové napětí σ_{Omax} pro kruhový průřez dostaneme:

$$\sigma_{Omax} = \frac{M_x}{J_{xz}} \cdot \frac{D}{2} + \frac{M_z}{J_{xz}} \cdot \frac{D}{2} = \sqrt{M_{oz}^2 + M_{ox}^2} \cdot \frac{D}{2 \cdot J_{xz}} = \frac{M_o}{J_{xz}} \cdot \frac{D}{2} \quad (63)$$

Výpočet hřídele na ohyb v ose z, y

obr.43 Rozmístění sil působícího na hnací hřídel ve směru osy z a y

Abychom mohli určit průběh ohybového momentu M_{oz} na hřídeli ve vyvolané silami F_p , F_z v ose y, z je třeba nejdříve zjistit reakci v podporách - ložiscích A, B, C.

Úplné uvolnění

obr.44 Úplné uvolnění ve směru osy y a z

Statický rozbor

počet neznámých nezávislých parametrů : $\mu = 4 \{F_A, F_B, F_C, F_{AA}\}$

počet nezávislých rovnic stat. rovnováhy : $\nu = 3$ (obecná rovinná silová soustava)

Určení stupně statické neurčitosti :

$$s = \mu - \nu = 4 - 3 = 1 \Rightarrow \text{úloha je 1 x staticky neurčitá} \quad (64)$$

Použitelné podmínky statické rovnováhy

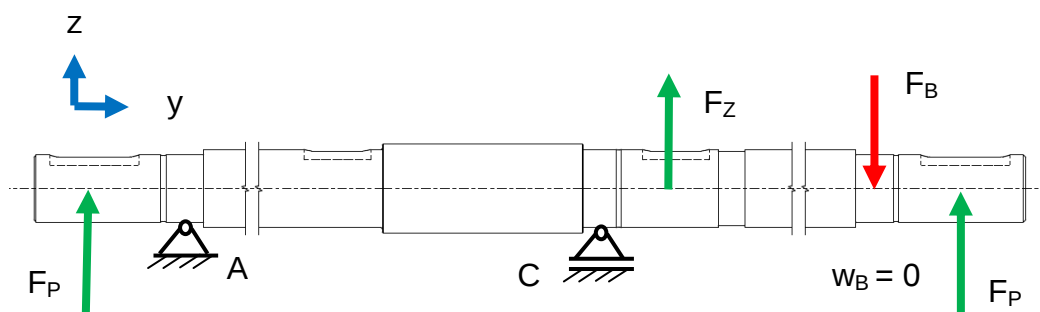
$$\Sigma F_x = 0, F_{AA} = 0$$

$$\Sigma F_{ZY} = 2F_p - F_A - F_C + F_z - F_B = 0 \quad (65)$$

$$\Sigma M_{AY} = -F_p \cdot a - F_C \cdot d + F_z(c + d) - F_B \cdot (b + c + d) + F_p \cdot (a + b + c + d) = 0 \quad (66)$$

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Vzhledem ke skutečnosti že je soustava 1 x staticky neurčitá, je třeba zavést deformační vazbovou podmínku. Deformační vazbová podmínka označuje rovnici, určující velikost deformačního parametru omezeného vazbou tělesa. Tato rovnice je tedy chybějící rovnice pro dopočítání stykových sil ve vazbách A, B, C. Jako deformační parametr je zvolen průhyb hřídele w_B ve vazbě B, $w_B = 0$ (obr.45). Stykovou sílu F_B vyřešíme castigliánovou větou pomocí této deformační podmínky.



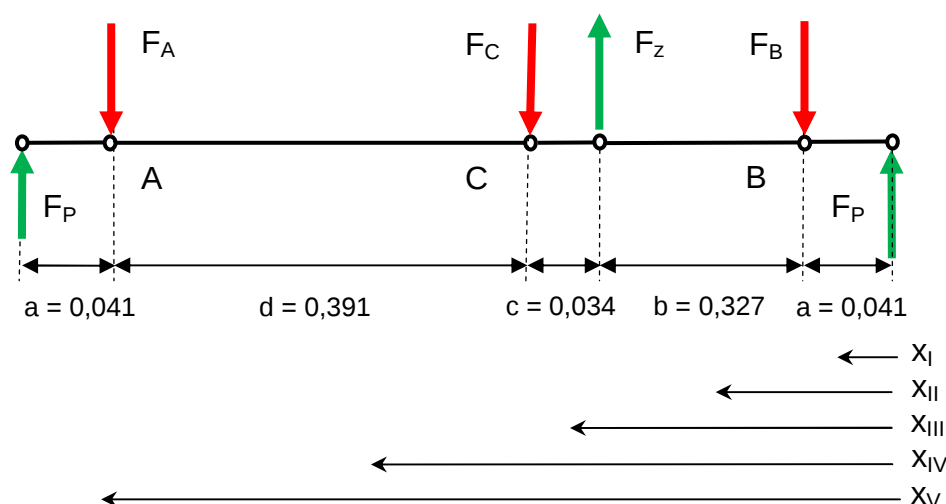
obr.45 Vazbová deformační podmínka $w_B = 0$

Z podmínek statické rovnováhy vyjádříme síly F_A a F_C jako funkce neznáme stykové síly F_B podle které bude počítána vazbová deformační podmínka $w_B = 0$.

$$\begin{aligned}\Sigma M_{AY} &= -F_P \cdot a - F_C \cdot d + F_Z(c+d) - F_B \cdot (b+c+d) + F_P \cdot (a+b+c+d) = 0 \\ F_C &= \frac{F_Z(c+d) - F_B \cdot (b+c+d) + F_P \cdot (b+c+d)}{d} = 0\end{aligned}\quad (67)$$

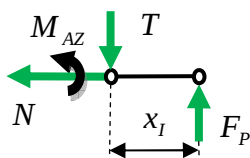
$$\begin{aligned}\Sigma F_{ZY} &= 2F_P - F_A - F_C + F_Z - F_B = 0 \\ F_A &= 2F_P + F_Z - F_B - \left(\frac{F_Z(c+d) - F_B \cdot (b+c+d) + F_P \cdot (b+c+d)}{d} \right)\end{aligned}\quad (68)$$

Definování výsledných vnitřních účinků:



obr.46 Vymezení intervalů x_I až x_V pro stanovení výsledných vnitřních účinků

DIPLOMOVÁ PRÁCE

I) $x_I \in \langle 0, a \rangle$ 

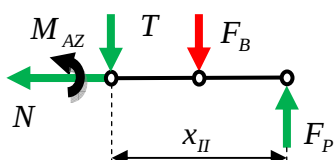
$$N_I(x_I) = 0$$

$$T_I(x_I) = F_P$$

(69)

$$M_{AZI}(x_I) = -F_P \cdot x_I$$

(70)

II) $x_{II} \in \langle 0, b \rangle$ 

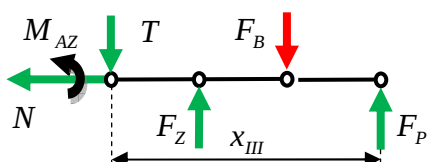
$$N_{II}(x_{II}) = 0$$

$$T_{II}(x_{II}) = F_P - F_B$$

(71)

$$M_{AZII}(x_{II}) = -F_P \cdot (x_{II} + a) + F_B \cdot x_{II}$$

(72)

III) $x_{III} \in \langle 0, c \rangle$ 

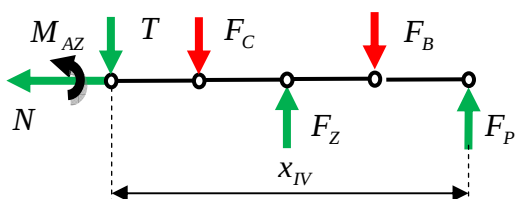
$$N_{III}(x_{III}) = 0$$

$$T_{III}(x_{III}) = F_P - F_B + F_Z$$

(73)

$$M_{AZIII}(x_{III}) = -F_P \cdot (x_{III} + a + b) + F_B \cdot (x_{III} + b) - F_Z \cdot x_{III}$$

(74)

IV) $x_{IV} \in \langle 0, d \rangle$ 

$$N_{IV}(x_{IV}) = 0$$

$$T_{IV}(x_{IV}) = F_P - F_B + F_Z - F_C$$

(75)

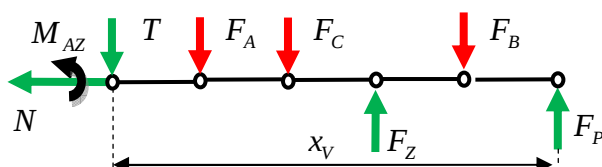
$$M_{AZIV}(x_{IV}) = -F_P \cdot (x_{IV} + a + b + c) + F_B \cdot (x_{IV} + b + c) - F_Z \cdot (x_{IV} + c) + F_C \cdot x_{IV}$$

(76)

DIPLOMOVÁ PRÁCE

$$M_{AZIV}(x_{IV}) = -F_P \cdot (x_{IV} + a + b + c) + F_B \cdot (x_{IV} + b + c) - F_Z \cdot (x_{IV} + c) + \left(\frac{F_Z(c + d) - F_B \cdot (b + c + d) + F_P \cdot (b + c + d)}{d} \right) \cdot x_{IV}$$

$$V) x_V \in \langle 0, a \rangle$$



$$N_V(x_V) = 0$$

$$T_V(x_V) = F_P - F_B + F_Z - F_C \quad (77)$$

$$M_{AZV}(x_V) = -F_P \cdot (x_V + a + b + c + d) + F_B \cdot (x_V + b + c + d) - F_Z \cdot (x_V + c + d) + F_C \cdot (x_V + d) + F_A \cdot x_V$$

$$M_{AZV}(x_V) = -F_P \cdot (x_V + a + b + c + d) + F_B \cdot (x_V + b + c + d) - F_Z \cdot (x_V + c + d) + \left(\frac{F_Z(c + d) - F_B \cdot (b + c + d) + F_P \cdot (b + c + d)}{d} \right) \cdot (x_V + d) + (2F_P + F_Z - F_B - \left(\frac{F_Z(c + d) - F_B \cdot (b + c + d) + F_P \cdot (b + c + d)}{d} \right)) \cdot x_V \quad (78)$$

Stanovení deformační podmínky:

$$w_B = \sum_0^l \frac{M_{AY}}{EJ} \cdot \frac{\partial M_{AY}}{\partial F_B} dx = 0 \quad (79)$$

$$w_B = \sum \left[\left(\int_0^a \frac{M_{AZI}}{EJ} \cdot \frac{\partial M_{AZI}}{\partial F_B} \right) + \left(\int_0^b \frac{M_{AZII}}{EJ} \cdot \frac{\partial M_{AZII}}{\partial F_B} \right) + \left(\int_0^c \frac{M_{AZIII}}{EJ} \cdot \frac{\partial M_{AZIII}}{\partial F_B} \right) + \left(\int_0^d \frac{M_{AZIV}}{EJ_1} \cdot \frac{\partial M_{AZIV}}{\partial F_B} \right) + \left(\int_0^a \frac{M_{AZV}}{EJ_1} \cdot \frac{\partial M_{AZV}}{\partial F_B} \right) \right] dx = 0$$

Abychom mohli vyjádřit deformační podmínku zderivujeme momenty M_{OAI} až M_{OAV} podle síly F_B

$$\frac{\partial M_{AZI}}{\partial F_B} = 0, \quad \frac{\partial M_{AZII}}{\partial F_B} = x_{II}, \quad \frac{\partial M_{AZIII}}{\partial F_B} = x_{III} + b, \quad (82-86)$$

$$\frac{\partial M_{AZIV}}{\partial F_B} = x_{IV} + b + c - x_{IV} \frac{(b + c + d)}{d} = x_{IV} \left(1 - \frac{(b + c + d)}{d} \right) + b + c = x_{IV} \cdot q_1 + q_2$$

$$\frac{\partial M_{AZV}}{\partial F_B} = x_V + b + c + d - x_V \left(\frac{(b + c + d)}{d} \right) - (b + c + d) - x_V + x_V \left(\frac{(b + c + d)}{d} \right) = 0$$

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Vyjádření deformační podmínky:

$$\begin{aligned}
w_B = & \int_0^{b1} \left[\left(\frac{-F_P \cdot (x_{II} + a) + F_B \cdot x_{II}}{E \cdot J_1} \right) \cdot x_{II} \right] dx + \int_0^{b2+b4} \left[\left(\frac{-F_P \cdot (x_{II} + a) + F_B \cdot x_{II}}{E \cdot J_4} \right) \cdot x_{II} \right] dx + \\
& \int_0^{b3} \left[\left(\frac{-F_P \cdot (x_{II} + a) + F_B \cdot x_{II}}{E \cdot J_5} \right) \cdot x_{II} \right] dx + \int_0^{b5} \left[\left(\frac{-F_P \cdot (x_{II} + a) + F_B \cdot x_{II}}{E \cdot J_6} \right) \cdot x_{II} \right] dx + \\
& \int_0^{c1} \left[\left(\frac{-F_P \cdot (x_{III} + a + b) + F_B \cdot (x_{III} + b) - F_Z \cdot x_{III}}{E \cdot J_6} \right) \cdot (x_{III} + b) \right] dx + \\
& \int_0^{c2+c4} \left[\left(\frac{-F_P \cdot (x_{III} + a + b) + F_B \cdot (x_{III} + b) - F_Z \cdot x_{III}}{E \cdot J_4} \right) \cdot (x_{III} + b) \right] dx + \\
& \int_0^{c3} \left[\left(\frac{-F_P \cdot (x_{III} + a + b) + F_B \cdot (x_{III} + b) - F_Z \cdot x_{III}}{E \cdot J_7} \right) \cdot (x_{III} + b) \right] dx + \\
& \int_0^{d1+d3+d5} \left[\left(\frac{-F_P \cdot (x_{IV} + a + b + c) + F_B \cdot (x_{IV} + b + c) - F_Z \cdot (x_{IV} + c)}{E \cdot J_4} + \right. \right. \\
& \quad \left. \left. \frac{[1/d] \cdot [F_Z(c+d) - F_B \cdot (b+c+d) + F_P \cdot (b+c+d)] \cdot x_{IV}}{E \cdot J_4} \right) \cdot (x_{IV} \cdot q_1 + q_2) \right] dx + \\
& \int_0^{d2} \left[\left(\frac{-F_P \cdot (x_{IV} + a + b + c) + F_B \cdot (x_{IV} + b + c) - F_Z \cdot (x_{IV} + c)}{E \cdot J_8} + \right. \right. \\
& \quad \left. \left. \frac{[1/d] \cdot [F_Z(c+d) - F_B \cdot (b+c+d) + F_P \cdot (b+c+d)] \cdot x_{IV}}{E \cdot J_8} \right) \cdot (x_{IV} \cdot q_1 + q_2) \right] dx + \\
& \int_0^{d4} \left[\left(\frac{-F_P \cdot (x_{IV} + a + b + c) + F_B \cdot (x_{IV} + b + c) - F_Z \cdot (x_{IV} + c)}{E \cdot J_6} + \right. \right. \\
& \quad \left. \left. \frac{[1/d] \cdot [F_Z(c+d) - F_B \cdot (b+c+d) + F_P \cdot (b+c+d)] \cdot x_{IV}}{E \cdot J_6} \right) \cdot (x_{IV} \cdot q_1 + q_2) \right] dx \\
& \int_0^{d6} \left[\left(\frac{-F_P \cdot (x_{IV} + a + b + c) + F_B \cdot (x_{IV} + b + c) - F_Z \cdot (x_{IV} + c)}{E \cdot J_1} + \right. \right. \\
& \quad \left. \left. \frac{[1/d] \cdot [F_Z(c+d) - F_B \cdot (b+c+d) + F_P \cdot (b+c+d)] \cdot x_{IV}}{E \cdot J_1} \right) \cdot (x_{IV} \cdot q_1 + q_2) \right] dx = 0
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
w_B = & \int_0^{0,008} \left[\left(\frac{-919 \cdot (x_{II} + 0,041) + F_B \cdot x_{II}}{2,1 \cdot 10^{-11} \cdot 3,9761 \cdot 10^{-8}} \right) \cdot x_{II} \right] dx + \int_0^{0,292} \left[\left(\frac{-919 \cdot (x_{II} + 0,041) + F_B \cdot x_{II}}{2,1 \cdot 10^{-11} \cdot 7,3662 \cdot 10^{-8}} \right) \cdot x_{II} \right] dx + \\
& \int_0^{b3} \left[\left(\frac{-919 \cdot (x_{II} + 0,041) + F_B \cdot x_{II}}{2,1 \cdot 10^{-11} \cdot 5,8214 \cdot 10^{-8}} \right) \cdot x_{II} \right] dx + \int_0^{0,015} \left[\left(\frac{-919 \cdot (x_{II} + a) + F_B \cdot x_{II}}{2,1 \cdot 10^{-11} \cdot 7,3575 \cdot 10^{-8}} \right) \cdot x_{II} \right] dx + \\
& \int_0^{0,015} \left[\left(\frac{-919 \cdot (x_{III} + a + b) + F_B \cdot (x_{III} + b) - 508 \cdot x_{III}}{2,1 \cdot 10^{-11} \cdot 7,3575 \cdot 10^{-8}} \right) \cdot (x_{III} + 0,327) \right] dx +
\end{aligned}$$

DIPLOMOVÁ PRÁCE

$$\begin{aligned}
& \int_0^{0,0171} \left[\left(\frac{-919 \cdot (x_{III} + 0,368) + F_B \cdot (x_{III} + 0,327) - 508 \cdot x_{III}}{2,1 \cdot 10^{-11} \cdot 7,3662 \cdot 10^{-8}} \right) \cdot (x_{III} + 0,327) \right] dx + \\
& \int_0^{0,0024} \left[\left(\frac{-919 \cdot (x_{III} + 0,368) + F_B \cdot (x_{III} + 0,327) - 508 \cdot x_{III}}{2,1 \cdot 10^{-11} \cdot 6,8739 \cdot 10^{-8}} \right) \cdot (x_{III} + 0,327) \right] dx + \\
& \int_0^{0,2625} \left[\left(\frac{-919 \cdot (x_{IV} + 0,402) + F_B \cdot (x_{IV} + 0,361) - 508 \cdot (x_{IV} + 0,034)}{2,1 \cdot 10^{-11} \cdot 7,3662 \cdot 10^{-8}} + \right. \right. \\
& \quad \left. \left. \frac{1/0,391 \cdot [508 \cdot (0,425) - F_B \cdot (0,752) + 919 \cdot (0,752)] \cdot x_{IV}}{2,1 \cdot 10^{-11} \cdot 7,3662 \cdot 10^{-8}} \right) \cdot (-0,92x_{IV} + 0,361) \right] dx + \\
& \int_0^{0,09} \left[\left(\frac{-919 \cdot (x_{IV} + 0,402) + F_B \cdot (x_{IV} + 0,361) - 508 \cdot (x_{IV} + 0,034)}{2,1 \cdot 10^{-11} \cdot 1,2566 \cdot 10^{-7}} + \right. \right. \\
& \quad \left. \left. \frac{1/0,391 \cdot [508 \cdot (0,425) - F_B \cdot (0,752) + 919 \cdot (0,752)] \cdot x_{IV}}{2,1 \cdot 10^{-11} \cdot 1,2566 \cdot 10^{-7}} \right) \cdot (-0,92x_{IV} + 0,361) \right] dx + \\
& \int_0^{0,03} \left[\left(\frac{-919 \cdot (x_{IV} + 0,402) + F_B \cdot (x_{IV} + 0,361) - 508 \cdot (x_{IV} + 0,034)}{2,1 \cdot 10^{-11} \cdot 7,3575 \cdot 10^{-8}} + \right. \right. \\
& \quad \left. \left. \frac{1/0,391 \cdot [508 \cdot (0,425) - F_B \cdot (0,752) + 919 \cdot (0,752)] \cdot x_{IV}}{2,1 \cdot 10^{-11} \cdot 7,3575 \cdot 10^{-8}} \right) \cdot (-0,92x_{IV} + 0,361) \right] dx + \\
& \int_0^{0,008} \left[\left(\frac{-919 \cdot (x_{IV} + 0,402) + F_B \cdot (x_{IV} + 0,361) - 508 \cdot (x_{IV} + 0,034)}{2,1 \cdot 10^{-11} \cdot 3,9761 \cdot 10^{-8}} + \right. \right. \\
& \quad \left. \left. \frac{1/0,391 \cdot [508 \cdot (0,425) - F_B \cdot (0,752) + 919 \cdot (0,752)] \cdot x_{IV}}{2,1 \cdot 10^{-11} \cdot 3,9761 \cdot 10^{-8}} \right) \cdot (-0,92x_{IV} + 0,361) \right] dx = 0
\end{aligned}$$

kde E je Yongův modul pružnosti, pro ocel $E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ Pa}$

Vzhledem k rozsáhlé rovnici deformační podmínky je vhodné spočítat výslednou stykovou sílu F_B v programu excel.

