



**FAKULTA  
STROJNÍ  
ČVUT V PRAZE**

**Ústav automobilů spalovacích motorů a  
kolejových vozidel (U12120)**

**Koncepční návrh konstrukce  
motocyklu s konvenčním i  
elektrickým pohonem**

**Conceptual design of motorcycle  
construction with conventional and  
electric drive**

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

**2019**

**Bc. Martin Horčík**

Studijní program: Strojní inženýrství (N2301)

Studijní obor: Dopravní, letadlová a transportní technika (2301T047)

Vedoucí práce: Ing. Jiří Pakosta Ph.D.

---

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Horčík** Jméno: **Martin** Osobní číslo: **437259**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávací katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**  
Studijní program: **Strojní inženýrství**  
Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

## II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

**Koncepční návrh konstrukce motocyklu s konvenčním i elektrickým pohonem.**

Název diplomové práce anglicky:

**Conceptual design of motorcycle construction with conventional and electric drive.**

Pokyny pro vypracování:

Navrhněte nosný rám motocyklu, který umožní zástavbu vybraného spalovacího motoru, nebo čistě elektrického pohonného ústrojí při zachování shodných parametrů geometrie podvozku a s minimálním počtem rozdílných částí svařovaného rámu. Zvolte pohonný agregát pro variantu se spalovacím motorem a navrhněte vhodné elektrické pohonné ústrojí, kterým lze spalovací pohonný agregát nahradit. Vypracujte 3D model navrženého rámu pro obě varianty pohonů. Proveďte základní statickou pevnostní a modální analýzu navrženého rámu. Zpracujte výkres sestavy pro definování vzájemné polohy jednotlivých součástí v konstrukčních celcích obou variant rámu.

Seznam doporučené literatury:

VLK, F.: Teorie a konstrukce motocyklů. Brno, 2004.  
FOALE, T.: Motorcycle handling and chassis design: the art and the science. 2002.  
NOCE, D.: The engineering process for the design of a motorcycle chassis and suspension. 2012.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

**Ing. Jiří Pakosta, Ph.D., ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS**

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

\_\_\_\_\_

Datum zadání diplomové práce: **18.04.2019**

Termín odevzdání diplomové práce: **10.07.2019**

Platnost zadání diplomové práce: \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_  
Ing. Jiří Pakosta, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) práce

\_\_\_\_\_  
doc. Ing. Oldřich Víték, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

\_\_\_\_\_  
prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.  
podpis děkana(ky)

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

\_\_\_\_\_  
Datum převzetí zadání

\_\_\_\_\_  
Podpis studenta

## **Anotační list**

<b>Jméno autora:</b>	Martin HORČÍK
<b>Název DP:</b>	Koncepční návrh konstrukce motocyklu s konvenčním i elektrickým pohonem
<b>Anglický název:</b>	Conceptual design of motorcycle construction with conventional and electric drive
<b>Rok:</b>	2019
<b>Studijní program:</b>	Strojní inženýrství (N2301)
<b>Obor studia:</b>	Dopravní letecká a transportní technika (2301T047)
<b>Ústav:</b>	Ústav automobilů spalovacích motorů a kolejových vozidel (U12120)
<b>Vedoucí DP:</b>	Ing. Jiří PAKOSTA, Ph.D.
<b>Bibliografické údaje:</b>	počet stran: 126
počet obrázků	Obr. 165
počet tabulek	Tab. 40
počet příloh	6
<b>Klíčová slova:</b>	Návrh, koncepce, motocykl, elektromotocykl, rám
<b>Keywords:</b>	Design, conception, motorcycle, electric motorcycle, frame

### **Anotace:**

Výstupem z dalšího textu je návrh možného řešení uložení dvou variant systému pohonů do jednotného základního dílu nosného rámu motocyklu. Byla vypracována rešerše v oblasti motocyklů konvenčních a elektrických. Spalovací motor byl určen požadavkem zadavatele a k němu byly následně vybrány vhodné komponenty pohonu elektrického. Návrh je doplněn o CAD model první iterace návrhu nového stroje splňujícího zvolené okrajové podmínky. Navržený rám byl podroben základní strukturní a modální analýze za účelem ověřit jeho vlastnosti. Byla vypracována návrhová výkresová dokumentace znázorňující základní polohy komponent pohonu v jednotlivých variantách návrhu, jejich montážní body a základní vnější rozměry navržených dílů.