Po dosazení a upravení vyjde z rovnice deformační podmínky hodnota síly F_B :

$$w_B = 0,0000592632 \cdot F_B - 0,0616015806 = 0 \quad (81)$$

$$F_B = \frac{0,0605926881}{0,0000595765} = 1017 \text{ N}$$

Pro zjištění stykových sil dosadíme do upravených rovnic statické rovnováhy (67) - (68)

$$F_C = \frac{508 \cdot (0,425) - 1017 \cdot (0,752) + 919 \cdot (0,752)}{0,391} = 364 \text{ N} \quad (67)$$

$$F_A = 2 \cdot 919 + 508 - 1017 - \left(\frac{508 \cdot (0,425) - 1017 \cdot (0,752) + 919 \cdot (0,752)}{0,391} \right) = 964 \text{ N} \quad (68)$$

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Vyčíslení výsledných vnitřních účinků :

$$\text{I) } x_I \in \langle 0; 0,041 \rangle$$

$$T_I = F_p = 919N \quad (69)$$

$$M_{AZI}(0) = -919 \cdot 0 = 0Nm \quad (70)$$

$$M_{AZI}(0,041) = -919 \cdot 0,041 = -37,7Nm$$

$$\text{II) } x_{II} \in \langle 0; 0,327 \rangle$$

$$T_{II} = F_p - F_B = 919 - 1017 = -98N \quad (71)$$

$$M_{AZII}(0) = -919 \cdot (0 + 0,041) + 1017 \cdot 0 = -37Nm \quad (72)$$

$$M_{AZII}(0) = -919 \cdot (0,327 + 0,041) + 1017 \cdot 0,327 = -5,62Nm$$

$$\text{III) } x_{III} \in \langle 0; 0,034 \rangle$$

$$T_{III} = F_p - F_B + F_Z = 919 - 1017 + 508 = 410N \quad (73)$$

$$M_{AZIII}(0) = -919 \cdot (0 + 0,368) + 1017 \cdot (0 + 0,327) - 508 \cdot 0 = -5,62Nm \quad (74)$$

$$M_{AZIII}(0,034) = -919 \cdot (0,034 + 0,368) + 1070 \cdot (0,034 + 0,0327) - 508 \cdot 0,034 = -19,75Nm$$

$$\text{IV) } x_{IV} \in \langle 0; 0,391 \rangle$$

$$T_{IV} = F_p - F_B + F_Z - F_C = 919 - 1017 + 508 - 364 = 46N \quad (75)$$

$$M_{AZIV}(0) = -919 \cdot (0 + 402) + 1017 \cdot (0 + 0,361) - 508 \cdot (0 + 0,034) + 364 \cdot 0 = -19,75Nm$$

$$M_{AZIV}(0,391) = -919 \cdot (0,391 + 402) + 1017 \cdot (0,391 + 0,361) - 508 \cdot (0,391 + 0,034) + 364 \cdot 0,391 = -37,68Nm \quad (76)$$

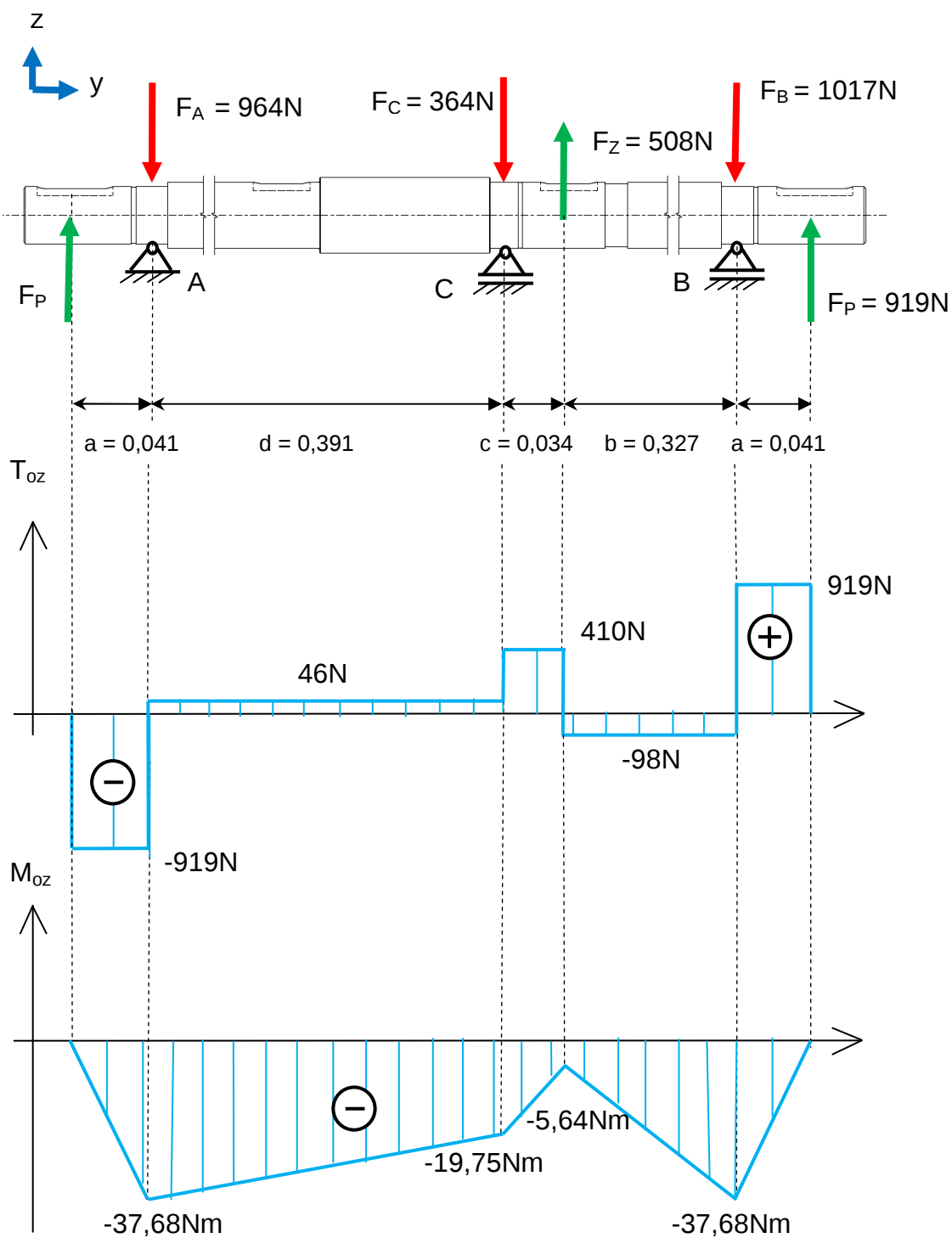
$$\text{V) } x_V \in \langle 0; 0,041 \rangle$$

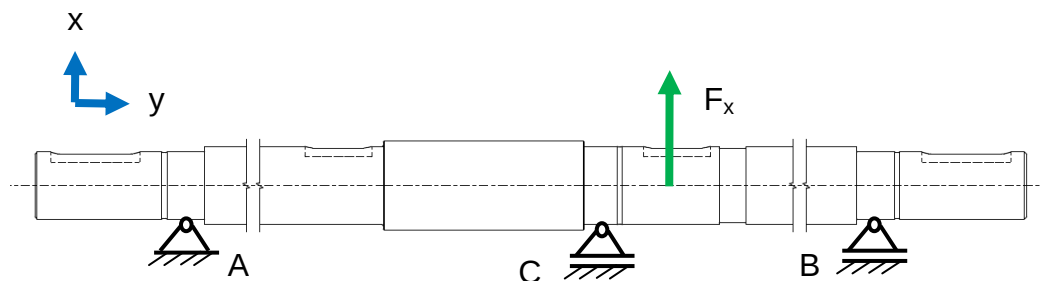
$$T_V = F_p - F_B + F_Z - F_C - F_A = 919 - 1017 + 508 - 364 - 964 = -919N \quad (77)$$

$$M_{AZV}(0) = -919 \cdot (0 + 0,793) + 1017 \cdot (0 + 0,752) - 508 \cdot (0 + 0,425) + 364 \cdot (0 + 0,392) + 964 \cdot 0 = -37,68Nm$$

$$M_{AZV}(0,041) = -919 \cdot (0,041 + 0,793) + 1017 \cdot (0,041 + 0,752) - 508 \cdot (0,041 + 0,425) + 364 \cdot (0,041 + 0,391) + 964 \cdot 0,041 = 0Nm \quad (78)$$

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Průběhy výsledných vnitřních účinků v ose y, z :obr.47. Výsledné vnitřní účinky v ose z, y

Výpočet hřídele na ohyb v ose x, y

obr.48 Místo působení síly zatěžující hnací hřídel ve směru osy x a y

Výpočet hřídele na ohyb v osách z,x a zjištění průběhu ohybového momentu M_{ox} bude naprosto analogické s předchozím výpočtem hřídele na ohyb v osách z,y s tím rozdílem, že síly F_p zatěžující hřídel na jeho obou koncích v rovině os z,y se v rovině os x,y nevyskytují, a z-ová složka síly F_R je nahrazení složkou x-ovou. (obr.48). Úloha je tedy stále 1x neurčitá a je třeba opět stanovit vazbovou deformační podmínku. Jelikož byla složitá rovnice pro výpočet deformační podmínky hřídele (79) v ose y,z počítána programem excel, je možno pro výpočet hřídele na ohyb v ose x,y snadno z rovnice zjistit počítanou stykovou sílu F_B zjištěnou z deformační podmínky $w_B = 0$ záměnou hodnoty síly $F_z = 508N$ obsažené v rovnici (79) za hodnotu síly $F_x = 1197N$ a položením hodnoty síly $F_p = 0$. Rovnice v programu excel se potom přepočítá na následující výsledek hledané stykové síly F_B vznikající při ohybu hřídele v ose x,y :

$$w_B = 0,0010946081 \cdot F_B + 0,0000592588 = 0$$

$$F_B = \frac{0,0010946081}{0000592588} = -19N \quad (87)$$

Pro zjištění stykových sil F_A , F_C dosadíme do upravených rovnic statické rovnováhy (67)-(68)

$$F_C = \frac{1197 \cdot (0,425) + 19 \cdot (0,752) + 0 \cdot (0,752)}{0,391} = 1333N \quad (67)$$

$$F_A = 2 \cdot 0 + 1197 - 19 - \left(\frac{1197 \cdot (0,425) + 19 \cdot (0,752) + 0 \cdot (0,752)}{0,391} \right) = -118N \quad (68)$$

Jelikož známe reakce v ložiscích A,B,C reprezentované silami F_A , F_B , F_C jsme schopni určit průběhy výsledných vnitřních účinků podle rovnic (69) - (78)

Vyčíslení výsledných vnitřních účinků :

I) $x_I \in \langle 0; 0,041 \rangle$

$$T_I = F_P = 919N \quad (69)$$

$$M_{AZI}(0) = -0 \cdot 0 = 0Nm \quad (70)$$

$$M_{AZI}(0,041) = -0 \cdot 0,041 = -0Nm$$

II) $x_{II} \in \langle 0; 0,327 \rangle$

$$T_{II} = F_P - F_B = 0 - 19 = -19N \quad (71)$$

$$M_{AZII}(0) = 0 \cdot (0,327 + 0,041) - 19 \cdot 0 = 0Nm \quad (72)$$

$$M_{AZII}(0,327) = 0 \cdot (0 + 0,041) - 19 \cdot 0,327 = -6,05Nm$$

III) $x_{III} \in \langle 0; 0,034 \rangle$

$$T_{III} = F_P - F_B + F_X = 0 + 19 + 1197 = 1216N \quad (73)$$

$$M_{AZIII}(0) = 0 \cdot (0 + 0,368) + 19 \cdot (0 + 0,327) - 508 \cdot 0 = -6,05Nm \quad (74)$$

$$M_{AZIII}(0,034) = 0 \cdot (0,034 + 0,368) - 19 \cdot (0,034 + 0,327) - 1197 \cdot 0,034 = -46,17Nm$$

IV) $x_{IV} \in \langle 0; 0,391 \rangle$

$$T_{IV} = F_P - F_B + F_X - F_C = 0 + 19 + 1197 - 1333 = -118N \quad (75)$$

$$M_{AYIV}(0) = 0 \cdot (0 + 402) - 19 \cdot (0 + 0,361) - 1197 \cdot (0 + 0,034) + 1333 \cdot 0 = -46,17Nm$$

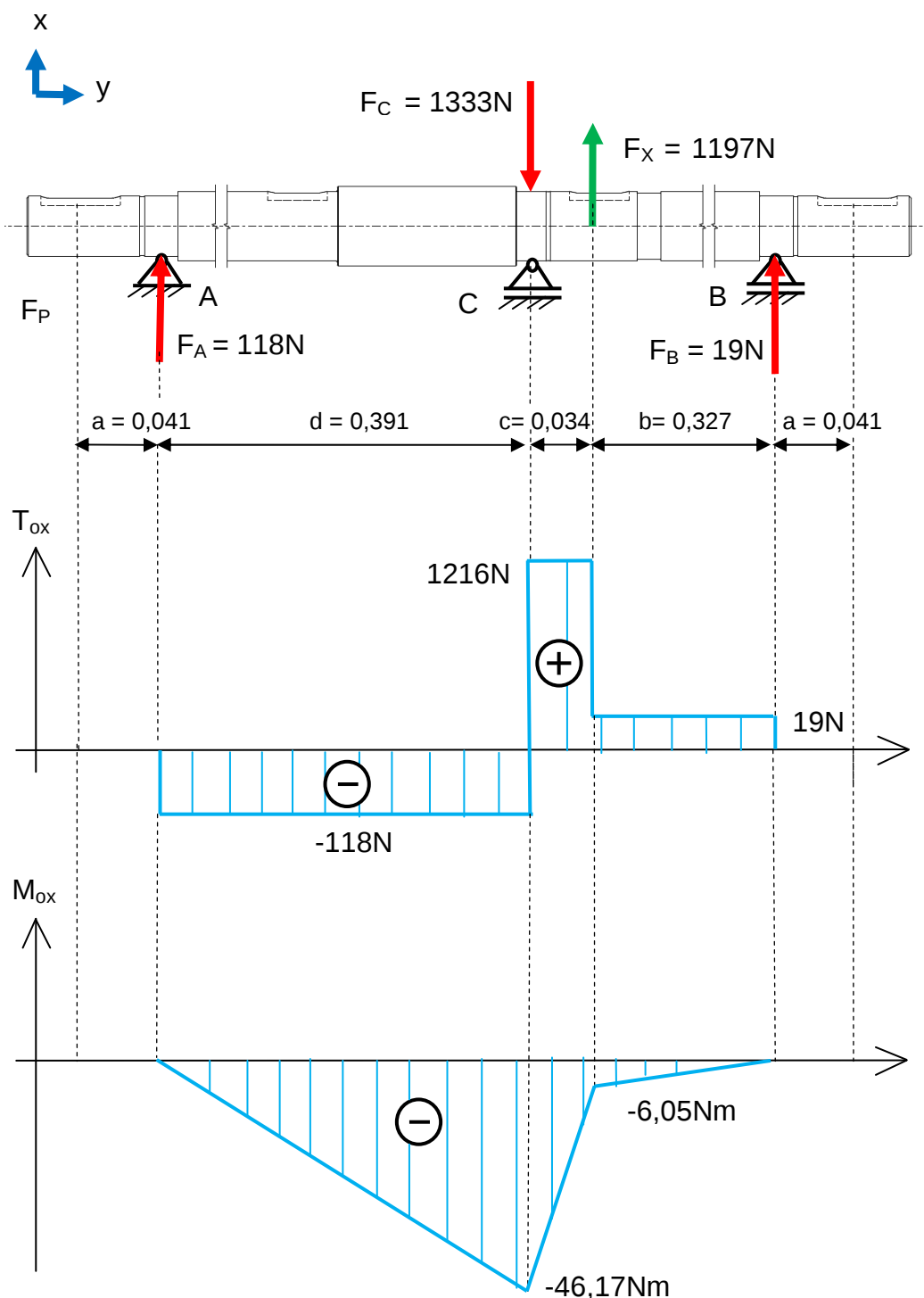
$$M_{AYIV}(0,391) = 0 \cdot (0,391 + 402) - 19 \cdot (0,391 + 0,361) - 1197 \cdot (0,391 + 0,034) + 1333 \cdot 0,391 = 0Nm \quad (76)$$

V) $x_V \in \langle 0; 0,041 \rangle$

$$T_V = F_P - F_B + F_X - F_C - F_A = 0 + 19 + 1197 - 1333 + 118 = 0N \quad (77)$$

$$M_{AYV}(0) = 0 \cdot (0 + 0,793) - 19 \cdot (0 + 0,752) - 1197 \cdot (0 + 0,425) + 1333 \cdot (0 + 0,392) - 118 \cdot 0 = 0Nm$$

$$M_{AYV}(0,041) = 0 \cdot (0,041 + 0,793) - 19 \cdot (0,041 + 0,752) - 1197 \cdot (0,041 + 0,425) + 1333 \cdot (0,041 + 0,391) - 118 \cdot 0,041 = 0Nm \quad (78)$$

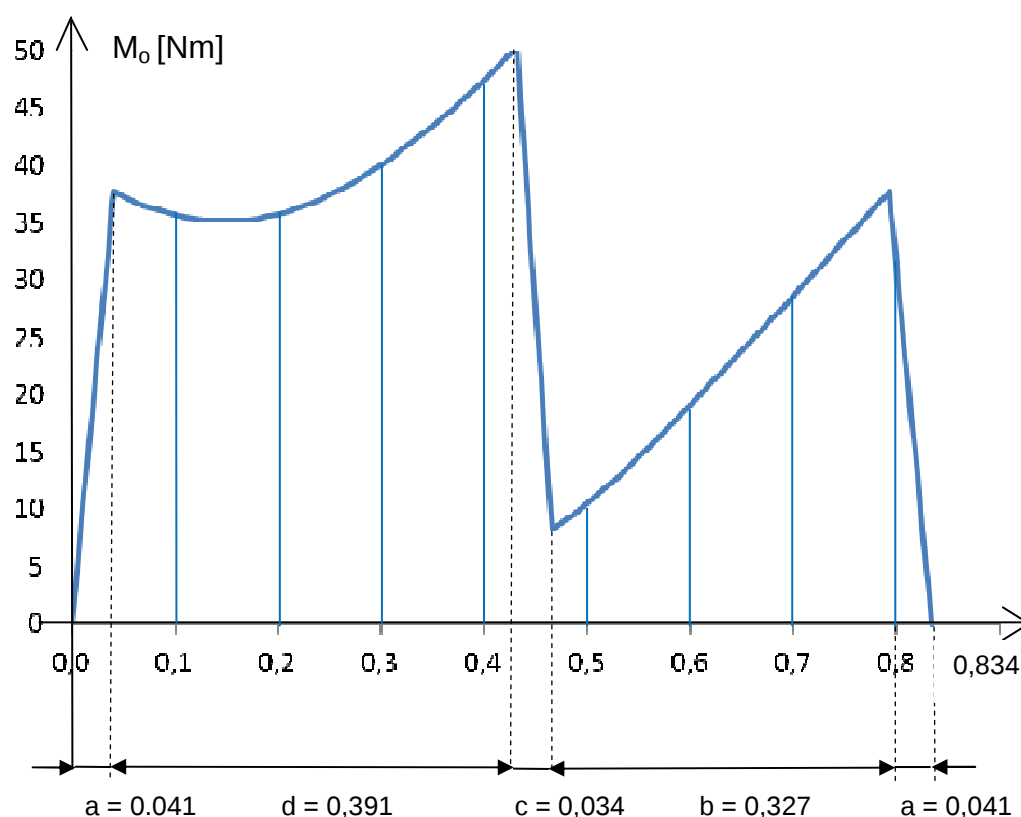
Průběhy výsledných vnitřních účinků v ose x,y

obr.49 Výsledné vnitřní účinky v ose x,y

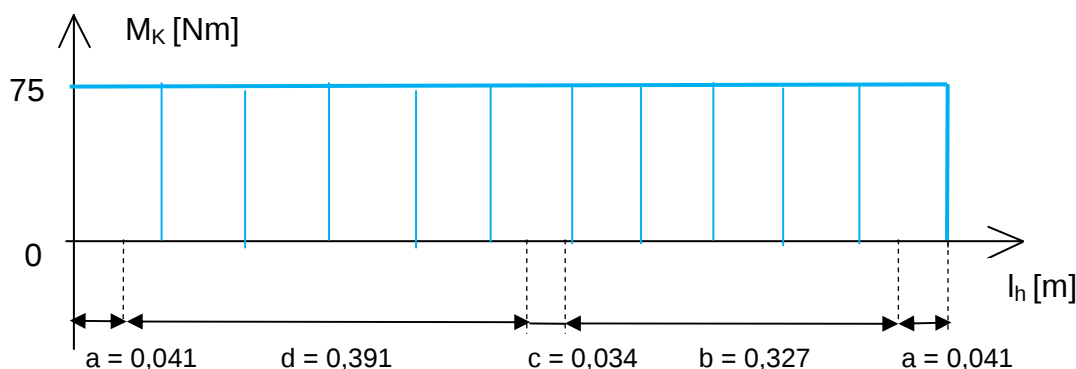
Podle rovnice vektorového součtu ohybových momentů (61) v rovině os y,z a v rovině os x,y můžeme určit velikost prostorového ohybového momentu M_o v libovolném místě na hřídeli. Abychom dostali průběh velikosti ohybového momentu M_o při maximální akceleraci motokáry použijeme k tomu opět aplikaci MS excel. Nejprve v

DIPLOMOVÁ PRÁCE

excelu vyjádříme rovnice známých lineárních průběhů ohybových momentů M_{oz} , M_{ox} (obr.47, 49) ve tvaru $y(x) = kx + q$ v jednotlivých intervalech na hřídeli (a,b,c,d,a) pomocí funkce aplikace excel "zobrazit rovnici regrese". Pro vybrané body na hřídeli určíme v aplikaci excel podle rovnice $y(x) = kx + q$ hodnoty ohybových momentů M_{oz} , M_{ox} z nichž poté vypočítáme podle rovnice vektorového součtu momentů (61) velikost ohybového momentu M_o . Rozestup mezi body na hřídeli na nichž určíme velikost ohybového momentu M_o volím 5mm. Na hřídeli tak bude 98 míst se známou hodnotou velikosti ohybového momentu M_o z nichž vykreslíme průběh znázorněný na (obr. 50)



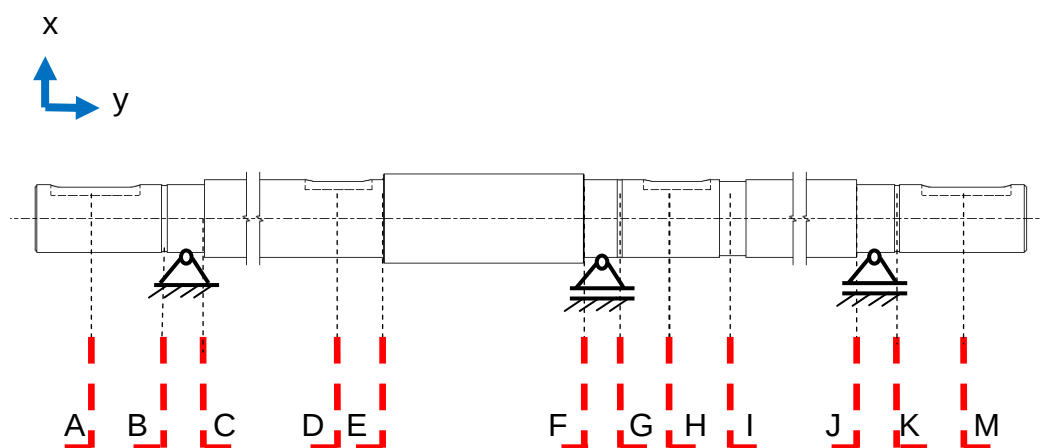
obr.50 Průběh velikosti ohybového momentu M_o



obr.51 Průběh krouťícího momentu M_k

Stanovení nebezpečných průřezů

Abychom mohli určit bezpečnost k_e , s jakou lze hřídel provozovat je třeba najít nejvyšší hodnotu redukovaného napětí σ_{red} , která se bude na hřídeli vyskytovat. Je tedy třeba prověřit vzhledem k známému průběhu ohybového a krouticího momentu, především ty místa na hřídeli, kde se průřez hřídele mění, čímž vzniká koncentrace napětí. Místa na hřídeli u nichž se skokově mění průřez jsou označeny jako průřezy A až I podle obr.52. Průřezy J - L shodné s průřezy A - C zatěžuje stejný ohybový a krouticí moment a proto není nutné je kontrolovat, protože hodnoty maximálních napětí v těchto průřezích budou stejné.



obr.52 Nebezpečné průřezy hřídele

Stanovení tvarových součinitelů α

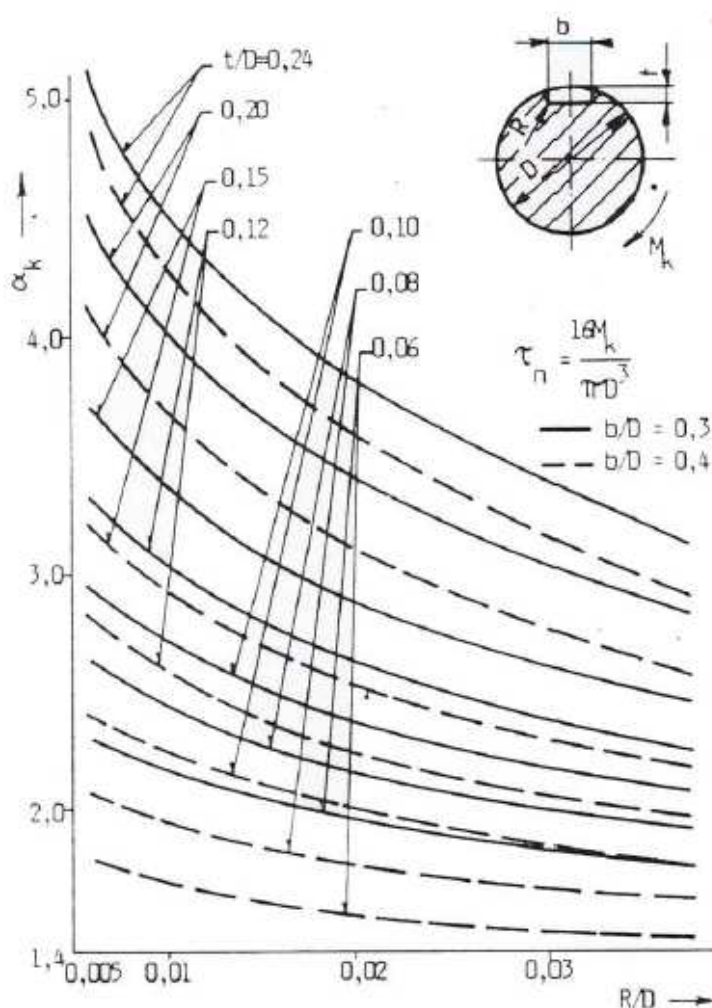
Koncentraci napětí popisuje tvarový součinitel α který je třeba určit zvlášť pro ohybové a zvlášť pro smykové napětí. Hodnoty tvarových součinitelů a způsob jakým se počítají se liší podle druhu změny průřezu na :

- tvarový součinitel pro drážku pro pero
- tvarový součinitel pro vrub (zápich)
- tvarový součinitel pro odsazení (náhlá změna průměru)

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Stanovení tvarových součinitelů pro drážku pro pero

Tvarový součinitel drážky pro pero při namáhání krutem α_k určíme odečtením z grafu z obr. 53, poté co vypočítáme koeficienty R/D , b/D a t/D .



obr.53. [7] Tvarový součinitel pro drážku pro pero na hřídele

Průřez A

$$\frac{R}{D} = \frac{0,6}{30} = 0,02 ; \frac{t}{D} = \frac{4,7}{30} = 0,156 ; \frac{b}{D} = \frac{10}{30} = 0,33 \Rightarrow \alpha_{kA} = 2,6 \quad (88)$$

Průřez D,H

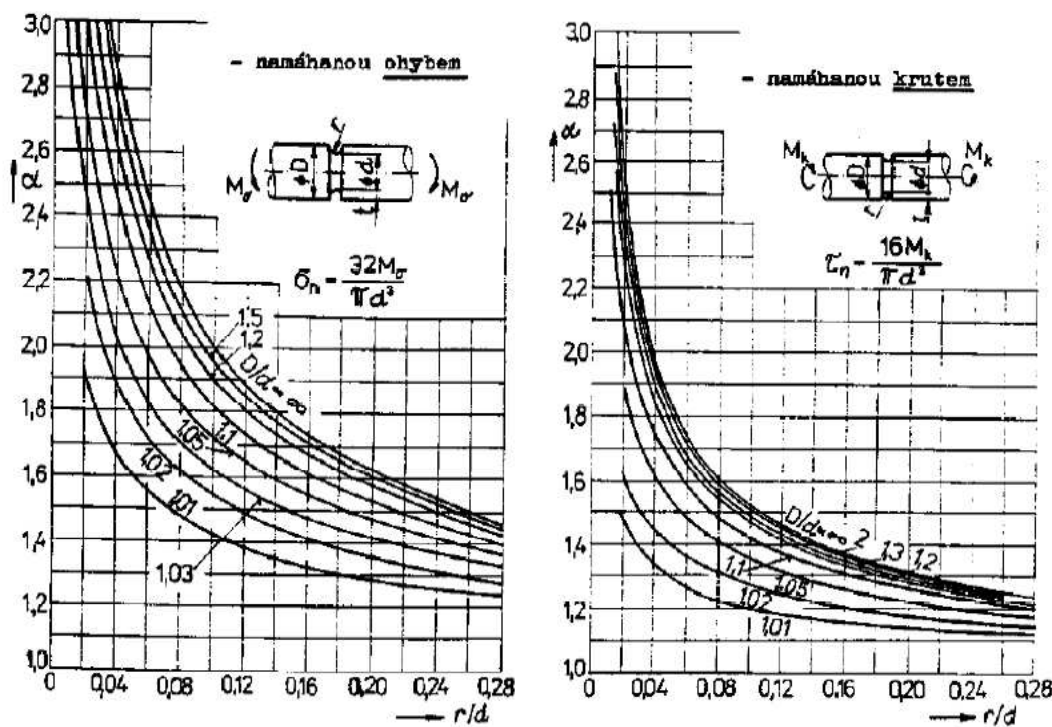
$$\frac{R}{D} = \frac{0,6}{35} = 0,017 ; \frac{t}{D} = \frac{4,7}{35} = 0,134 ; \frac{b}{D} = \frac{10}{35} = 0,28 \Rightarrow \alpha_{kA} = 2,4 \quad (89)$$

Tvarový součinitel drážky pro pero při namáhání ohybem α_o se určí jen přibližně podle materiálu hřídele. Pro materiál s mezí pevnosti $R_m = 700 \text{ Mpa}$ je tvarový součinitel drážky $\alpha_o = 2$. S touto hodnotou α_o budeme počítat.

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Stanovení tvarových součinitelů pro zápich

Tvarový součinitel drážky pro zápich při namáhání krutem α_k a při namáhání ohybem α_o určíme odečtením z grafu z obr.54, poté co vypočítáme koeficienty r/d a D/d .



obr.54. [7] Tvarový součinitel pro zápich na hřídele

Průřez B

$$\frac{r}{d} = \frac{2,5}{29,4} = 0,08 ; \frac{D}{d} = \frac{30}{29,4} = 1,02, \Rightarrow \alpha_{kB} = 1,3, \alpha_{oB} = 1,6 \quad (90)$$

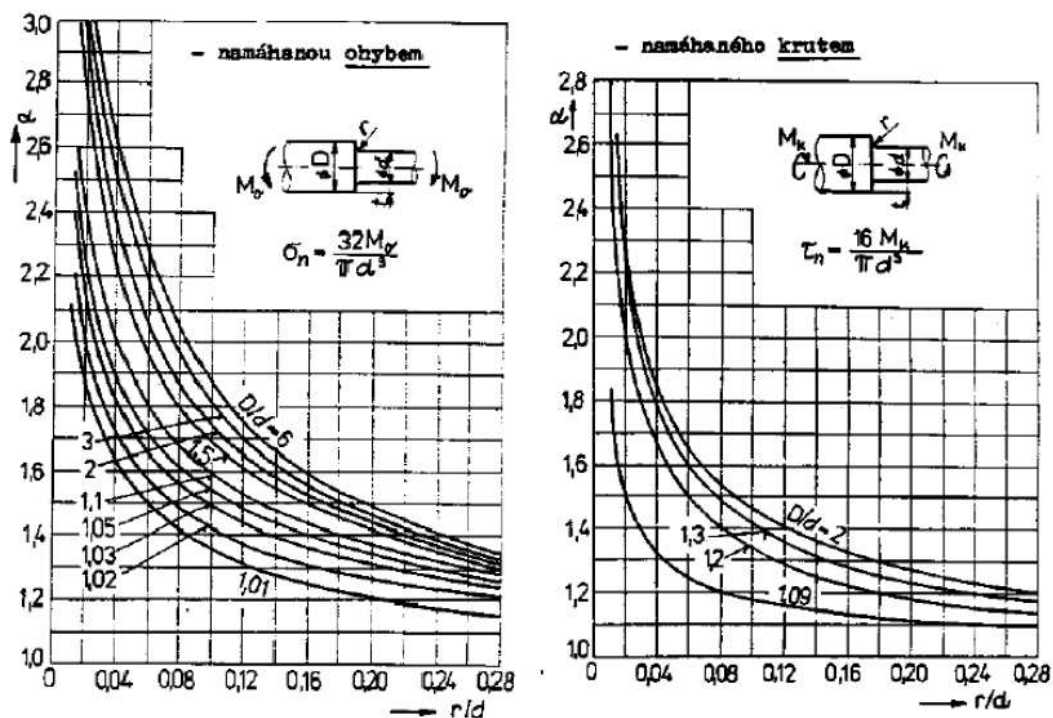
Průřez G

$$\frac{r}{d} = \frac{2,5}{34,4} = 0,07 ; \frac{D}{d} = \frac{35}{34,4} = 1,02, \Rightarrow \alpha_{kB} = 1,35, \alpha_{kB} = 1,65 \quad (91)$$

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Stanovení tvarových součinitelů odsazení

Tvarový součinitel pro odsazení při namáhání krutem α_k a při namáhání ohybem α_o určíme odečtením z grafu z obr.55, poté co vypočítáme koeficienty r/d a D/d .



obr.55. [7] Tvarový součinitel pro odsazení na hřídeli

Průřez C

$$\frac{r}{d} = \frac{1}{30} = 0,033 ; \frac{D}{d} = \frac{35}{30} = 1,17, \Rightarrow \alpha_{kc} = 1,7, \alpha_{oc} = 2,1 \quad (92)$$

Průřez E,F

$$\frac{R}{d} = \frac{1}{35} = 0,029 ; \frac{D}{d} = \frac{40}{35} = 1,14, \Rightarrow \alpha_{ke} = 1,55, \alpha_{oe} = 2,3 \quad (93)$$

Průřez I

$$\frac{R}{d} = \frac{1}{33} = 0,030 ; \frac{D}{d} = \frac{35}{33} = 1,06, \Rightarrow \alpha_{ki} = 1,35, \alpha_{oi} = 1,95 \quad (94)$$

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Výpočet napětí v jednotlivých průřezích:***ŘEŠENÍ PRŮŘEZU A***

průměr kruhového průřezu $D_1 = 30mm$

Napětí v krutu

$$\tau_k^A = \frac{M_K}{J_{p2}} \cdot \frac{D_1}{2} = \frac{75}{7,2200 \cdot 10^{-8}} \cdot \frac{0,03}{2} = 15,58Mpa \quad (95)$$

Napětí v ohybu

$$\sigma_o^A = \frac{M_o^A}{J_{xz2}} \cdot \frac{D_1}{2} = \frac{-18,38}{3,2780 \cdot 10^{-8}} \cdot \frac{0,03}{2} = -8,40Mpa \quad (96)$$

Redukované napětí

$$\sigma_{red}^A = \sqrt{(\sigma_o^A \cdot \alpha_{oA})^2 + 3(\tau_k^A \cdot \alpha_{kA})^2} = \sqrt{(-8,4 \cdot 2)^2 + 3 \cdot (15,58 \cdot 2,6)^2} = 72,15MPa \quad (97)$$

ŘEŠENÍ PRŮŘEZU B

průměr kruhového průřezu $D_2 = 29,4mm$

Napětí v krutu

$$\tau_k^B = \frac{M_K}{J_{p3}} \cdot \frac{D_2}{2} = \frac{75}{7,3348 \cdot 10^{-8}} \cdot \frac{0,0294}{2} = 15,03Mpa \quad (98)$$

Napětí v ohybu

$$\sigma_o^B = \frac{M_o^B}{J_{xz3}} \cdot \frac{D_2}{2} = \frac{-29,6}{3,6674 \cdot 10^{-8}} \cdot \frac{0,0294}{2} = -11,86Mpa \quad (99)$$

Redukované napětí

$$\sigma_{red}^B = \sqrt{(\sigma_o^B \cdot \alpha_{oB})^2 + 3(\tau_k^B \cdot \alpha_{kB})^2} = \sqrt{(-11,86 \cdot 1,6)^2 + 3 \cdot (15,03 \cdot 1,3)^2} = 38,80MPa \quad (100)$$

DIPLOMOVÁ PRÁCE

ŘEŠENÍ PRŮŘEZU Cprůměr kruhového průřezu $D_1 = 30mm$

Napětí v krutu

$$\tau_k^C = \frac{M_K}{J_{P1}} \cdot \frac{D_1}{2} = \frac{75}{7,9522 \cdot 10^{-8}} \cdot \frac{0,03}{2} = 14,15Mpa \quad (101)$$

Napětí v ohybu

$$\sigma_o^C = \frac{M_o^C}{J_{xz1}} \cdot \frac{D_1}{2} = \frac{-37,68}{3,9761 \cdot 10^{-8}} \cdot \frac{0,03}{2} = -14,21Mpa \quad (102)$$

Redukované napětí

$$\sigma_{red}^C = \sqrt{(\sigma_o^C \cdot \alpha_{oC})^2 + 3(\tau_k^C \cdot \alpha_{kC})^2} = \sqrt{(-14,21 \cdot 2,1)^2 + 3 \cdot (14,15 \cdot 1,7)^2} = 51,24MPa \quad (103)$$

ŘEŠENÍ PRŮŘEZU Dprůměr kruhového průřezu $D_3 = 35mm$

Napětí v krutu

$$\tau_k^D = \frac{M_K}{J_{P6}} \cdot \frac{D_3}{2} = \frac{75}{1,3684 \cdot 10^{-7}} \cdot \frac{0,035}{2} = 9,59Mpa \quad (104)$$

Napětí v ohybu

$$\sigma_o^D = \frac{M_o^D}{J_{xz6}} \cdot \frac{D_3}{2} = \frac{-41,95}{7,3575 \cdot 10^{-8}} \cdot \frac{0,035}{2} = -9,98Mpa \quad (105)$$

Redukované napětí

$$\sigma_{red}^D = \sqrt{(\sigma_o^D \cdot \alpha_{oD})^2 + 3(\tau_k^D \cdot \alpha_{kD})^2} = \sqrt{(-9,98 \cdot 2)^2 + 3 \cdot (9,59 \cdot 2,4)^2} = 44,59MPa \quad (106)$$

ŘEŠENÍ PRŮŘEZU Eprůměr kruhového průřezu $D_3 = 35mm$

Napětí v krutu

$$\tau_k^E = \frac{M_K}{J_{P4}} \cdot \frac{D_3}{2} = \frac{75}{1,4732 \cdot 10^{-7}} \cdot \frac{0,035}{2} = 8,91Mpa \quad (107)$$

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Napětí v ohybu

$$\sigma_o^E = \frac{M_o^E}{J_{xz4}} \cdot \frac{D_3}{2} = \frac{-42,33}{7,33662 \cdot 10^{-8}} \cdot \frac{0,035}{2} = -10,05 \text{ Mpa} \quad (108)$$

Redukované napětí

$$\sigma_{red}^E = \sqrt{(\sigma_o^E \cdot \alpha_{oE})^2 + 3(\tau_k^E \cdot \alpha_{kE})^2} = \sqrt{(-10,05 \cdot 2,3)^2 + 3 \cdot (8,91 \cdot 1,55)^2} = 33,28 \text{ MPa} \quad (109)$$

ŘEŠENÍ ŘEZU F

průměr kruhového průřezu $D_3 = 35 \text{ mm}$

Napětí v krutu

$$\tau_k^E = \tau_k^F = \frac{M_K}{J_{P4}} \cdot \frac{D_3}{2} = \frac{75}{1,4732 \cdot 10^{-7}} \cdot \frac{0,035}{2} = 8,91 \text{ Mpa} \quad (110)$$

Napětí v ohybu

$$\sigma_o^F = \frac{M_o^F}{J_{xz4}} \cdot \frac{D_3}{2} = \frac{-49,5}{7,33662 \cdot 10^{-8}} \cdot \frac{0,035}{2} = -11,78 \text{ Mpa} \quad (111)$$

Redukované napětí

$$\sigma_{red}^F = \sqrt{(\sigma_o^F \cdot \alpha_{oE})^2 + 3(\tau_k^F \cdot \alpha_{kE})^2} = \sqrt{(-11,78 \cdot 2,3)^2 + 3 \cdot (8,91 \cdot 1,55)^2} = 39,91 \text{ MPa} \quad (112)$$

ŘEŠENÍ PRŮŘEZU G

průměr kruhového průřezu $D_4 = 34,4 \text{ mm}$

Napětí v krutu

$$\tau_k^G = \frac{M_K}{J_{P7}} \cdot \frac{D_4}{2} = \frac{75}{1,3748 \cdot 10^{-8}} \cdot \frac{0,0344}{2} = 9,38 \text{ Mpa} \quad (113)$$

Napětí v ohybu

$$\sigma_o^G = \frac{M_o^G}{J_{xz7}} \cdot \frac{D_4}{2} = \frac{-39,75}{6,8739 \cdot 10^{-8}} \cdot \frac{0,0344}{2} = -9,95 \text{ Mpa} \quad (114)$$

Redukované napětí

$$\sigma_{red}^G = \sqrt{(\sigma_o^G \cdot \alpha_{oG})^2 + 3(\tau_k^G \cdot \alpha_{kG})^2} = \sqrt{(-9,95 \cdot 1,65)^2 + 3 \cdot (9,38 \cdot 1,35)^2} = 29,99 \text{ MPa} \quad (115)$$

DIPLOMOVÁ PRÁCE

ŘEŠENÍ PRŮŘEZU H

průměr kruhového průřezu $D_3 = 35mm$

Napětí v krutu

$$\tau_k^D = \tau_k^H = \frac{M_K}{J_{P6}} \cdot \frac{D_3}{2} = \frac{75}{1,3684 \cdot 10^{-7}} \cdot \frac{0,035}{2} = 9,59Mpa \quad (116)$$

Napětí v ohybu

$$\sigma_o^D = \frac{M_o^D}{J_{xz6}} \cdot \frac{D_3}{2} = \frac{-21,38}{7,3575 \cdot 10^{-8}} \cdot \frac{0,035}{2} = -5,08Mpa \quad (117)$$

Redukované napětí

$$\sigma_{red}^h = \sqrt{(\sigma_o^h \cdot \alpha_{oD})^2 + 3(\tau_k^H \cdot \alpha_{kD})^2} = \sqrt{(-5,08 \cdot 2)^2 + 3 \cdot (9,59 \cdot 2,4)^2} = 40,53MPa \quad (118)$$

ŘEŠENÍ PRŮŘEZU I

průměr kruhového průřezu $D_5 = 33mm$

Napětí v krutu

$$\tau_k^I = \tau_k^I = \frac{M_K}{J_{P5}} \cdot \frac{D_5}{2} = \frac{75}{1,1643 \cdot 10^{-7}} \cdot \frac{0,033}{2} = 10,63Mpa \quad (119)$$

Napětí v ohybu

$$\sigma_o^I = \frac{M_o^I}{J_{xz5}} \cdot \frac{D_5}{2} = \frac{-10,09}{5,8214 \cdot 10^{-8}} \cdot \frac{0,033}{2} = -2,86Mpa \quad (120)$$

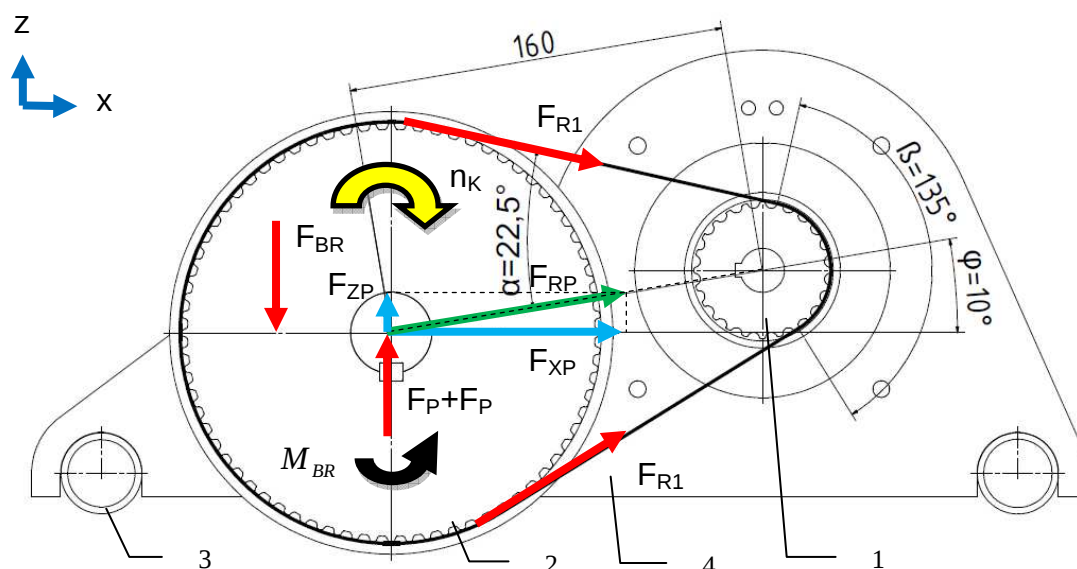
Redukované napětí

$$\sigma_{red}^I = \sqrt{(\sigma_o^I \cdot \alpha_{oI})^2 + 3(\tau_k^I \cdot \alpha_{kI})^2} = \sqrt{(-2,86 \cdot 1,95)^2 + 3 \cdot (10,63 \cdot 1,35)^2} = 25,47MPa \quad (121)$$

Nejvyšší hodnota redukovaného napětí σ_{red} při maximální akceleraci motokáry a_b vychází pro průřez A (M) a má hodnotu $\sigma_{red}^A = 72,15Mpa$. Hodnotu koeficientu statické bezpečnosti k_e hřídele určíme až po stanovení maximální hodnoty redukovaného napětí při deceleraci motokáry a podle nejvyšší hodnoty vybereme i odpovídající materiál hřídele.