### **Abstract:**

The following text describes the process of conceptual design and suggestion of one of many possible solutions for construction of motorcycle with possibility of equipping it with two propulsion systems, while only one unified basic structural frame part is used with minimal modifications. Research was made in order to compare existing solutions of frames used in motorcycles with internal combustion engine and electric drive. The internal combustion engine, which is used was determined by the submitter, components of electric drive were chosen as alternative to the engine. The thesis also contains CAD model which shows possible solution of first iteration of the designed motorcycle. The CAD model was used for basic structural and modal analysis. The model is shown in appended technical drawings, that are focused to show position of propulsion system components and places used to attach them to the frame.

---



## PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat panu Ing. Jiřímu Pakostovi, Ph.D. a panu Ing. Janu Baněčkovi Ph.D. za odborné konzultace a firmě AKKA Technologies za možnost vypracovávat tuto diplomovou práci s jejich technickou podporou.



## PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem tuto svou diplomovou práci zabývající se návrhem koncepce motocyklového rámu pro konvenční spalovací nebo elektrický systém pohonu vypracoval zcela samostatně pod vedením Ing. Jiřího Pakosty, Ph.D., a za podpory firmy AKKA Technologies a s použitím odborné literatury a pramenů, které jsou všechny uvedeny v seznamu použité literatury a vyobrazení.

V Praze dne 26.06.2019

Martin Horčík

Obsah:

<b>Poděkování</b> .....	I
<b>Prohlášení</b> .....	II
Seznam použitých fyzikálních veličin a zkratk .....	VIII
1. Úvod, motivace.....	1
2. Teoretická část .....	3
2.1. Motocykl – definice pojmu .....	3
2.1.1. Základní souřadný systém modelu, definice v prostoru .....	3
2.1.2. Komponenty sestavy motocyklu .....	4
2.2. Zástavba více pohonných řetězců .....	4
2.3. Jízdní dynamika motocyklu .....	4
2.3.1. Jízdní odpory vozidla .....	5
2.3.1.1. Odpor valení.....	5
2.3.1.2. Odpor mechanismů .....	6
2.3.1.3. Odpor aerodynamický .....	6
2.3.1.4. Odpor ze stoupání .....	7
2.3.1.5. Odpor ze zrychlení.....	7
2.3.2. Celková potřebná hnací síla a výkon.....	8
2.3.3. Ovladatelnost, stabilita.....	8
2.3.3.1. Ovladatelnost.....	8
2.3.3.2. Vliv rotace kol na stabilitu.....	8
2.3.4. Poloha těžiště.....	9
2.1. Zrychlení a zpomalení omezené stabilitou.....	10
2.2. Pneumatiky a adhezní omezení maximálního zrychlení .....	11
2.2.1. Adhezní omezení akcelerace a brzdění na rovině .....	11
2.2.2. Maximální brzdná síla .....	12
2.2.3. Adhezní omezení zatáčení.....	12
2.3. Nosný rám jednostopého vozidla .....	14
2.3.1. Dělení typů rámu.....	15
2.3.1.1. Dělení typů rámu dle uložení motoru .....	15
2.3.1.2. Rám uzavřený.....	15
2.3.1.3. Rám otevřený.....	15
2.3.2. Dělení dle typu a technologie konstrukce rámu .....	16
2.3.2.1. Jednoduché .....	16
2.3.2.2. Rozdvojené rámy.....	16
2.3.2.3. Dvojité .....	16
2.3.2.4. Samonosná konstrukce .....	16
2.3.2.5. Jednotrubkové .....	17
2.3.2.6. Dvoutrubkové .....	17
2.3.2.7. Odlévané.....	17
2.3.2.1. Mřížové (příhradové, trellis).....	17
2.3.2.2. Mostové.....	18
2.3.2.3. Páteřové rámy.....	18