7.1.2 Zatížení hnaného hřídele při deceleraci motokáry

Zatížení hnaného hřídele při akceleraci motokáry a maximální napětí, která při ní na určených kritických místech hřídele vznikají už známe. Nyní je třeba určit jaká maximální napětí a kde se budou na hřídeli vyskytovat při brzdění motokáry maximálním brzděným zpomalením a_B . Při deceleraci motokáry se k silám F_p zatěžujícím hřídel tíhou motokáry přidává zatížení vyvolané brzděním hydraulickou zadní brzdou. Po sešlápnutí brzdového pedálu dojde ke styku brzdových čelistí a brzdového kotouče což má za následek namáhání hřídele kombinací brzděného krouticí momentu M_{BR} a ohybového moment M_{OB} vyvolaného silou F_{BR} (viz.obr.37). Jelikož při brzdění motokáry stále působí předpětí v ozubeném řemeni, je třeba s ním ve výsledném ohybovém momentu počítat. Ohybový moment, který je vyvozen předpětím v ozubeném řemeni a charakterizován silou F_{RP} , však není v jedné ose s brzdou silou F_{BR} a se silami F_p zatěžujícími hřídel od tíhy motokáry. Je tedy třeba nejprve sílu F_{RP} rozložit na složku F_{ZP} a F_{XP} (obr.56).



obr.56 Upořádání ozubených řemenic motokáry a působení sil při brzdění ozubeného řemene na hnanou zadní hřídel

1) Hnací řemenice, 2) Hnaná řemenice, 3) Rám motokáry, 4) Držák motoru

Výpočet síly F_{RP} jež zatěžuje hnaný hřídel od předpětí v řemeni:

$$F_{RP} = \cos \alpha \cdot (F_{R1} + F_{R1}) = \cos 22,5^\circ \cdot (2 \cdot 272) = 502 \text{ N} \quad (122)$$

Výpočet složek F_{XP} , F_{ZP} síly F_{RP}

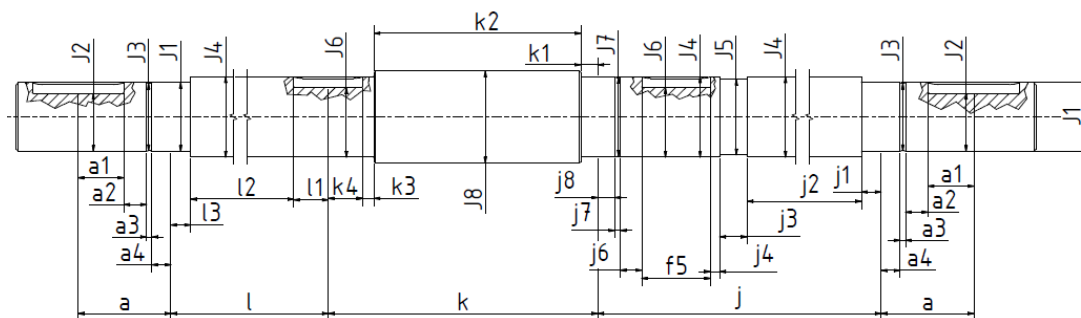
$$F_{XP} = \cos \varphi \cdot F_{RP} = \cos 10^\circ \cdot (502) = 494 \text{ N} \quad (123)$$

$$F_{ZP} = \sin \varphi \cdot F_{RP} = \sin 10^\circ \cdot (502) = 87 \text{ N} \quad (124)$$

Účinky síly F_{ZP} je možno vzhledem k její zanedbatelné velikosti pominout.

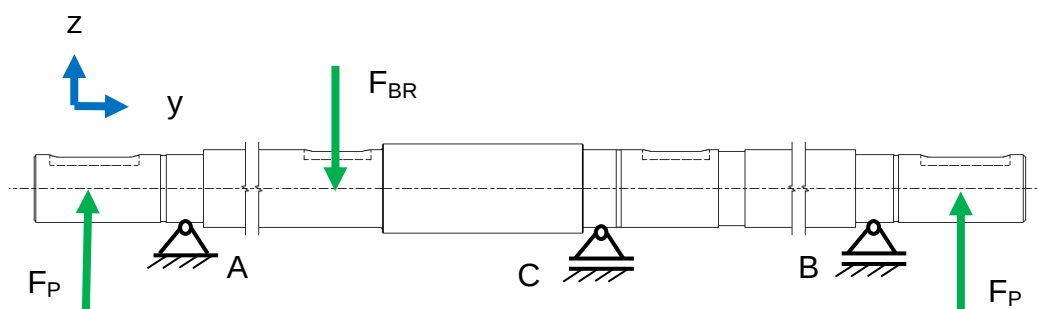
DIPLOMOVÁ PRÁCE

Ze sily F_{BR} a sil F_P se zvlášť stanoví průběh ohybového momentu M_{oz} ve směru osy z a ze sily F_{XP} se stanoví průběh ohybového momentu M_{ox} ve směru osy x. Jedná se opět o tzv. prostorový ohyb. Počítáme analogicky jako v kapitole 7.1.1



obr.57 Zobrazení jednotlivých průřezů hřídele J1 - J8 a délky na nichž se na hřídeli vyskytují pro počítání varianty zatížení hřídele při brzdění.

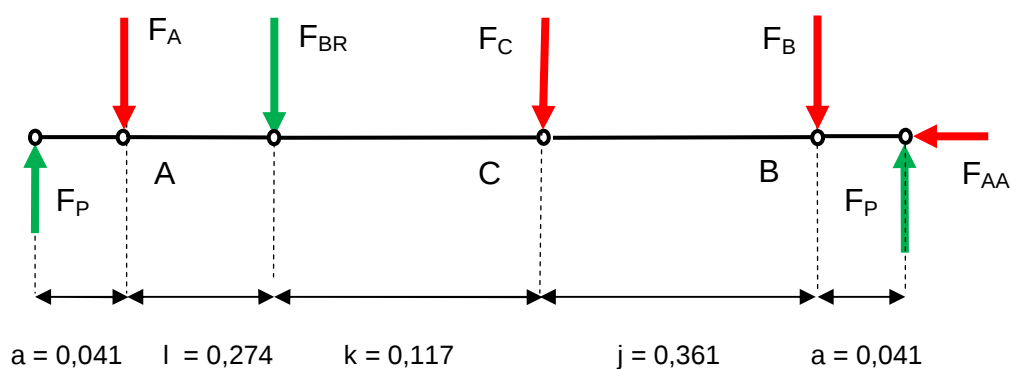
Výpočet hřídele na ohyb v ose y, z



obr.58 Rozmístění sil působícího na hnáný hřídel ve směru osy z a y

Abychom mohli určit průběh ohybového momentu M_{oz} na hřídeli ve vyvolané silami F_P , F_{BR} v ose y,z je třeba nejdříve zjistit reakci v podporách - ložiscích A,B,C.

Úplné uvolnění



obr.59 Úplné uvolnění ve směru osy y a z

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Statický rozbor

počet neznámých nezávislých parametrů : $\mu = 4 \{F_A, F_B, F_C, F_{AA}\}$

počet nezávislých rovnic stat. rovnováhy : $\nu = 3$ (obecná rovinná silová soustava)

Určení stupně statické neurčitosti :

$$s = \mu - \nu = 4 - 3 = 1 \Rightarrow \text{úloha je 1 x staticky neurčitá} \quad (125)$$

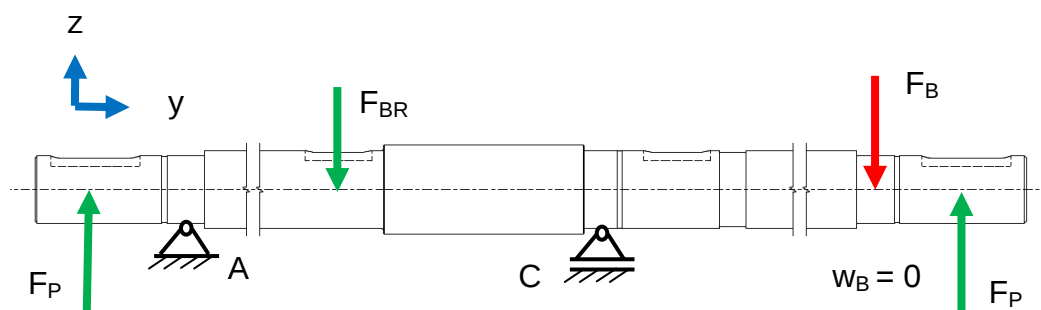
Použitelné podmínky statické rovnováhy

$$\Sigma F_x = 0, F_{AA} = 0$$

$$\Sigma F_{ZY} = 2F_P - F_A - F_{BR} - F_C - F_B = 0 \quad (126)$$

$$\Sigma M_{AY} = -F_P \cdot a - F_{BR} \cdot l - F_C \cdot (k+l) - F_B \cdot (j+k+l) + F_P \cdot (a+j+k+l) = 0 \quad (127)$$

Vzhledem ke skutečnosti že je soustava 1 x staticky neurčitá, je třeba zavést deformační vazbovou podmínku. Deformační vazbová podmínka označuje rovnici, určující velikost deformačního parametru omezeného vazbou tělesa. Tato rovnice je tedy chybějící rovnice pro dopočítání stykových sil ve vazbách A,B,C. Jako deformační parametr je zvolen průhyb hřídele w_B ve vazbě B, $w_B = 0$ (obr.60). Stykovou sílu F_B vyřešíme castigliánovou větou pomocí této deformační podmínky.



obr.60 Vazbová deformační podmínka $w_B = 0$

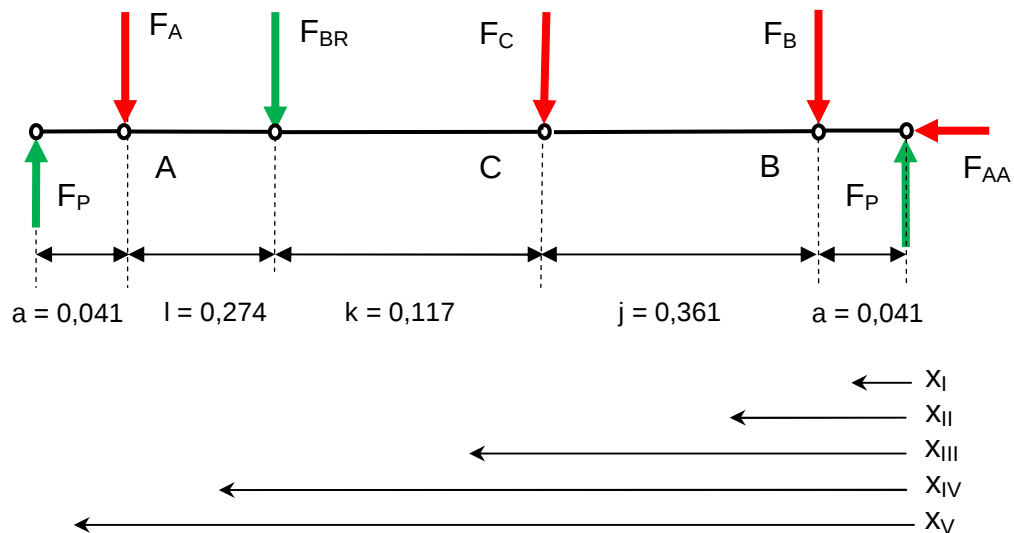
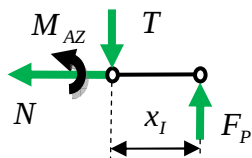
Z podmínek statické rovnováhy vyjádříme síly F_A a F_C jako funkce neznáme stykové síly F_B podle které bude počítána vazbová deformační podmínka $w_B = 0$.

$$\Sigma M_{AY} = -F_P \cdot a - F_{BR} \cdot l - F_C \cdot (k+l) - F_B \cdot (j+k+l) + F_P \cdot (a+j+k+l) = 0$$

$$F_C = \frac{-F_{BR} \cdot l - F_B \cdot (j+k+l) + F_P \cdot (j+k+l)}{k+l} = 0 \quad (128)$$

$$\Sigma F_{ZY} = 2F_P - F_A - F_{BR} - F_C - F_B = 0$$

$$F_A = 2F_P - F_{BR} - F_B + \left(\frac{F_{BR} \cdot l + F_B \cdot (j+k+l) - F_P \cdot (j+k+l)}{k+l} \right) \quad (129)$$

Definování výsledných vnitřních účinků:obr.61 Vymezení intervalů x_I až x_V pro stanovení výsledných vnitřních účinkůI) $x_I \in \langle 0, a \rangle$ 

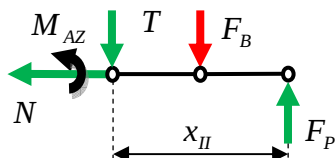
$$N_I(x_I) = 0$$

$$T_I(x_I) = F_P$$

(130)

$$M_{AZI}(x_I) = -F_P \cdot x_I$$

(131)

II) $x_{II} \in \langle 0, j \rangle$ 

$$N_{II}(x_{II}) = 0$$

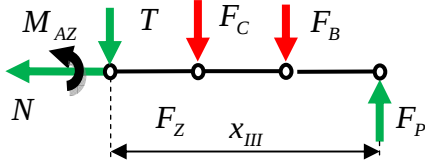
$$T_{II}(x_{II}) = F_P - F_B$$

(132)

$$M_{AZII}(x_{II}) = -F_P \cdot (x_{II} + a) + F_B \cdot x_{II}$$

(133)

DIPLOMOVÁ PRÁCE

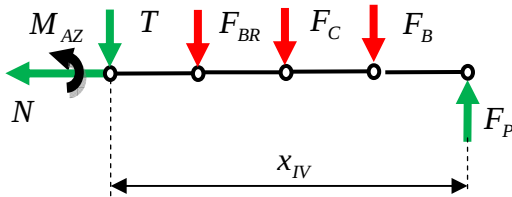
III) $x_{III} \in \langle 0, k \rangle$ 

$$N_{III}(x_{III}) = 0$$

$$T_{III}(x_{III}) = F_P - F_B - F_C \quad (134)$$

$$M_{AZIII}(x_{III}) = -F_P \cdot (x_{III} + a + j) + F_B \cdot (x_{III} + j) + F_C \cdot x_{III} \quad (135)$$

$$M_{AZIII}(x_{III}) = -F_P \cdot (x_{III} + a + j) + F_B \cdot (x_{III} + j) - \left(\frac{F_{BR} \cdot l + F_B \cdot (j + k + l) - F_P \cdot (j + k + l)}{k + l} \right) \cdot x_{III}$$

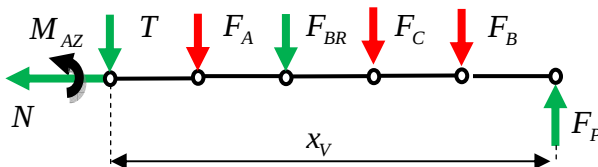
IV) $x_{IV} \in \langle 0, l \rangle$ 

$$N_{IV}(x_{IV}) = 0$$

$$T_{IV}(x_{IV}) = F_P - F_B - F_C - F_{BR} \quad (136)$$

$$M_{AZIV}(x_{IV}) = -F_P \cdot (x_{IV} + a + j + k) + F_B \cdot (x_{IV} + j + k) + F_C \cdot (x_{IV} + k) + F_{BR} \cdot x_{IV}$$

$$M_{AZIV}(x_{IV}) = -F_P \cdot (x_{IV} + a + j + k) + F_B \cdot (x_{IV} + j + k) - \left(\frac{F_{BR} \cdot l + F_B \cdot (j + k + l) - F_P \cdot (j + k + l)}{k + l} \right) \cdot (x_{IV} + k) + F_{BR} \cdot x_{IV} \quad (137)$$

V) $x_V \in \langle 0, a \rangle$ 

$$N_V(x_V) = 0$$

$$T_V(x_V) = F_P - F_B - F_C - F_{BR} - F_A \quad (138)$$

$$M_{AZV}(x_V) = -F_P \cdot (x_V + a + j + k + l) + F_B \cdot (x_V + j + k + l) + F_C \cdot (x_V + k + l) + F_{BR} \cdot (x_V + l) + F_A \cdot x_V \quad (139)$$

$$M_{AZV}(x_V) = -F_P \cdot (x_V + a + j + k + l) + F_B \cdot (x_V + j + k + l) + F_{BR} \cdot (x_V + l)$$

DIPLOMOVÁ PRÁCE

$$-\left(\frac{F_{BR} \cdot l + F_B \cdot (j+k+l) - F_P \cdot (j+k+l)}{k+l}\right) \cdot (x_V + k+l) \\ + \left(2F_P - F_{BR} - F_B + \left(\frac{F_{BR} \cdot l + F_B \cdot (j+k+l) - F_P \cdot (j+k+l)}{k+l}\right)\right) \cdot x_V$$

Stanovení deformační podmínky:

$$w_B = \sum_0^l \frac{M_{AY}}{EJ} \cdot \frac{\partial M_{AY}}{\partial F_B} dx = 0 \quad (140)$$

$$w_B = \sum \left[\left(\int_0^a \frac{M_{AZI}}{EJ} \cdot \frac{\partial M_{AZI}}{\partial F_B} \right) + \left(\int_0^j \frac{M_{AZII}}{EJ} \cdot \frac{\partial M_{AZII}}{\partial F_B} \right) + \left(\int_0^k \frac{M_{AZIII}}{EJ} \cdot \frac{\partial M_{AZIII}}{\partial F_B} \right) \right. \\ \left. + \left(\int_0^l \frac{M_{AZIV}}{EJ_1} \cdot \frac{\partial M_{AZIV}}{\partial F_B} \right) + \left(\int_0^a \frac{M_{AZV}}{EJ_1} \cdot \frac{\partial M_{AZV}}{\partial F_B} \right) \right] dx = 0$$

Abychom mohli vyjádřit deformační podmínku zderivujeme momenty M_{OAI} až M_{OAV} podle síly F_B

$$\frac{\partial M_{AZI}}{\partial F_B} = 0, \quad \frac{\partial M_{AZII}}{\partial F_B} = x_{II} \quad (141,142)$$

$$\frac{\partial M_{AZIII}}{\partial F_B} = x_{III} + j - x_{III} \cdot \left(\frac{j+k+l}{k+l} \right) = x_{III} \cdot \left(1 - \frac{j+k+l}{k+l} \right) + j = x_{III} \cdot q_3 + j \quad (143)$$

$$\frac{\partial M_{AZIV}}{\partial F_B} = x_{IV} + j + k - x_{IV} \cdot \left(\frac{j+k+l}{k+l} \right) - k \cdot \left(\frac{j+k+l}{k+l} \right) \quad (144,145) \\ = x_{IV} \cdot \left(1 - \frac{j+k+l}{k+l} \right) + j + k - k \cdot \left(\frac{j+k+l}{k+l} \right) = x_{IV} \cdot q_3 + q_4$$

$$\frac{\partial M_{AZV}}{\partial F_B} = x_V + j + k + l - x_V \cdot \left(\frac{j+k+l}{k+l} \right) - (k+l) \cdot \left(\frac{j+k+l}{k+l} \right) - x_V + x_V \cdot \left(\frac{j+k+l}{k+l} \right) = 0$$

Vyjádření deformační podmínky:

$$w_B = \int_0^{j1} \left[\left(\frac{-F_P \cdot (x_{II} + a) + F_B \cdot x_{II}}{E \cdot J_1} \right) \cdot x_{II} \right] dx + \int_0^{j2+j4} \left[\left(\frac{-F_P \cdot (x_{II} + a) + F_B \cdot x_{II}}{E \cdot J_4} \right) \cdot x_{II} \right] dx + \\ \int_0^{j3} \left[\left(\frac{-F_P \cdot (x_{II} + a) + F_B \cdot x_{II}}{E \cdot J_5} \right) \cdot x_{II} \right] dx + \int_0^{j5} \left[\left(\frac{-F_P \cdot (x_{II} + a) + F_B \cdot x_{II}}{E \cdot J_6} \right) \cdot x_{II} \right] dx + \\ \int_0^{j6+j8} \left[\left(\frac{-F_P \cdot (x_{II} + a) + F_B \cdot x_{II}}{E \cdot J_4} \right) \cdot x_{II} \right] dx + \int_0^{j7} \left[\left(\frac{-F_P \cdot (x_{II} + a) + F_B \cdot x_{II}}{E \cdot J_7} \right) \cdot x_{II} \right] dx + \\ \int_0^{k1+k3} \left[\left(\frac{-F_P \cdot (x_{III} + a + j) + F_B \cdot (x_{III} + j)}{E \cdot J_4} \right) \right] dx \quad (140)$$

DIPLOMOVÁ PRÁCE

$$\begin{aligned}
& \left. \frac{-[x_{III}/(k+l)] \cdot [F_{BR} \cdot l + F_B \cdot (j+k+l) - F_P \cdot (j+k+l)]}{E \cdot J_4} \right) \cdot (x_{III} \cdot q_3 + j) \Big] dx + \\
& \int_0^{k2} \left[\left(\frac{-F_P \cdot (x_{III} + a + j) + F_B \cdot (x_{III} + j)}{E \cdot J_8} \right. \right. \\
& \quad \left. \left. \frac{-[x_{III}/(k+l)] \cdot [F_{BR} \cdot l + F_B \cdot (j+k+l) - F_P \cdot (j+k+l)]}{E \cdot J_8} \right) \cdot (x_{III} \cdot q_3 + j) \right] dx + \\
& \int_0^{k4} \left[\left(\frac{-F_P \cdot (x_{III} + a + j) + F_B \cdot (x_{III} + j)}{E \cdot J_6} \right. \right. \\
& \quad \left. \left. \frac{-[x_{III}/(k+l)] \cdot [F_{BR} \cdot l + F_B \cdot (j+k+l) - F_P \cdot (j+k+l)]}{E \cdot J_6} \right) \cdot (x_{III} \cdot q_3 + j) \right] dx + \\
& \int_0^{l1} \left[\left(\frac{-F_P \cdot (x_{IV} + a + j + k) + F_B \cdot (x_{IV} + j + k) + F_{BR} \cdot x_{IV}}{E \cdot J_6} \right. \right. \\
& \quad \left. \left. \frac{-[(x_{IV} + k)/(k+l)] \cdot [F_{BR} \cdot l + F_B \cdot (j+k+l) - F_P \cdot (j+k+l)]}{E \cdot J_6} \right) \cdot (x_{IV} \cdot q_3 + q_4) \right] dx + \\
& \int_0^{l2} \left[\left(\frac{-F_P \cdot (x_{IV} + a + j + k) + F_B \cdot (x_{IV} + j + k) + F_{BR} \cdot x_{IV}}{E \cdot J_4} \right. \right. \\
& \quad \left. \left. \frac{-[(x_{IV} + k)/(k+l)] \cdot [F_{BR} \cdot l + F_B \cdot (j+k+l) - F_P \cdot (j+k+l)]}{E \cdot J_4} \right) \cdot (x_{IV} \cdot q_3 + q_4) \right] dx + \\
& \int_0^{l3} \left[\left(\frac{-F_P \cdot (x_{IV} + a + j + k) + F_B \cdot (x_{IV} + j + k) + F_{BR} \cdot x_{IV}}{E \cdot J_1} \right. \right. \\
& \quad \left. \left. \frac{-[(x_{IV} + k)/(k+l)] \cdot [F_{BR} \cdot l + F_B \cdot (j+k+l) - F_P \cdot (j+k+l)]}{E \cdot J_1} \right) \cdot (x_{IV} \cdot q_3 + q_4) \right] dx = 0 \\
\\
w_B = & \int_0^{0,008} \left[\left(\frac{-919 \cdot (x_{II} + 0,041) + F_B \cdot x_{II}}{2,1 \cdot 10^{-11} \cdot 3,9761 \cdot 10^{-8}} \right) \cdot x_{II} \right] dx + \int_0^{0,292} \left[\left(\frac{-919 \cdot (x_{II} + 0,041) + F_B \cdot x_{II}}{2,1 \cdot 10^{-11} \cdot 7,3662 \cdot 10^{-8}} \right) \cdot x_{II} \right] dx + \\
& \int_0^{0,012} \left[\left(\frac{-919 \cdot (x_{II} + 0,041) + F_B \cdot x_{II}}{2,1 \cdot 10^{-11} \cdot 5,8214 \cdot 10^{-8}} \right) \cdot x_{II} \right] dx + \int_0^{0,03} \left[\left(\frac{-919 \cdot (x_{II} + 0,041) + F_B \cdot x_{II}}{2,1 \cdot 10^{-11} \cdot 7,3575 \cdot 10^{-8}} \right) \cdot x_{II} \right] dx + \\
& \int_0^{0,0171} \left[\left(\frac{-919 \cdot (x_{II} + 0,041) + F_B \cdot x_{II}}{2,1 \cdot 10^{-11} \cdot 7,3662 \cdot 10^{-8}} \right) \cdot x_{II} \right] dx + \int_0^{0,0024} \left[\left(\frac{-919 \cdot (x_{II} + 0,041) + F_B \cdot x_{II}}{2,1 \cdot 10^{-11} \cdot 6,8739 \cdot 10^{-8}} \right) \cdot x_{II} \right] dx + \\
& \int_0^{0,12} \left[\left(\frac{-919 \cdot (x_{III} + 0,402) + F_B \cdot (x_{III} + 0,361)}{2,1 \cdot 10^{-11} \cdot 7,3662 \cdot 10^{-8}} \right. \right. \\
& \quad \left. \left. \frac{-[x_{III}/0,391] \cdot [1335 \cdot 0,274 + 0,752F_B - 919 \cdot 0,752]}{2,1 \cdot 10^{-11} \cdot 7,3662 \cdot 10^{-8}} \right) \cdot (-0,92x_{III} + 0,361) \right] dx + \\
& \int_0^{0,09} \left[\left(\frac{-919 \cdot (x_{III} + 0,402) + F_B \cdot (x_{III} + 0,361)}{2,1 \cdot 10^{-11} \cdot 1,2566 \cdot 10^{-7}} \right) \right]
\end{aligned}$$

DIPLOMOVÁ PRÁCE

$$\begin{aligned}
& \frac{-[x_{III}/0,391] \cdot [1335 \cdot 0,274 + 0,752F_B - 919 \cdot 0,752]}{2,1 \cdot 10^{-11} \cdot 1,2566 \cdot 10^{-7}} \cdot (-0,92x_{III} + 0,361) dx + \\
& \int_0^{0,015} \left[\frac{-919 \cdot (x_{III} + 0,402) + F_B \cdot (x_{III} + 0,361)}{2,1 \cdot 10^{-11} \cdot 7,3575 \cdot 10^{-8}} \right. \\
& \quad \left. - \frac{[x_{III}/0,391] \cdot [1335 \cdot 0,274 + 0,752F_B - 919 \cdot 0,752]}{2,1 \cdot 10^{-11} \cdot 7,3575 \cdot 10^{-8}} \right] \cdot (-0,92x_{III} + 0,361) dx + \\
& \int_0^{0,015} \left[\frac{-919 \cdot (x_{III} + 0,519) + F_B \cdot (x_{III} + 0,478) + 1335 \cdot x_{IV}}{2,1 \cdot 10^{-11} \cdot 7,3575 \cdot 10^{-8}} \right. \\
& \quad \left. - \frac{[(x_{IV} + 0,117)/(0,391)] \cdot [1335 \cdot 0,274 + 0,752F_B - 919 \cdot 0,752]}{2,1 \cdot 10^{-11} \cdot 7,3575 \cdot 10^{-8}} \right] \cdot (-0,92x_{III} + 0,7) dx + \\
& \int_0^{0,251} \left[\frac{-919 \cdot (x_{III} + 0,519) + F_B \cdot (x_{III} + 0,478) + 1335 \cdot x_{IV}}{2,1 \cdot 10^{-11} \cdot 7,3662 \cdot 10^{-8}} \right. \\
& \quad \left. - \frac{[(x_{IV} + 0,117)/(0,391)] \cdot [1335 \cdot 0,274 + 0,752F_B - 919 \cdot 0,752]}{2,1 \cdot 10^{-11} \cdot 7,3662 \cdot 10^{-8}} \right] \cdot (-0,92x_{III} + 0,7) dx + \\
& \int_0^{0,008} \left[\frac{-919 \cdot (x_{III} + 0,519) + F_B \cdot (x_{III} + 0,478) + 1335 \cdot x_{IV}}{2,1 \cdot 10^{-11} \cdot 3,9761 \cdot 10^{-8}} \right. \\
& \quad \left. - \frac{[(x_{IV} + 0,117)/(0,391)] \cdot [1335 \cdot 0,274 + 0,752F_B - 919 \cdot 0,752]}{2,1 \cdot 10^{-11} \cdot 3,9761 \cdot 10^{-8}} \right] \cdot (-0,92x_{III} + 0,7) dx = 0
\end{aligned}$$

Vzhledem k rozsáhlé rovnici deformační podmínky je vhodné opět spočítat výslednou stykovou sílu F_B v programu excel.

Po dosazení a upravení vyjde z rovnice deformační podmínky hodnota síly F_B :

$$w_B = 0,0000376122 \cdot F_B - 0,0459155772 = 0$$

$$F_B = \frac{0,0459155772}{0,0000376122} = 1221N \quad (146)$$

Pro zjištění stykových sil dosadíme do upravených rovnic statické rovnováhy (128)-(129)

$$F_C = \frac{-1335 \cdot 0,274 - 1221 \cdot (0,752) + 919 \cdot (0,752)}{0,391} = -1516N \quad (128)$$

$$F_A = 2 \cdot 919 - 1335 - 1221 - \left(\frac{-1335 \cdot 0,274 - 1221 \cdot (0,752) + 919 \cdot (0,752)}{0,391} \right) = 798N \quad (129)$$

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Vyčíslení výsledných vnitřních účinků :

$$I) x_I \in \langle 0; 0,041 \rangle$$

$$T_I = F_P = 919N \quad (130)$$

$$M_{AZI}(0) = -919 \cdot 0 = 0Nm \quad (131)$$

$$M_{AZI}(0,041) = -919 \cdot 0,041 = -37,68Nm$$

$$II) x_{II} \in \langle 0; 0,361 \rangle$$

$$T_{II} = F_P - F_B = 919 - 1221 = -302N \quad (132)$$

$$M_{AZII}(0) = -919 \cdot (0 + 0,041) + 1221 \cdot 0 = -68Nm \quad (133)$$

$$M_{AZII}(0,361) = -919 \cdot (0,361 + 0,041) + 1221 \cdot 0,361 = 71,26Nm$$

$$III) x_{III} \in \langle 0; 0,117 \rangle$$

$$T_{III} = F_P - F_B - F_C = 919 - 1221 + 1516 = 1214N \quad (134)$$

$$M_{AZIII}(0) = -919 \cdot (0 + 0,402) + 1221 \cdot (0 + 0,361) - 1516 \cdot 0 = 71,26Nm \quad (135)$$

$$M_{AZIII}(0,117) = -919 \cdot (0,117 + 0,402) + 1221 \cdot (0,117 + 0,361) - 1516 \cdot 0,117 = -70,80Nm$$

$$IV) x_{IV} \in \langle 0; 0,274 \rangle$$

$$T_{IV} = F_P - F_B - F_C - F_{BR} = 919 - 1221 + 1516 - 1335 = -121N \quad (136)$$

$$M_{AZIII}(0) = -919 \cdot (0 + 0,519) + 1221 \cdot (0 + 0,478) - 1516 \cdot (0 + 0,117) + 1335 \cdot 0 = -70,80Nm$$

$$M_{AZIII}(0,274) = -919 \cdot (0,274 + 0,519) + 1221 \cdot (0,274 + 0,478) - 1516 \cdot (0,274 + 0,117) + 1335 \cdot 0,274 = -37,67Nm \quad (137)$$

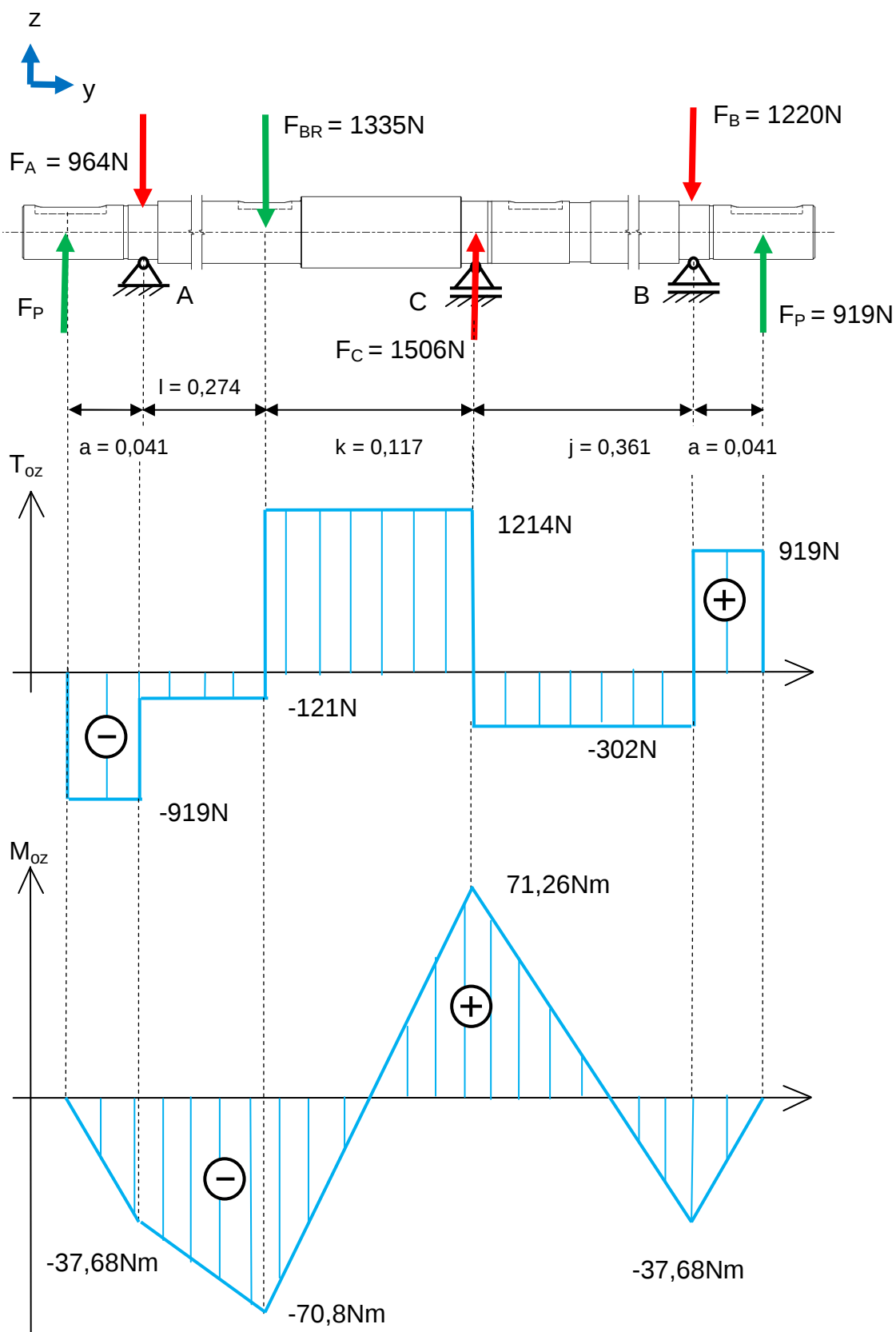
$$V) x_V \in \langle 0; 0,041 \rangle$$

$$T_V = F_P - F_B - F_C - F_{BR} - F_A = 919 - 1221 + 1516 - 1335 - 798 = -919N \quad (138)$$

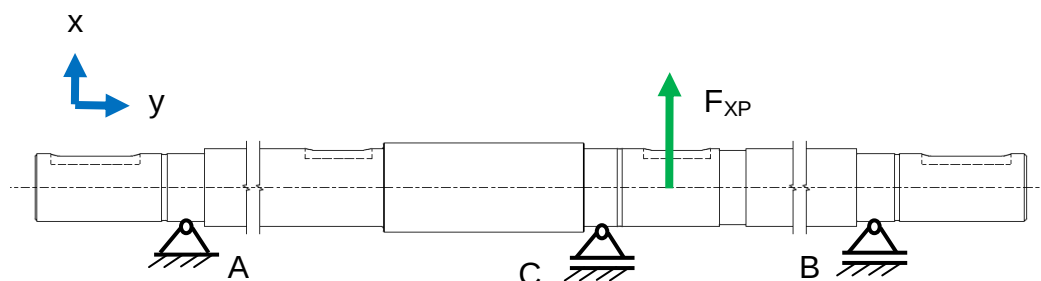
$$M_{AZIII}(0) = -919 \cdot (0 + 0,793) + 1221 \cdot (0 + 0,752) - 1516 \cdot (0 + 0,391) + 1335 \cdot (0 + 0,274) + 798 \cdot 0 = -37,67Nm$$

$$M_{AZIII}(0,041) = -919 \cdot (0,041 + 0,793) + 1221 \cdot (0,041 + 0,752) - 1516 \cdot (0,041 + 0,391) + 1335 \cdot (0,041 + 0,274) + 798 \cdot 0,041 = 0Nm \quad (139)$$

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Průběhy výsledných vnitřních účinků v ose y,z :

obr.62 Výsledné vnitřní účinky v ose z,y

Výpočet hřídele na ohyb v ose x, y.

obr.63 Místo působení síly zatěžující hnací hřídel ve směru osy x a y

Zatížení zadního hřídele při deceleraci motokáry v ose x,y je způsobeno předpětím řemene. Výpočet hřídele na ohyb v osách z,x a zjištění průběhu ohybového momentu M_{ox} bude naprosto analogické s výpočtem hřídele na ohyb v osách x,y při akceleraci motokáry (str.64) s tím rozdílem, že x-ová složka F_x síly F_R ohýbající hřídel při akceleraci motokáry je nahrazena x-ovou složkou síly F_{RP} ohýbající hřídel pouhým předpětím v řemenu. Úloha je tedy stále 1x neurčitá a je třeba opět stanovit vazbovou deformační podmínku. Jelikož byla složitá rovnice pro výpočet deformační podmínky hřídele (140) v ose y,x počítána programem excel, je možno pro výpočet hřídele na ohyb v ose x,y snadno z rovnice zjistit počítanou stykovou sílu F_B zjištěnou z deformační podmínky $w_B = 0$ záměnou hodnoty síly $F_x = 1197N$ obsažené v rovnici (140) za hodnotu síly $F_{XP} = 494N$ a položením hodnoty síly $F_p = 0$. Rovnice v programu excel se potom přepočítá na následující výsledek hledané stykové síly F_B vznikající při ohybu hřídele v ose x,y :

$$w_B = 0,0004960050 \cdot F_B + 0,0000594728 = 0$$

$$F_B = \frac{0,0004960050}{0,0000594728} = -8N \quad (147)$$

Pro zjištění stykových sil F_A , F_C dosadíme do upravených rovnic statické rovnováhy (128) - (129)

$$F_C = \frac{494 \cdot (0,425) + 8 \cdot (0,752) + 0 \cdot (0,752)}{0,391} = 553N \quad (128)$$

$$F_A = 2 \cdot 0 + 494 - 8 - \frac{494 \cdot (0,425) + 8 \cdot (0,752) + 0 \cdot (0,752)}{0,391} = -51N \quad (129)$$

Jelikož známe reakce v ložiscích A,B,C reprezentované silami F_A , F_B , F_C jsme schopni určit průběhy výsledných vnitřních účinků podle rovnic (130)-(139).

Vyčíslení výsledných vnitřních účinků :

I) $x_I \in \langle 0; 0,041 \rangle$

$$T_I = F_P = 919N \quad (130)$$

$$M_{AZI}(0) = -0 \cdot 0 = 0Nm \quad (131)$$

$$M_{AZI}(0,041) = -0 \cdot 0,041 = -0Nm$$

II) $x_{II} \in \langle 0; 0,327 \rangle$

$$T_{II} = F_P - F_B = 0 - 8,34 = -8N \quad (132)$$

$$M_{AZII}(0) = 0 \cdot (0,327 + 0,041) - 8 \cdot 0 = 0Nm \quad (134)$$

$$M_{AZII}(0,327) = 0 \cdot (0 + 0,041) - 8,34 \cdot 0,327 = -2,72Nm$$

III) $x_{III} \in \langle 0; 0,034 \rangle$

$$T_{III} = F_P - F_B + F_{XP} = 0 + 8 + 494 = 502N \quad (134)$$

$$M_{AZIII}(0) = 0 \cdot (0 + 0,368) + 8 \cdot (0 + 0,327) - 494 \cdot 0 = -2,72Nm \quad (135)$$

$$M_{AZIII}(0,034) = 0 \cdot (0,034 + 0,368) - 8 \cdot (0,034 + 0,327) - 494 \cdot 0,034 = -19,81Nm$$

IV) $x_{IV} \in \langle 0; 0,391 \rangle$

$$T_{IV} = F_P - F_B + F_{XP} - F_C = 0 + 8 + 494 - 553 = -51N \quad (136)$$

$$M_{AYIV}(0) = 0 \cdot (0 + 402) - 8 \cdot (0 + 0,361) - 494 \cdot (0 + 0,034) + 553 \cdot 0 = -19,81Nm \quad (137)$$

$$M_{AYIV}(0,391) = 0 \cdot (0,391 + 402) - 8 \cdot (0,391 + 0,361) - 494 \cdot (0,391 + 0,034) + 553 \cdot 0,391 = 0Nm$$

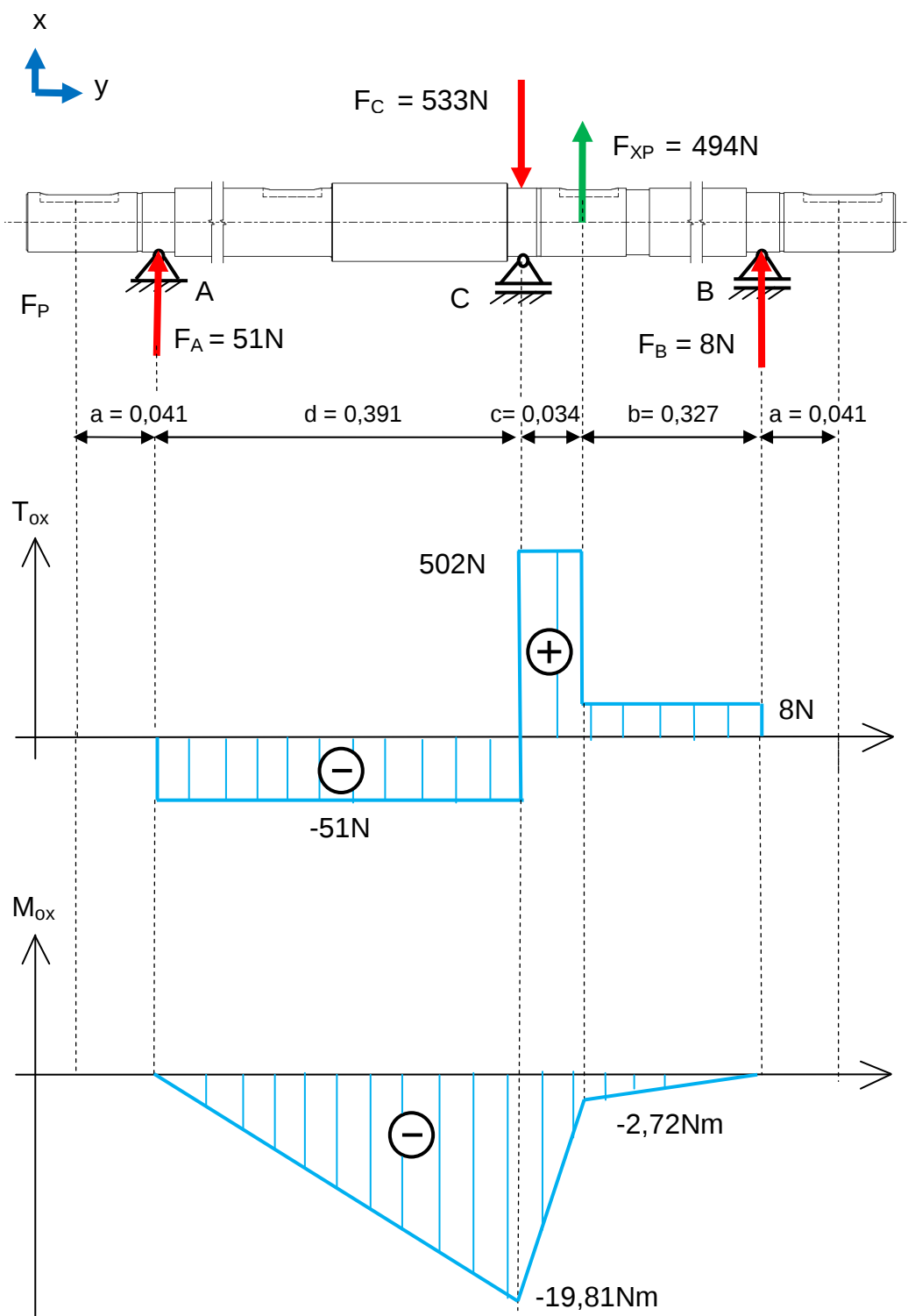
V) $x_V \in \langle 0; 0,041 \rangle$

$$T_V = F_P - F_B + F_{XP} - F_C - F_A = 0 + 8 + 494 - 553 + 51 = 0N \quad (138)$$

$$M_{AYV}(0) = 0 \cdot (0 + 0,793) - 8 \cdot (0 + 0,752) - 494 \cdot (0 + 0,425) + 553 \cdot (0 + 0,392) - 51 \cdot 0 = 0Nm \quad (139)$$

$$M_{AYV}(0,041) = 0 \cdot (0,041 + 0,793) - 8 \cdot (0,041 + 0,752) - 494 \cdot (0,041 + 0,425) + 553 \cdot (0,041 + 0,391) - 51 \cdot 0,041 = 0Nm$$

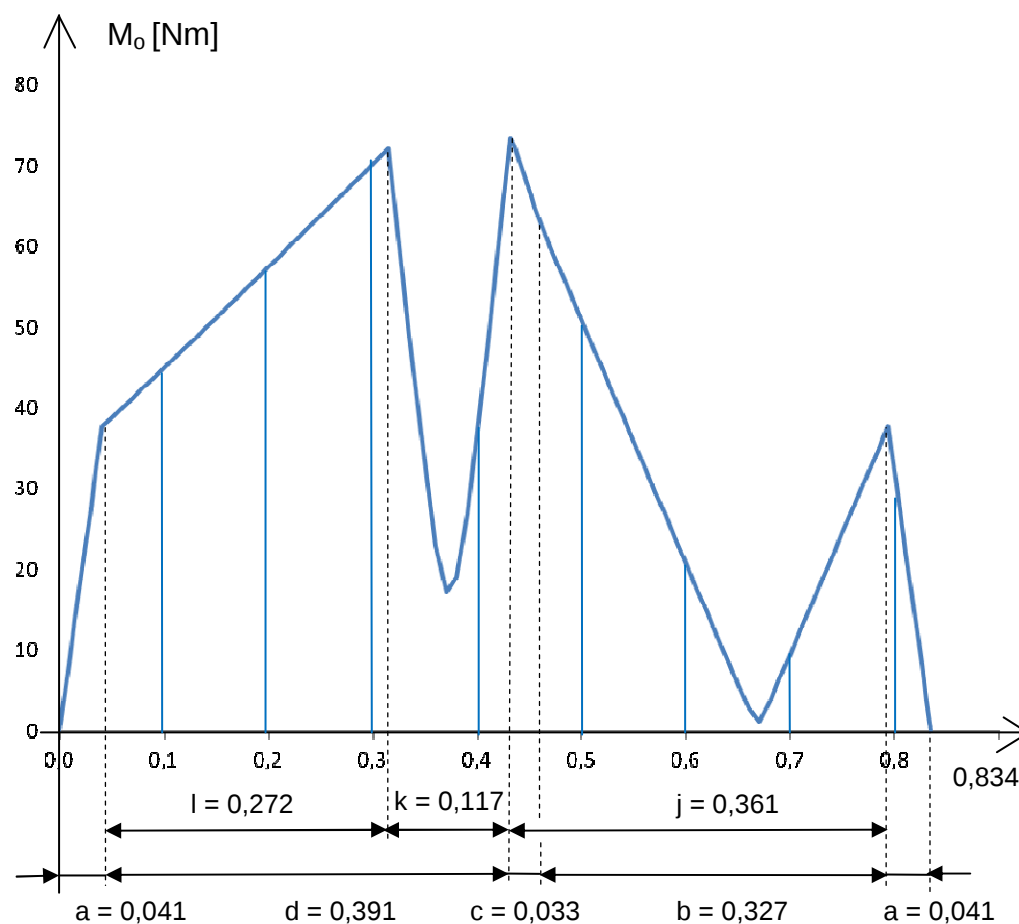
Průběhy výsledných vnitřních účinků v ose x,y



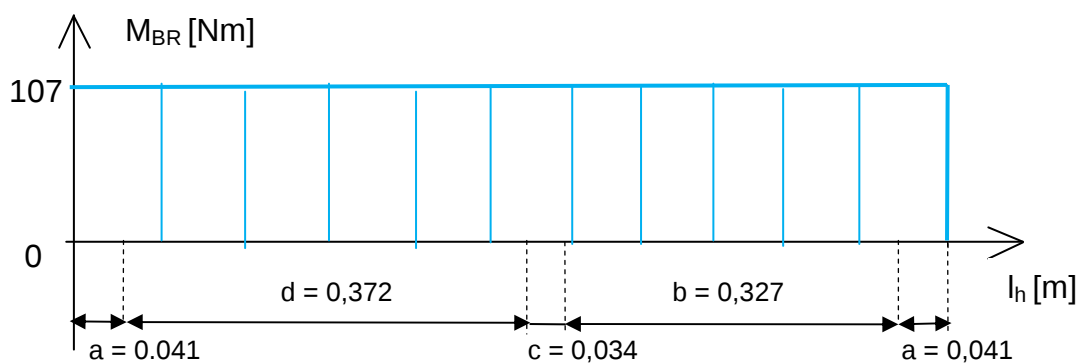
obr.64 Výsledné vnitřní účinky v ose x,y

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Vykreslení průběhu velikosti ohybového momentu M_o (obr.65) pro případ maximální brzdného zpomalení motokáry provedeme analogicky podle kapitoly 7.1.1 str. 67.



obr.65 Průběh velikosti ohybového momentu M_o



obr.66 Průběh brzdného momentu M_{BR}

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Výpočet napětí v jednotlivých průřezích:***ŘEŠENÍ PRŮŘEZU A***průměr kruhového průřezu $D_1 = 30mm$

Napětí v krutu

$$\tau_k^A = \frac{M_K}{J_{P2}} \cdot \frac{D_1}{2} = \frac{106,8}{7,2200 \cdot 10^{-8}} \cdot \frac{0,03}{2} = 22,19Mpa \quad (148)$$

Napětí v ohybu

$$\sigma_o^A = \frac{M_o^A}{J_{xz2}} \cdot \frac{D_1}{2} = \frac{-18,38}{3,2780 \cdot 10^{-8}} \cdot \frac{0,03}{2} = -8,40Mpa \quad (149)$$

Redukované napětí

$$\sigma_{red}^A = \sqrt{(\sigma_o^A \cdot \alpha_{oA})^2 + 3(\tau_k^A \cdot \alpha_{kA})^2} = \sqrt{(-8,4 \cdot 2)^2 + 3 \cdot (22,19 \cdot 2,6)^2} = 101,33MPa \quad (150)$$

ŘEŠENÍ PRŮŘEZU Bprůměr kruhového průřezu $D_2 = 29,4mm$

Napětí v krutu

$$\tau_k^B = \frac{M_K}{J_{P3}} \cdot \frac{D_2}{2} = \frac{106,8}{7,3348 \cdot 10^{-8}} \cdot \frac{0,0294}{2} = 21,40Mpa \quad (151)$$

Napětí v ohybu

$$\sigma_o^B = \frac{M_o^B}{J_{xz3}} \cdot \frac{D_2}{2} = \frac{-29,6}{3,6674 \cdot 10^{-8}} \cdot \frac{0,0294}{2} = -11,86Mpa \quad (152)$$

Redukované napětí

$$\sigma_{red}^B = \sqrt{(\sigma_o^B \cdot \alpha_{oB})^2 + 3(\tau_k^B \cdot \alpha_{kB})^2} = \sqrt{(-11,86 \cdot 1,6)^2 + 3 \cdot (21,40 \cdot 1,3)^2} = 51,79MPa \quad (153)$$

DIPLOMOVÁ PRÁCE

ŘEŠENÍ PRŮŘEZU Cprůměr kruhového průřezu $D_1 = 30mm$

Napětí v krutu

$$\tau_k^C = \frac{M_K}{J_{P1}} \cdot \frac{D_1}{2} = \frac{106,8}{7,9522 \cdot 10^{-8}} \cdot \frac{0,03}{2} = 20,15Mpa \quad (154)$$

Napětí v ohybu

$$\sigma_o^C = \frac{M_o^C}{J_{xz1}} \cdot \frac{D_1}{2} = \frac{-37,68}{3,9761 \cdot 10^{-8}} \cdot \frac{0,03}{2} = -14,58Mpa \quad (155)$$

Redukované napětí

$$\sigma_{red}^C = \sqrt{(\sigma_o^C \cdot \alpha_{oC})^2 + 3(\tau_k^C \cdot \alpha_{kC})^2} = \sqrt{(-14,58 \cdot 2,1)^2 + 3 \cdot (20,15 \cdot 1,7)^2} = 66,75MPa \quad (156)$$

ŘEŠENÍ PRŮŘEZU Dprůměr kruhového průřezu $D_3 = 35mm$

Napětí v krutu

$$\tau_k^D = \frac{M_K}{J_{P6}} \cdot \frac{D_3}{2} = \frac{106,8}{1,3684 \cdot 10^{-7}} \cdot \frac{0,035}{2} = 13,66Mpa \quad (157)$$

Napětí v ohybu

$$\sigma_o^D = \frac{M_o^D}{J_{xz6}} \cdot \frac{D_3}{2} = \frac{-71,51}{7,3575 \cdot 10^{-8}} \cdot \frac{0,035}{2} = -17,01Mpa \quad (158)$$

Redukované napětí

$$\sigma_{red}^D = \sqrt{(\sigma_o^D \cdot \alpha_{oD})^2 + 3(\tau_k^D \cdot \alpha_{kD})^2} = \sqrt{(-17,01 \cdot 2)^2 + 3 \cdot (13,66 \cdot 2,4)^2} = 66,32MPa \quad (159)$$

ŘEŠENÍ PRŮŘEZU Eprůměr kruhového průřezu $D_3 = 35mm$

Napětí v krutu

$$\tau_k^E = \frac{M_K}{J_{P4}} \cdot \frac{D_3}{2} = \frac{106,8}{1,4732 \cdot 10^{-7}} \cdot \frac{0,035}{2} = 12,69Mpa \quad (160)$$

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Napětí v ohybu

$$\sigma_o^E = \frac{M_o^E}{J_{xz4}} \cdot \frac{D_3}{2} = \frac{-48,86}{7,33662 \cdot 10^{-8}} \cdot \frac{0,031}{2} = -11,61 \text{ Mpa} \quad (161)$$

Redukované napětí

$$\sigma_{red}^E = \sqrt{(\sigma_o^E \cdot \alpha_{oE})^2 + 3(\tau_k^E \cdot \alpha_{kE})^2} = \sqrt{(-11,61 \cdot 2,3)^2 + 3 \cdot (12,69 \cdot 1,55)^2} = 43,28 \text{ MPa} \quad (162)$$

ŘEŠENÍ ŘEZU F

průměr kruhového průřezu $D_3 = 35 \text{ mm}$

Napětí v krutu

$$\tau_k^E = \tau_k^F = \frac{M_K}{J_{p4}} \cdot \frac{D_3}{2} = \frac{106,8}{1,4732 \cdot 10^{-7}} \cdot \frac{0,035}{2} = 12,69 \text{ Mpa} \quad (163)$$

Napětí v ohybu

$$\sigma_o^F = \frac{M_o^F}{J_{xz4}} \cdot \frac{D_3}{2} = \frac{-65,11}{7,33662 \cdot 10^{-8}} \cdot \frac{0,035}{2} = -15,47 \text{ Mpa} \quad (164)$$

Redukované napětí

$$\sigma_{red}^F = \sqrt{(\sigma_o^F \cdot \alpha_{oE})^2 + 3(\tau_k^F \cdot \alpha_{kE})^2} = \sqrt{(-15,47 \cdot 2,3)^2 + 3 \cdot (12,69 \cdot 1,55)^2} = 55,94 \text{ MPa} \quad (165)$$

ŘEŠENÍ PRŮŘEZU G

průměr kruhového průřezu $D_4 = 34,4 \text{ mm}$

Napětí v krutu

$$\tau_k^G = \frac{M_K}{J_{p7}} \cdot \frac{D_4}{2} = \frac{106,8}{1,3748 \cdot 10^{-8}} \cdot \frac{0,0344}{2} = 13,36 \text{ Mpa} \quad (166)$$

Napětí v ohybu

$$\sigma_o^G = \frac{M_o^G}{J_{xz7}} \cdot \frac{D_4}{2} = \frac{-70,59}{6,8739 \cdot 10^{-8}} \cdot \frac{0,0344}{2} = -17,66 \text{ Mpa} \quad (167)$$

Redukované napětí

$$\sigma_{red}^G = \sqrt{(\sigma_o^G \cdot \alpha_{oG})^2 + 3(\tau_k^G \cdot \alpha_{kG})^2} = \sqrt{(-17,66 \cdot 1,65)^2 + 3 \cdot (13,36 \cdot 1,35)^2} = 45,02 \text{ MPa} \quad (168)$$

DIPLOMOVÁ PRÁCE

ŘEŠENÍ PRŮŘEZU H

průměr kruhového průřezu $D_3 = 35mm$

Napětí v krutu

$$\tau_k^D = \tau_k^H = \frac{M_K}{J_{P6}} \cdot \frac{D_3}{2} = \frac{106,8}{1,3684 \cdot 10^{-7}} \cdot \frac{0,035}{2} = 13,66Mpa \quad (169)$$

Napětí v ohybu

$$\sigma_o^D = \frac{M_o^D}{J_{xz6}} \cdot \frac{D_3}{2} = \frac{-63,07}{7,3575 \cdot 10^{-8}} \cdot \frac{0,035}{2} = -15,00Mpa \quad (170)$$

Redukované napětí

$$\sigma_{red}^h = \sqrt{(\sigma_o^h \cdot \alpha_{oD})^2 + 3(\tau_k^H \cdot \alpha_{kD})^2} = \sqrt{(-15,00 \cdot 2)^2 + 3 \cdot (13,66 \cdot 2,4)^2} = 64,41MPa \quad (171)$$

ŘEŠENÍ PRŮŘEZU I

průměr kruhového průřezu $D_5 = 33mm$

Napětí v krutu

$$\tau_k^I = \tau_k^I = \frac{M_K}{J_{P5}} \cdot \frac{D_5}{2} = \frac{106,8}{1,1643 \cdot 10^{-7}} \cdot \frac{0,033}{2} = 15,14Mpa \quad (172)$$

Napětí v ohybu

$$\sigma_o^I = \frac{M_o^I}{J_{xz5}} \cdot \frac{D_5}{2} = \frac{-52,31}{5,8214 \cdot 10^{-8}} \cdot \frac{0,033}{2} = -14,83Mpa \quad (173)$$

Redukované napětí

$$\sigma_{red}^I = \sqrt{(\sigma_o^I \cdot \alpha_{oI})^2 + 3(\tau_k^I \cdot \alpha_{kI})^2} = \sqrt{(-14,83 \cdot 1,95)^2 + 3 \cdot (15,14 \cdot 1,35)^2} = 45,70MPa \quad (174)$$

Nejvyšší hodnota redukovaného napětí σ_{red} při brzdění motokáry maximálním brzděným zpomalením a_b vychází opět pro průřez A (M) a má hodnotu $\sigma_{red}^A = 101,33Mpa$, což je maximální hodnota z obou počítaných případů (akcelerační/decelerační motokáry). S ohledem na hodnotu maximálního redukovaného napětí bude v následujícím kroku navržen vhodný materiál pro výrobu hřídele. Na základě mechanických vlastností vybraného materiálu bude spočítána bezpečnost a životnost hřídele. Pokud bude spočítána bezpečnost hřídele dostatečná, bude hřídel z vybraného materiálu zhotoven.

7.2 Výběr materiálu hřídele a stanovení jeho statické bezpečnosti

Jako vhodný materiál pro hřídel zadní hnané nápravy byla zvolena ocel třídy 12 060. Je to konstrukční ocel nelegovaná, jakostní vhodná k zušlechťování, u níž se požaduje vysoká tvrdost povrchu. Obsah uhlíku bývá od 0,52 do 0,6%, což znamená, že jsou již kalitelné na značnou tvrdost, a přitom mají ještě vyhovující houževnatost a pevnost jádra. Hřídel bude cementována a kalena na tvrdost 160 ± 21 HRC.

Materiálové vlastnosti oceli třídy 12.060.6 zušlechtěné na dolní pevnost

Pevnost v tahu $R_m = 690 \text{ Mpa}$

Mez kluzu $R_e = 410 \text{ Mpa}$

Mez únavy v ohybu $\sigma_{Co} = 360 \text{ Mpa}$

Mez únavy v krutu $\tau_{ck} = 225 \text{ Mpa}$

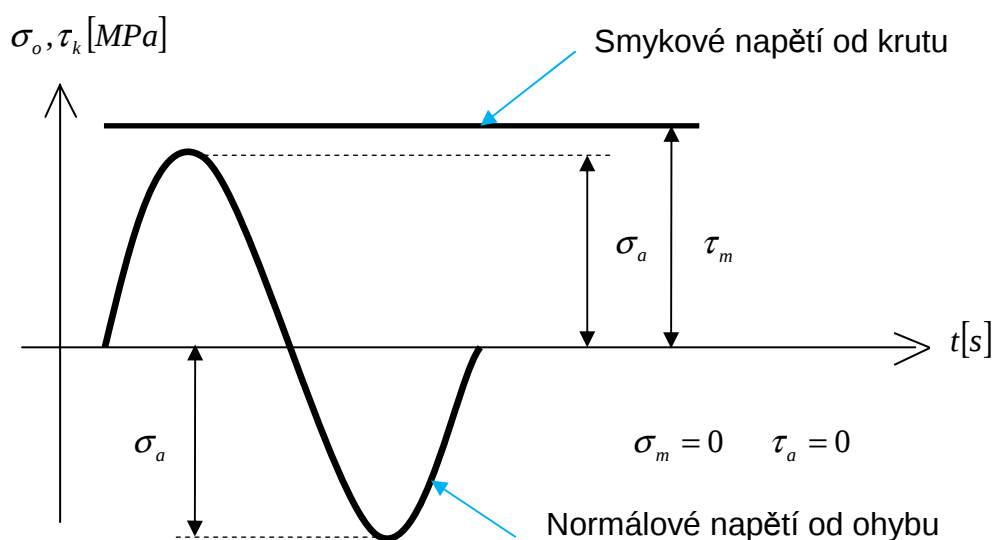
Výpočet koeficientu statické bezpečnosti k_e bude spočítán vzhledem k mezi kluzu ve smyku τ_K , jelikož namáhání od krutu má nejzásadnější vliv na zatěžování hřídele. Tato hodnota se v praxi neměří, ale určuje se na základě Trescovy podmínky ($\max \tau$) ze které plyne $\tau_K = R_e / 2$

$$k_e = \frac{\tau_K}{\sigma_{red}^A} = \frac{0,5 \cdot 410}{101,33} = 2 \quad (175)$$

Vzhledem k hodnotě koeficientu bezpečnosti k_e je hřídel z oceli 12 060 z pevnostního hlediska dostatečně dimenzována.

7.3 Výpočet životnosti hřídele

Zatížení počítaného hřídele zadní hnané nápravy motokáry rotuje současně s hřídelem a mění svou velikost v závislosti na úhlu jeho pootočení. Rotací hřídele vzniká v bodech jeho příčného průřezu souměrné střídavé ohybové namáhání. Na střednici hřídele potom působí časově proměnný ohybový moment s amplitudou σ_a s nulovou střední hodnotou σ_m . Smykové napětí od krutu má v čase konstantní průběh, což může být vyjádřeno jako průběh se střední hodnotou τ_m a nulovou amplitudou smykového napětí τ_a .



obr.67 Průběh cyklického zatěžování hřídele

Maximální hodnotu napjatosti z nichž určíme amplitudy σ_a a střední hodnotu smykového napětí τ_m vznikají při brzdění motokáry. Pro určení koeficientu bezpečnosti pro krut vzhledem k neomezené životnosti hřídele vezmeme průřez hřídele A (M), kde se nachází největší hodnota součinu kroutícího momentu M_k s tvarovým součinitelem pro krut α_K . Pro určení koeficientu bezpečnosti pro ohyb vzhledem k neomezené životnosti vezmeme průřez hřídele D, kde se nachází největší hodnota součinu ohybového momentu M_o s tvarovým součinitelem ohybu α_o .

Střední hodnota nominálního normálového napětí

$$\sigma_m = 0$$

Amplituda nominálního normálového napětí

$$\sigma_a = \sigma_o^D \cdot \alpha_{oD} = 17,14 \cdot 2 = 34,3 \text{ Mpa} \quad (176)$$

Střední hodnota nominálního smykového napětí

$$\tau_m = \tau_A^A \cdot \alpha_{kA} = 22,19 \cdot 2,6 = 57,7 \text{ Mpa} \quad (177)$$

Amplituda nominálního smykového napětí

$$\tau_a = 0 \text{ Mpa}$$

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Z grafů (obr. 69-71) byli stanoveny následující součinitele pro výpočet životnosti hřídele

součinitel vlivu velikosti na průměru hřídele - pro krut $\nu_\tau = 0,83 \text{ Mpa}$

součinitel vlivu velikosti na průměru hřídele - pro ohyb $\nu_\sigma = 0,8 \text{ Mpa}$

součinitel vlivu drsnosti $\varepsilon_p = 0,75$ (pro $R_a = 1,6$)

Neuberův parametr $\rho = 0,3$

Výpočet součinitele vrubu pro ohyb podle Neubera

$$\beta_o = 1 + \frac{\alpha_{oD} - 1}{1 + \sqrt{\frac{\rho}{R}}} = 1 + \frac{2 - 1}{1 + \sqrt{\frac{0,3}{0,6}}} = 1,59 \quad (178)$$

Výpočet součinitele vrubu pro krut podle Neubera

$$\beta_k = 1 + \frac{\alpha_{kA} - 1}{1 + \sqrt{\frac{\rho}{R}}} = 1 + \frac{2,6 - 1}{1 + \sqrt{\frac{0,3}{0,6}}} = 1,94 \quad (179)$$

Výpočet redukovaná meze únavy pro ohyb

$$\sigma_{Co}^* = \frac{\varepsilon_p \cdot \nu_\sigma}{\beta_o} \cdot \sigma_c = \frac{0,75 \cdot 0,8}{1,59} \cdot 360 = 135,85 \text{ Mpa} \quad (180)$$

Výpočet redukovaná meze únavy pro krut

$$\tau_c^* = \frac{\varepsilon_p \cdot \nu_\sigma}{\beta_o} \cdot \sigma_c = \frac{0,75 \cdot 0,83}{1,94} \cdot 225 = 72,20 \text{ Mpa} \quad (181)$$

Pro výpočet bezpečnosti k_u vzhledem k neomezené životnosti hřídele použijeme soderbergovo kritérium [9]

Výpočet součinitele bezpečnosti k_u k meznímu stavu únavy :

$$\sigma_{m,red} = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2} = \sqrt{0^2 + 3 \cdot 57,7^2} = 99,9 \text{ Mpa} \quad (182)$$

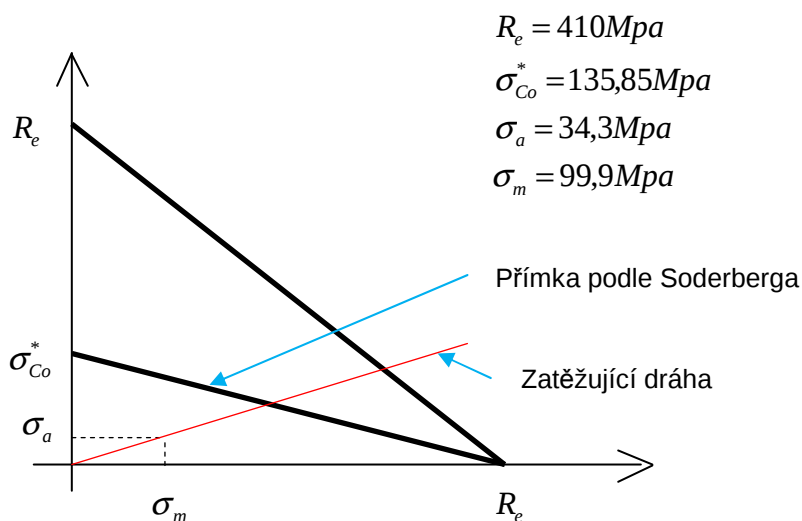
$$\sigma_{a,red} = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} = \sqrt{34,3^2 + 0^2} = 34,3 \text{ Mpa} \quad (183)$$

$$k_u = \frac{1}{\frac{\sigma_{red,a}}{\sigma_{Co}^*} + \frac{\sigma_{red,m}}{R_e}} = \frac{1}{\frac{34,3}{135,85} + \frac{99,9}{410}} = 2 \quad (184)$$

Ze vztahu (184) plyne, že hřídel má neomezenou životnost s bezpečností $k_u = 2$

DIPLOMOVÁ PRÁCE

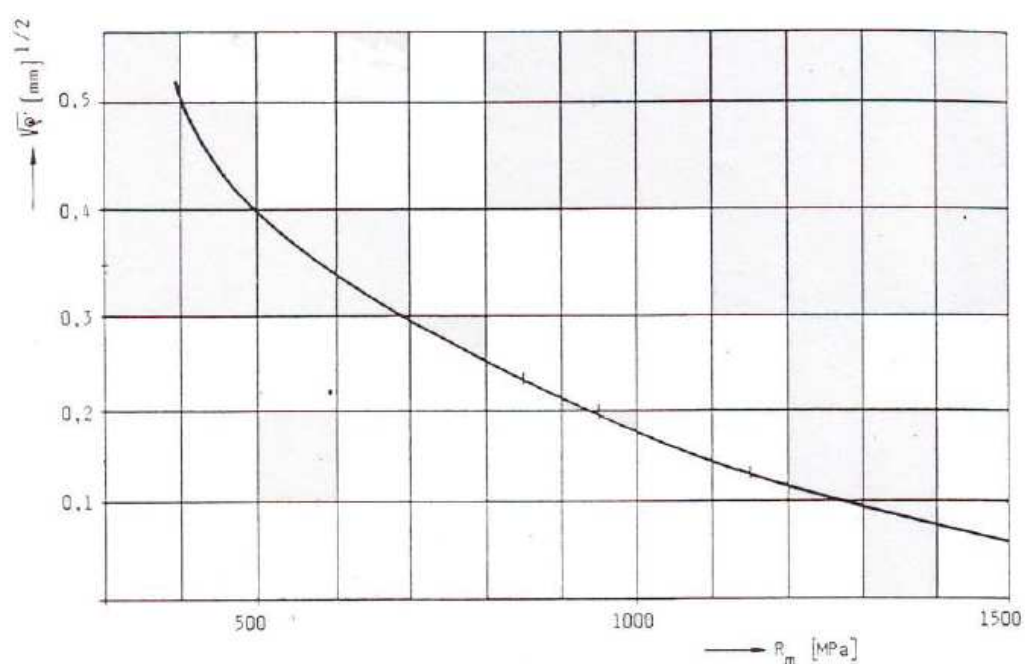
Grafické znázornění soderbergova kritéria prostřednictvím Haighova diagramu



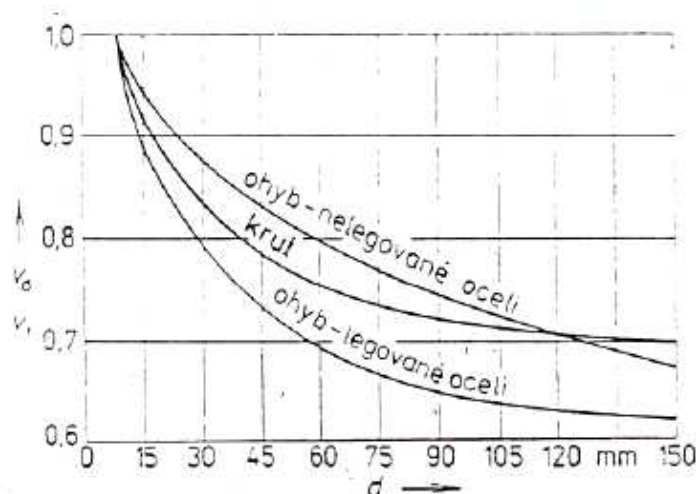
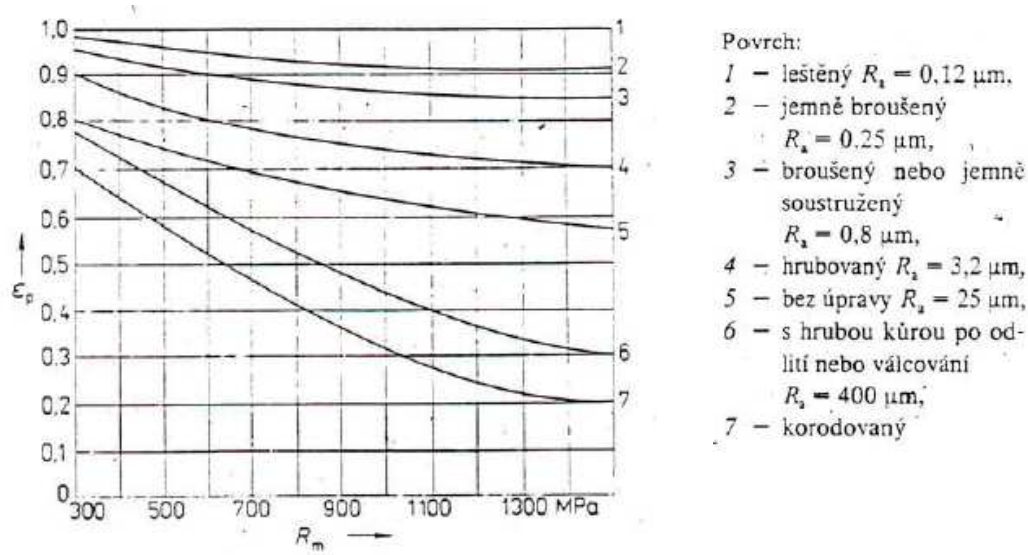
obr.68 Haighův diagram

Soderbergovo kritérium je nejkonzervativnější přístup, jenž zohledňuje jak mezní stav únavové pevnosti, tak mezní stav pružnosti. V Haighově diagramu rozdělujeme plochu pod soderbergovou čarou, kde je bezpečná oblast a nad soderbergovou čarou kde se nachází nebezpečná oblast. Skutečnost, že napětí v kritickém místě se v průběhu provozního zatěžování mění, vyjadřuje zatěžovací dráha, která má v tomto případě tvar přímky se směrnici r_s [9]

$$r_s = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} \quad (185)$$

obr.69. [7] Graf závislosti Neuberova parametru ρ na mezi pevnosti materiálu R_m

DIPLOMOVÁ PRÁCE

obr.70. [7] Graf závislosti součtu vlivu velikosti v na průměru hřídele d obr.71. [7] Graf závislosti souč. vlivu drsnosti povrchu ϵ_p mezi pevností materiálu R_m

7.4 Výpočet kritických otáček hřídele

U rotujících hřídelů se projeví při určité rychlosti otáčení značné kmitání. Otáčky při kterých toto kmitání nastane nazýváme kritické otáčky, které se shodují s kmitočtem vlastního kmitání hřídele - nastává rezonance. Kdyby hřídel pracoval při těchto otáčkách, zlomil by se, i kdyby byl z pevnostních podmínek správně dimenzován. Pracovní otáčky by měly být v pásmu alespoň $\pm 20\%$ nad nebo pod hodnotou kritických otáček. Jelikož je navržený hřídel uložen ve třech bodech - třech ložiscích, byl by výpočet kritických otáček obtížný. Pro zjednodušení, této úlohy vypočítáme nejprve kritické otáčky hřídele, které by nastaly, kdyby byl hřídel uložen pouze v krajních ložiscích A a B. Prostřední ložisko C posouvá kritické otáčky více a pokud je hřídel dostatečně tuhý a nenastanou u něj kritické otáčky v pracovním pásmu motokáry v případě, že je uložen pouze v ložiscích A a B, je možno považovat navržený hřídel vzhledem ke kritickým otáčkám za bezpečný.

Výpočet kritických otáček hřídele n_{kr} mezi ložisky hřídele A a B [9]

$$\omega_{kr} = \left(\frac{\pi}{l_h} \right)^2 \cdot \sqrt{\frac{l_h \cdot E \cdot J_3}{m_h}} \quad (186)$$

$$n_{kr} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \left(\frac{\pi}{l_h} \right)^2 \cdot \sqrt{\frac{l_h \cdot E \cdot J_3}{m_h}} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \left(\frac{\pi}{0,834} \right)^2 \cdot \sqrt{\frac{0,834 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 3,6674 \cdot 10^{-8}}{6,4}}$$

$$n_{kr} = 74 s^{-1} = 4400 \text{ min}^{-1}$$

kde J_3 je kvadratický moment hřídele s nejmenším průřezem (tzn. že ve skutečnosti je hřídel ještě o něco tužší), l_h je délka mezi ložisky A,B (obr.39), m_h je hmotnost hřídele.

Vzhledem k vyslovené úvaze lze konstatovat, že kritické otáčky hřídele leží nad pracovními otáčkami navrženého hřídele.

7.5 Výpočet zatížení ložisek zadní nápravy a určení jejich trvanlivosti

Tři ložiska tvořící uložení zadní hnané nápravy, mají zásadní vliv na spolehlivý provoz motokáry, a proto je nutné spočítat jejich základní trvanlivost. Abychom mohli zkontrolovat, zda ložiska zadní hnané nápravy budou splňovat základní trvanlivost, která byla stanovena na 80 000km (obecně užívaná hodnota pro dopravní prostředky) musíme zjistit ekvivalentní dynamické zatížení ložisek. Ekvivalentní dynamické zatížení ložisek bude určeno z maximálních výsledných stykových sil R_A , R_B , R_C

Výpočet reakční síly v ložiskách A,B,C při akceleraci motokáry

$$R_{A1} = \sqrt{F_{AX1}^2 + F_{AZ1}^2} = \sqrt{118^2 + 946^2} = 953N \quad (187)$$

$$R_{B1} = \sqrt{F_{BX1}^2 + F_{BZ1}^2} = \sqrt{19^2 + 1017^2} = 1017N \quad (188)$$

$$R_{C1} = \sqrt{F_{CX1}^2 + F_{CZ1}^2} = \sqrt{1333^2 + 364^2} = 1381N \quad (189)$$

Výpočet reakční síly v ložiskách A,B,C při deceleraci motokáry

$$R_{A2} = \sqrt{F_{AX2}^2 + F_{AZ2}^2} = \sqrt{51^2 + 798^2} = 800N \quad (190)$$

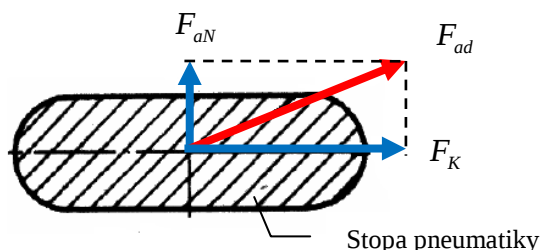
$$R_{B2} = \sqrt{F_{BX2}^2 + F_{BZ2}^2} = \sqrt{8^2 + 1221^2} = 1221N \quad (191)$$

$$R_{C2} = \sqrt{F_{CX2}^2 + F_{CZ2}^2} = \sqrt{553^2 + 1516^2} = 1613N \quad (192)$$

Nejvíce zatížené ložisko z krajních ložisek A a B bude pravé ložisko B při deceleraci motokáry, které radiálně zatěžuje síla $R_{B2} = 1221N$. Prostřední ložisko bude zatíženo nejvíc při deceleraci motokáry radiální silou $R_{C2} = 1613N$. Na Ložiska náprav budou působit nezanedbatelně i axiální síly při průjezdu motokáry zatáčkou. Pro spolehlivé

DIPLOMOVÁ PRÁCE

určení trvanlivosti ložisek je třeba stanovit maximální sílu, která bude při průjezdu zatáčkou na ložiska prostřednictvím pneumatik působit.



Obr.72. Silové působení na pneumatiku

Maximální boční sílu F_{aa} , kterou je zadní náprava motokáry schopna přenést, vyplývá z maximální adhezni síly $F_{ad \max}$ přenositelné pneumatikou a tečné síly F_K , kterou vyvozuje pneumatika v podélném směru při pohybu motokáry (obr. 72). Sílu F_{aa} která se bude přenášet do ložisek a bude je axiálně zatěžovat spočítáme následujícím vztahem :

$$F_{ad} \leq \sqrt{F_K^2 + F_{aN}^2} \quad (193)$$

$$F_{ad \max} = F_{Q \max} \cdot \mu = \sqrt{F_K^2 + F_{aa}^2}$$

$$F_{aa} = \sqrt{(F_{Q \max} \cdot \mu)^2 - F_{2K}^2} = \sqrt{(1838 \cdot 0,7)^2 - 1116^2} = 640 N$$

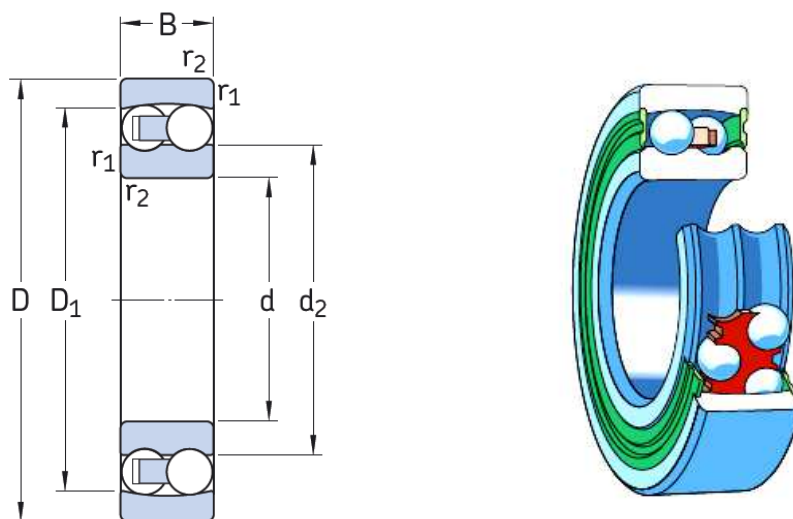
Axiální síla zatěžující v ideálním předpokladu každé ložisko stejně bude :

$$F_{aN} = \frac{F_{aa}}{3} = \frac{640}{3} = 213 N \quad (194)$$

Pro zadní uložení hřídele byli vybrána dvouřadá naklápěcí ložiska, která používá i výrobce motokár MS-KART. Krajní ložiska A,B budou typové řady 1206 ETN9, prostřední ložisko 1207 ETN9, obojí od výrobce SKF.

Tab.7. [26] Parametry vybraných dvouřadých naklápěcích ložisek SKF

Hlavní rozměry			Únosnost dyna- mická C	sta- tická C ₀	Mezní únarové zatížení P _u	Přípustné otáčky		Hmot- nost	Označení Ložisko s válcovou dírou
d	D	B				Referenč- ní otáčky	Mezní otáčky		
mm			kN		kN	min ⁻¹		kg	–
30	62	16	15,6	4,65	0,24	24 000	15 000	0,22	1206 ETN9
	62	20	23,8	6,7	0,35	22 000	15 000	0,26	2206 ETN9
	72	19	22,5	6,8	0,36	19 000	13 000	0,39	1306 ETN9
	72	27	31,2	8,8	0,45	18 000	13 000	0,50	2306
35	72	17	19	6	0,31	20 000	13 000	0,32	1207 ETN9
	72	23	30,7	8,8	0,46	18 000	12 000	0,40	2207 ETN9
	80	21	26,5	8,5	0,43	16 000	11 000	0,51	1307 ETN9
	80	31	39,7	11,2	0,59	16 000	12 000	0,68	2307 ETN9



Obr.73. [26] Dvouřadé naklápěcí ložisko SKF

Základní trvanlivost ložiska je matematicky definována rovnicí trvanlivosti, která platí pro všechny typy ložisek

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad [\text{hodiny}] \quad (195)$$

Upravený vztah základní trvanlivosti ložiska na počet ujetých kilometrů

$$L_x = \left(\frac{C}{P} \right)^p \cdot \pi \cdot D \cdot 10^3 \quad [10^6 \text{ km}] \quad (196)$$

Kde C je základní dynamická únosnost, P – ekvivalentní dynamické (statické) zatížení ložiska (p – mocnitel pro kuličková ložiska $p=3$), D – průměr kola

Pro ekvivalentní dynamické zatížení dvouřadého naklápěcího ložiska platí:

$$P = F_R + Y_1 \cdot F_A, \text{ pro } F_A / F_R \leq e \quad [N] \quad (197)$$

$$P = 0,65F_R + Y_2 \cdot F_R, \text{ pro } F_A / F_R > e \quad [N] \quad (198)$$

Výpočet dvouřadého naklápěcího trvanlivost ložiska 1206 ETN9

$$\frac{F_A}{F_R} = \frac{F_{aN}}{R_{B2}} = \frac{213}{1221} = 0,17 < e = 0,33 \quad (199)$$

$$P_{AB} = F_R + Y_1 \cdot F_A = R_{B2} + Y_1 \cdot F_{aN} = 1221 + 2,5 \cdot 213 = 1754N \quad (200)$$

$$L_{AB} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \pi \cdot D_k \cdot 10^3 = \left(\frac{19000}{1626}\right)^3 \cdot \pi \cdot 0,265 \cdot 10^3 = 0,2 \cdot 10^6 \text{ km} \quad (201)$$

Výpočet dvouřadého naklápěcího trvanlivost ložiska 1207 ETN9

$$\frac{F_A}{F_R} = \frac{F_{aN}}{R_{C2}} = \frac{213}{1613} = 0,13 < e = 0,33 \quad (202)$$

$$P_C = F_R + Y_1 \cdot F_A = R_{C2} + Y_1 \cdot F_{aN} = 1613 + 2,7 \cdot 213 = 2188 \text{ N} \quad (203)$$

$$L_C = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \pi \cdot D_k \cdot 10^3 = \left(\frac{19000}{2188}\right)^3 \cdot \pi \cdot 0,265 \cdot 10^3 = 0,55 \cdot 10^6 \text{ km} \quad (204)$$

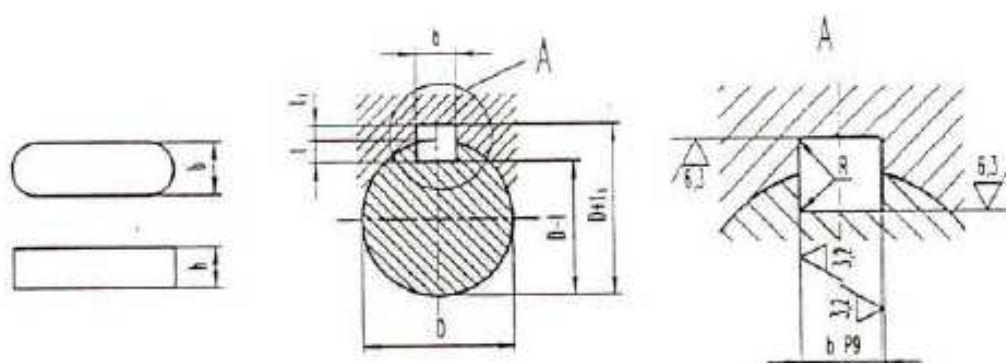
Dvouřadá naklápěcí ložiska 1206 ETN9 a 1207 ETN9 vydrží základní trvanlivost 80000km.

7.6 Kontrola perového spoje

Drážky pro pera, které jsou na hřídeli vyfrézovány slouží k

- Přenosu kroutícího momentu M_K z ozubené hnané řemenice na hřídel (průřez H)
- Přenosu kroutícího momentu M_K z ozubené hnané řemenice na náboje pravého a levého zadního kola (průřez A a M)
- Přenosu brzdného momentu M_{BR} z kotoučové brzdy na hřídel (průřez D)

Pero je strojní součást jejíž rozměry jsou definovány normou. Rovněž jsou normovány rozměry drážek v hřídeli a v náboji. Pro spojení jsou použita pera těsná. Normované rozměry drážky, pera a náboje jsou uvedeny v tab.8.



obr.74. [11] Pera těsná - normované rozměry

Tab.8. [11] Normované rozměry těsných per

Rozměry v milimetrech

Průměr hřídele D		Pera		Drážka pro pera v hřídeli				Drážka pro pera v náboji						Šířka drážky	Zaoblení
				ČSN		ISO		mezni úchyly		Podle ČSN			Podle ISO		
				přes	do	b	h	t	t	dolní	horní	t_1	dolní úchyl.	horní úchyl.	t_1
6	8	2	2	1,1	1,2	0	+0,1	0,9	+0,1	+0,2	1	0	+0,1	2	0,2
8	10	3	3	1,7	1,8	0	+0,1	1,3	+0,1	+0,2	1,4	0	+0,1	3	0,2
10	12	4	4	2,4	2,5	0	+0,1	1,6	+0,1	+0,2	1,8	0	+0,1	4	0,4
12	17	5	5	2,9	3,0	0	+0,1	2,1	+0,1	+0,2	2,3	0	+0,1	5	0,4
17	22	6	6	3,5	3,5	0	+0,2	2,5	+0,1	+0,2	2,8	0	+0,1	6	0,4
22	30	8	7	4,1	4,0	0	+0,2	2,9	+0,1	+0,2	3,3	0	+0,2	8	0,4
30	38	10	8	4,7	5,0	0	+0,2	3,3	+0,2	+0,4	3,3	0	+0,2	10	0,4
38	44	12	8	4,9	5,0	0	+0,2	3,1	+0,2	+0,4	3,3	0	+0,2	12	0,6
44	50	14	9	5,5	5,5	0	+0,2	3,5	+0,2	+0,4	3,8	0	+0,2	14	0,6

Všechny 4 pera jsou vyhotoveny v rozměrech podle průměru hřídele 30-38mm (obr. 39)

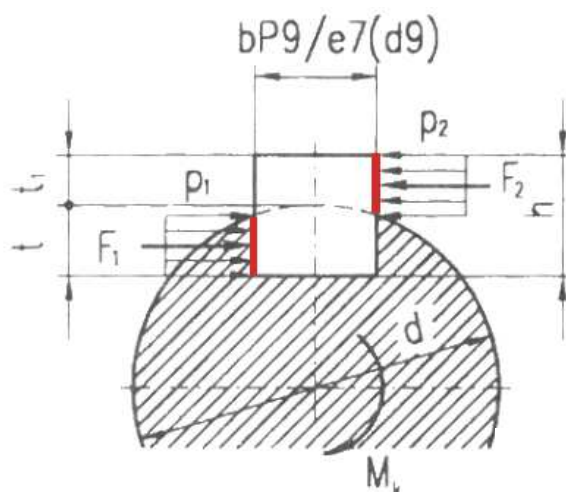
7.6.1 Kontrola pera na otláčení

Kontrola na otláčení se provede zvlášť pro hřídel a zvlášť pro náboj jímž je ozubená hnaná řemenice, neboť pro obě komponenty má pera různou funkční plochu. Nejprve se určí síla působící na daném průměru a pomocí ní se vypočte tlak působící mezi perem a bokem drážky v komponentě. Dovolený tlak p_{dov} mezi komponenty, je dán materiálem náboje ozubené řemenice :

$p_{dov} = 80 \text{ Mpa}$ pro pera těsné a náboj z šedé litiny

$p_{dov} = 120 \text{ Mpa}$ pro pera těsné a ocelový náboj

Materiál ozubených řemenic od výrobce TYMA je ocelový, $p_{dov} = 120 \text{ Mpa}$.



obr.75. Zobrazení působení sil na perový spoj při namáhání pera na otláčení

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Drážka pro přenos kroutícího momentu z ozubené hnané řemenice na kola

Kontrola na tlak mezi bokem drážky hřídele a perem

$$F_{PE1} = \frac{M_K}{\frac{D_1}{2} - \frac{t}{2}} = \frac{75}{\frac{30}{2} - \frac{4,7}{2}} = 5929N \quad (205)$$

$$p_{PE1} = \frac{F_{PE1}}{(l-b) \cdot t} = \frac{5929}{(0,03 - 0,01) \cdot 0,0047} = 63,1Mpa \quad (206)$$

Kontrola na tlak mezi bokem drážky v náboji a perem

$$F_{NA1} = \frac{M_K}{\frac{D_1}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{75}{\frac{30}{2} + \frac{3,3}{2}} = 4504N \quad (207)$$

$$p_{NA1} = \frac{F_{PE1}}{(l-b) \cdot t} = \frac{4504}{(0,03 - 0,01) \cdot 0,0033} = 68,24Mpa \quad (208)$$

 $p_{NA1}, p_{PE1} < p_{dov}$ pero na otláčení vyhovujeDrážka pro přenos brzdného momentu z ozubené hnané řemenice na kola

Kontrola na tlak mezi bokem drážky hřídele a perem

$$F_{PE2} = \frac{M_{BR}}{\frac{D_3}{2} - \frac{t}{2}} = \frac{106,8}{\frac{35}{2} - \frac{4,7}{2}} = 7050N \quad (209)$$

$$p_{PE2} = \frac{F_{PE1}}{(l-b) \cdot t} = \frac{7050}{(0,03 - 0,01) \cdot 0,0047} = 75Mpa \quad (210)$$

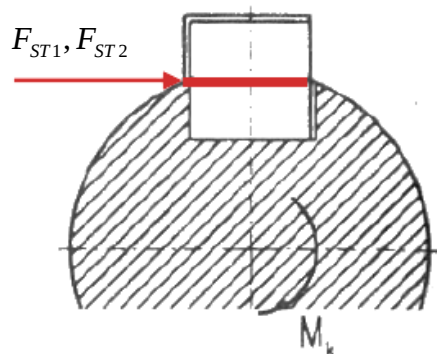
Kontrola na tlak mezi bokem drážky v náboji a perem

$$F_{NA2} = \frac{M_{BR}}{\frac{D_3}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{106,8}{\frac{35}{2} + \frac{3,3}{2}} = 5577N \quad (211)$$

$$p_{NA2} = \frac{F_{PE1}}{(l-b) \cdot t} = \frac{5577}{(0,03 - 0,01) \cdot 0,0033} = 84,5Mpa \quad (212)$$

 $p_{NA2}, p_{PE2} < p_{dov}$ pero na otláčení vyhovuje

7.6.2 Kontrola pera na stříh



obr.76 Zobrazení působení sil na perový spoj při namáhání pera na stříh

Drážka pro přenos kroutícího momentu M_K z ozubené hnané řemenice na kola

$$F_{ST1} = \frac{M_K}{\frac{D_1}{2}} = \frac{75}{\frac{0,03}{2}} = 5000N \quad (213)$$

$$p_{ST1} = \frac{F_{ST1}}{b \cdot l} = \frac{5000}{0,01 \cdot 0,03} = 16,67Mpa \quad (214)$$

$$k_{ST} = \frac{R_{ST}}{p_{ST1}} = \frac{0,577 \cdot R_E}{p_{ST1}} = \frac{0,577 \cdot 410}{16,67} = 14,2 \quad (215)$$

Drážka pro přenos brzdného momentu M_{BR} z ozubené hnané řemenice na kola

$$F_{ST2} = \frac{M_{BR}}{\frac{D_3}{2}} = \frac{106,8}{\frac{0,35}{2}} = 6102N \quad (216)$$

$$p_{ST1} = \frac{F_{ST1}}{b \cdot l} = \frac{6102}{0,01 \cdot 0,03} = 20,34Mpa \quad (217)$$

$$k_{ST} = \frac{R_{ST}}{p_{ST1}} = \frac{0,577 \cdot R_E}{p_{ST1}} = \frac{0,577 \cdot 410}{20,34} = 11,63 \quad (218)$$

Pero na namáhání ve stříhu vyhovuje s dostatečně velkou bezpečností.

8 Závěr

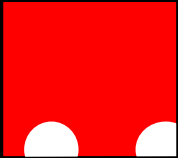
Cílem diplomové práce bylo zpracování konstrukčního návrhu přestavby motokáry poháněné spalovacím motorem, na motokáru poháněnou elektromotorem. V první části diplomové práce byly popsány jednotlivé druhy elektromotorů a byla určena jejich vhodnost pro použití do motokáry pro půjčovny. Z popsaných elektromotorů byl vybrán BLDC elektromotor pro své nesčetné výhody, jako je např. jeho přetížitelnost, dobrá účinnost v celém otáčkovém spektru motokáry a vynikajícímu poměru jeho hmotnosti k výkonu, který poskytuje. Dále byly pro vybraný elektromotor navrženy jednotlivé elektrokomponenty, zejména invertor, potřebný pro řízení otáček BLDC elektromotoru a byly vybrány vhodné baterie o dostatečné kapacitě pro zaručení minimálně půlhodinového provozu motokáry. Jelikož je vybraný elektromotor možno krátkodobě přetížit 2x nad nominální hodnotu výkonu elektromotoru, který je srovnatelný s maximálním výkonem spalovacího agregátu, následuje v další části diplomové práce návrh a výpočet mechanických částí elektropohonu vzhledem k jejich dostatečné pevnosti a dlouhodobé životnosti. Mezi tyto části patří stálý převod tvořený hnací a hnanou ozubenou řemenicí přenášející kroutící moment BLDC elektromotoru na poháněnou zadní tuhou nápravu a hřídel zadní nápravy uložený ve třech ložiskových domcích. Abychom však mohli spočítat pevnost a životnost hnaného hřídele, určit trvanlivost ložisek a provést kontrolu těsných per přenášejících kroutící moment, bylo třeba nejdříve stanovit síly zatěžující celý hnací mechanismus. Síly zatěžující hnaný hřídel, ložiska atd. vychází z rovnoměrně zrychleného nebo rovnoměrně zpomaleného pohybu motokáry a byly určeny zvlášť pro akceleraci a zvlášť pro deceleraci motokáry, neboť oba stavy způsobují rozdílné zatížení hnaného hřídele v rozdílných místech hřídele. Po stanovení sil a momentů zatěžujících hnaný hřídel a jeho ložiska při akceleraci a deceleraci motokáry, byly určeny velikosti redukováného napětí v nebezpečných průřezech hřídele, které je důsledkem zatěžování hřídele kombinací krutu a ohybu. Podle velikosti maximálního napětí, vyskytujícího se v jednom z kritických průřezů hřídele vybereme vhodný materiál pro zhotovení hřídele. Na základě vybraného materiálu hřídele byla poté spočítána životnost hnaného hřídele, dále byla určena trvanlivost ložisek v nichž je hřídel uložen a byla provedena kontrola těsných per. Cíle diplomové práce podle úkolů stanovených v úvodu diplomové práce byly tedy splněny.

V dalším kroku by bylo třeba detailně rozpracovat konstrukci rámu motokáry podle mého koncepčního návrhu uspořádání jednotlivých prvků elektropohonu uloženého v zadní části rámu motokáry. Detailní rozpracování rámu motokáry by byl dobrý námět další diplomové práce. I přes použití hmotných baterií napájejících elektromotor je třeba konstatovat, že hmotnost motokáry nebude výrazně navýšena. Veškeré baterie zatíží motokáru navíc 22 kg, avšak záměnou spalovacího motoru za elektromotor ušetříme 7kg. Když vezmeme v úvahu všechny konstrukční změny související s přestavbou motokáry, nezvedne se hmotnost motokáry o více jak 20kg, což nebude mít zásadní vliv na naddimenzování nosných prvků motokáry.

	Ústav automobilního a dopravního inženýrství	Str. 107
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Zhodnocení významu přestavby motokáry se spalovacím motorem na elektro-motokáru :

Navržená motokára s elektropohonem má oproti spalovacímu motoru používanému u motokár řadu výhod a to především: elektropohon je oproti používaným spalovacím motorům v motokárách, velice tichý, díky přetížitelnosti elektromotoru dosahuje motokára větších zrychlení, elektromotory jsou relativně spolehlivější, což je dáno jejich celkovou jednoduchostí a menším počtem dílů než u běžného spalovacího motoru. Z jednoduchosti elektromotorů vyplývá i vyšší míra bezúdržbovosti. Spolehlivosti a bezúdržbovosti elektropohonu je však dosaženo za předpokladu použití kvalitních, ale zato drahých elektrokomponent souvisejících s elektropohonem. Elektromotory nevytváří emise výfukových plynů a umožňují tak použití motokár pro půjčovny v krytých prostorách, aniž by se musely kryté prostory od výfukových zplodin odvětrávat, což je spojeno s nákladnými úpravami krytých prostor půjčoven motokár. Náklady na ujetí jednoho kilometru jsou v případě nabíjení motokár nočním proudem až 8x nižší. Nižší provozní náklady při průměrném využití motokáry tak vykompenzují vyšší pořizovací náklady elektro-motokár, které jsou spojeny zejména s nákupem drahých baterií, managementem baterií a drahým BLDC elektromotorem. Vzhledem k uvedeným skutečnostem si elektro-motokára jistě najde své kupce i přes její vyšší pořizovací náklady.

	Ústav automobilního a dopravního inženýrství	Str. 108
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

9 Přehled použitých zdrojů

- [1] KAMEŠ, Josef. Alternativní pohony automobilu. Vyd. 1. Praha: Nakladatelství BEN – technická literatura, 2005. 231 s. ISBN 978-80-7300-127-8
- [2] VLK, František a Pavel VÁVRA. *Alternativní pohony motorových vozidel: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 1. vyd. Brno: Prof.Ing.František Vlk, DrSc., 2004. 234 s. ISBN 80-239-1602-5.
- [3] PAVELKA, Jiří, Emanuel ONDRÁČEK a Jan VRBKA. *Elektrické pohony: příručka techniky, volby a užití vybraných druhů*. Vyd. 1. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2007. 222 s. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojní). ISBN 978-80-01-03588-7
- [4] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel* /. vyd. 2. Brno: Prof.Ing.František Vlk, DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2006. 432 s. ISBN 80-239-0024-2.
- [5] VLK, František. *Převody motorových vozidel*. 1. vyd. Brno: Prof.Ing.František Vlk, DrSc, 2006. 371 s. ISBN 80-239-6463-1.
- [6] LEINVEBER, Petr TOMČÍK, Radim TROJAN. *Ověřená technologie montáže motokáry INDOOR 08, Ostrava 2010, 187s*
- [7] NOVÁK, Drahomír. *Pružnost a pevnost*. Brno: Vysoké učení technické, Fakulta stavební, 2004. 48 s.
- [8] JANÍČEK, Přemysl, Emanuel ONDRÁČEK a Jan VRBKA. *Mechanika těles: pružnost a pevnost I*. 2. vyd. Brno: VUT, 1992. 287 s. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojní). ISBN 80-214-0468-X.
- [9] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Brno: VUTUM, 2010. 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [10] SVOBODA, Pavel. *Základy konstruování*. Vyd. 4. Brno: CERM, 2011. 234 s. ISBN 978-80-7204-750-5
- [11] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. xiv, 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [12] < <http://www.mskart.cz> >
- [13] < <http://www.motokary.net/news/show.php?id=217>>
- [14] < <http://www.rimo.de> >
- [15] < <http://kart-pneu.cz/pneu/pneu-pro-pujcovny-motokar/>>
- [16] < <http://www.electrical-design-tutor.com/squirrelcagemotors.html>>
- [17] < <http://www.siemens.com> >
- [18] < <http://www.heinzmann.com/en/electric-and-hybrid-drives/disc-motors/synchronous-motors>>
- [19] < <http://www.pedaily.cn/Item.aspx?id=194151>>
- [20] <<http://www.fg-forte.cz/cz/clanek/172-nahradi-lithiove-clanky-olovene-baterie.aspx>>
- [21] < <http://www.battery.cz/lithium-yttrium-gwl/power-lithium-yttrium-lifepo4/lifepo4-akumulator-12v-40ah-v5790>>
- [22] < http://www.auto88.cz/_pdf/GWL-Power-EV-Report-20091115.pdf>
- [23] < <http://www.ev-power.eu/> >
- [24] < <http://www.zapigroup.it/en/product/ble-2-ble-2-pw-controller>>
- [25] < <http://www.tyma.cz> >
- [26] < <http://www.skf.com>>

10 Seznam použitých symbolů

a_m	Zrychlení motokáry	$m \cdot s^{-2}$
a_b	Brzdné zpomalení motokáry	$m \cdot s^{-2}$
c_x	Součinitel odporu vzduchu	–
C	Základní dynamická únosnost ložiska	N
D_K	Průměr zadní pneumatiky	m
e	Rameno valení	m
E	Yongův modul pružnosti v tahu	MPa
E_b	Hustota energie všech akumulátorů	kWh
f	Součinitel odporu valení	–
F_a	Setrvačná síla vyvolaná akceleračním zrychlením	N
F_A	Styková síla v ložisku A	N
F_{ad}	Adhezní síla	N
F_{aN}	Axiální síla zatěžující ložiska	N
F_B	Styková síla v ložisku B	N
F_{BR}	Brzdná síla	N
F_C	Styková síla v ložisku C	N
F_{RP}	Síla od předpětí v řemeni	N
F_T	Tahová síla ozubeného řemene	N
F_{R1}	Síla v nezatížené větvi ozubeného řemene	N
F_{R2}	Síla v zatížené větvi ozubeného řemene	N
F_R	Síla zatěžující hřídel motokáry při akceleraci	N
F_{NA}	Síla působící mezi bokem drážky v náboji a perem	N
F_{PE}	Síla působící mezi bokem drážky hřídele a perem	N
F_{ST}	Střížná síla pera	N
F_K	Hnací síla na kolech	N
F_H	Hnací síla motoru motokáry	N
F_W	Reakce vozovky s přední nápravou	N
F_Q	Reakce vozovky se zadní nápravou	N
F_S	Setrvačná síla vyvolaná brzdným zpomalením	N
F_P	Síla zatěžující konce hnaného hřídele	N
g	Gravitační zrychlení	$m \cdot s^{-2}$
G_M	Tíha motokáry	N
i_{SP}	Převodovým poměr stálého převodu	–
l_h	Vzdálenost mezi ložisky A,B	m
I_K	Moment setrvačnosti zadní nápravy	kgm^2
I_M	Moment setrvačnosti motoru	kgm^2
J_{xz}	Osový kvadratický moment	m^4
J_P	Polární kvadratický moment	m^4

k_e	Koeficient statické bezpečnosti	–
k_e	Koeficient bezpečnosti k meznímu stavu únavy	–
L_{10}	Základní trvanlivost ložiska	h
L_{AB}	Základní trvanlivost ložiska AB	km
L_{AB}	Základní trvanlivost ložiska C	km
m_M	Hmotnost motokáry	kg
m_J	Hmotnost jezdce	kg
m_V	Hmotnost motokáry s jezdcem	kg
m_V	Hmotnost hřídele	kg
M_{BR}	Brzdňý moment	Nm
M_n	Jmenovitý moment elektromotoru	Nm
M_{max}	Maximální moment elektromotoru	Nm
M_M	Maximální elektronicky omezený moment elektromotoru	Nm
M_K	Kroutící moment na kolech zadní nápravy	Nm
M_o	Velikost ohybového momentu	Nm
M_{ox}	Ohybový moment v ose x	Nm
M_{oz}	Ohybový moment v ose z	Nm
n_N	Maximální otáčky elektromotoru	s^{-1}
n_K	Maximální otáčky hnaného hřídele	s^{-1}
n_{kr}	Kritické otáčky hnaného hřídele	s^{-1}
O_A	Odpor vzduchu	N
O_S	Odpor sklonu	N
O_V	Odpor valení	N
O_Z	Odpor zrychlení	N
p_{NA}	Tlak působící mezi bokem drážky v náboji a perem	MPa
p_{PE}	Tlak působící mezi bokem drážky hřídele a perem	MPa
p_{ST}	Střižňý tlak	MPa
P	Ekvivalentní dynamické zatížení ložisek	N
P_m	Jmenovitý výkon elektromotoru	W
P_{max}	Maximální výkon elektromotoru	W
r_D	Dynamický poloměr kola	m
r_B	Rameno brzdňé síly	m
R_e	Mez kluzu oceli	MPa
R_m	Pevnost v tahu	MPa
R_A	Reakční síla v ložisku A	N
R_B	Reakční síla v ložisku B	N
R_C	Reakční síla v ložisku C	N
S_X	Plocha průmětu obrysu motokáry	m^2
t_r	Reakční doba jezdce	s

t_p	Doba prodlevy	s
t_n	Doba náběhu brzdění	s
t_{br}	Doba plného brzdného zpomalení	s
t_{pr}	Doba přípravy	s
t_{ub}	Doba úplného brzdění	s
$v_{\max}$	Maximální rychlost motokáry	$m \cdot s^{-2}$
W_O	Modul průřezu v ohybu	m^3
W_K	Modul průřezu v krutu	m^3
α_o	Tvarový součinitel v ohybu	—
α_K	Tvarový součinitel v krutu	—
β_o	Součinitel vrubu pro ohyb	—
β_k	Součinitel vrubu pro krut	—
ε_K	Úhlové zrychlení zadní nápravy	$rad \cdot s^{-2}$
ε_M	Úhlové zrychlení motoru	$rad \cdot s^{-2}$
η_{SP}	Účinnost řemenového převodu	—
ρ	Hustota vzduchu	$kg \cdot m^3$
μ	Součinitel adheze	—
σ_a	Amplituda nominálního normálového napětí	MPa
σ_{Co}	Mez únavy v ohybu	MPa
σ_{Co}^*	Redukovaná mez únavy v ohybu	MPa
σ_m	Střední hodnota nominálního normálového napětí	MPa
σ_o	Ohybové napětí	MPa
σ_{red}	Redukované napětí	MPa
τ_a	Amplituda nominálního smykového napětí	MPa
τ_m	Střední hodnota nominálního smykového napětí	MPa
τ_{Ck}	Mez únavy v krutu	MPa
τ_{Ck}^*	Redukovaná mez únavy v krutu	MPa
τ_o	Smykové napětí	MPa