2.3.2.4.	Rámy kolébkové .....	19
2.3.2.5.	Lisované rámy .....	19
2.3.3.	Svařování rámu .....	19
2.4.	Existující motocykly s trubkovým rámem a konvenčním uspořádáním pohonu .....	20
2.4.1.	Yamaha XT660.....	20
2.4.2.	Jawa 660 Sportard, Vintage.....	21
2.5.	Rámy a uspořádání komponent u existujících Elektromotocyklů.....	21
2.5.1.	ZERO Motorcycles S, DS, SR, F, FX.....	22
2.5.2.	Energica EGO a EVA .....	22
2.5.3.	Brammo .....	23
2.5.4.	SuperSOCO.....	23
2.5.5.	Kuberg .....	24
2.5.6.	Harley Davidson LiveWire .....	25
2.5.1.	Alta Motors, Alta Redshift EXR.....	26
2.5.2.	Moto Student, CTU Lions Evo 1.1 Electric.....	26
2.6.	Polohy těžišť existujících motocyklů.....	27
2.7.	Konstrukce motocyklového rámu .....	28
2.7.1.	Základní geometrické parametry rámu.....	28
2.7.1.1.	Osa řízení .....	28
2.7.1.2.	Závlek předního kola .....	29
2.7.1.3.	Poloha těžiště.....	29
2.7.2.	Tuhost celého motocyklu .....	31
2.7.3.	Tuhost nosného rámu .....	32
2.7.3.1.	Boční tuhost rámu .....	32
2.7.3.2.	Torzní tuhost rámu .....	32
2.7.3.1.	Podélná tuhost rámu .....	33
2.7.3.2.	Tuhost zadní vidlice .....	33
2.8.	Možnosti provedení pohonného řetězce motocyklu .....	34
2.8.1.	PŘ Spalovací .....	34
2.8.2.	PŘ Elektrický.....	34
2.8.3.	Pohonný řetězec hybridní .....	35
2.9.	Přenos vibrací do rámu.....	36
2.10.	Prováděné metody vedoucí k vypracování .....	36
2.10.1.	CAD.....	37
2.10.1.1.	Metodika skeletu .....	37
2.10.2.	Strukturální analýza .....	37
2.10.3.	Modální analýza .....	38
2.11.	Jezdec a spolujezdec.....	38
3.	Praktická část - Předpoklady pro vlastní řešení, definice okrajových podmínek.....	40
3.1.	Volba koncepce rámu .....	40
3.2.	Základní geometrické parametry nového rámu .....	41
3.3.	Volba a výběr komponent balíčků pohonných řetězců .....	41
3.3.1.	Volba spalovacího motoru (SM) .....	42



3.3.1.1.	Určení nedohledaných parametrů a rozměrů zvoleného SM .....	43
3.3.1.1.	Parametry převodovky SM.....	44
3.3.1.2.	Momentová rychlostní charakteristika SM .....	46
3.3.1.1.	Možnosti uložení SM v rámu .....	47
3.3.2.	Výběr elektromotoru (EM).....	47
3.3.2.1.	Úprava hřídele EM pro zástavbu do rámu.....	49
3.3.2.2.	Předběžný návrh řemenového převodu.....	51
3.3.1.	Regulátor (měnič).....	52
3.3.2.	Výběr akumulátoru (AKU).....	53
3.3.2.1.	Parametry článků FARASIS [7].....	54
3.3.3.	Uložení komponent elektropohonu do rámu motocyklu .....	56
3.3.4.	Porovnání vybraných balíčků pohonů.....	56
3.3.5.	Volba předpokládané polohy komponent pohonů v rámu .....	57
3.4.	Definice zátěže rámu .....	61
3.4.1.	Svislá statická zátěž 1g a 3,5g .....	63
3.4.1.1.	Kontrolní výpočet normálového zatížení kol .....	66
3.4.1.2.	Výsledky statického výpočtu 3,5g.....	67
3.4.2.	Mez adheze .....	68
3.5.	Rozbor akcelerace .....	69
3.5.1.	Akcelerace na mezi adheze .....	69
3.5.2.	Akcelerace omezená stabilitou.....	69
3.5.3.	Mechanický model pro akceleraci .....	69
3.5.3.1.	Kvazistatické rovnovážné rovnice.....	70
3.5.3.2.	Výsledky výpočtu.....	71
3.6.	Rozbor brzdění.....	72
3.6.1.	Brzdění na mezi adheze .....	73
3.6.1.1.	Uvolnění těles .....	73
3.6.1.2.	Rovnice rovnováhy brzdění .....	73
3.6.1.3.	Výsledky výpočtu.....	74
3.6.2.	Jízda po předním kole .....	75
3.6.3.	Jízda po zadním kole .....	76
3.6.4.	Ustálený průjezd zatáčkou na mezi adheze.....	63
3.7.	Návrh koncepce nosného rámu dle okrajových podmínek .....	78
3.7.1.	Stěžejní konstrukční uzly ovlivňující .....	79
3.7.1.1.	Sekundární převod spalovací varianty .....	79
3.7.1.2.	Převod na kolo u elektrické varianty řešení pohonu.....	80
3.7.1.3.	Průřezy trubek, tloušťky plechů .....	81
3.7.2.	Volba a návrh jednotlivých komponent namontovaných k rámu.....	83
3.7.2.1.	Kola a pneumatiky .....	83
3.7.2.2.	Ložiska v kolech.....	83
3.7.2.3.	Přední teleskopická vidlice .....	83
3.7.2.4.	Brýle přední vidlice ( <i>triple trees</i> ) .....	84
3.7.2.5.	Osa řízení .....	84



3.7.2.6.	Zadní kyvná vidlice .....	86
3.7.2.1.	Návrh čepů zadní kyvné vidlice a jejich uložení v rámu.....	87
3.7.2.2.	Ložiska ZKV.....	89
3.7.2.3.	Pružina a tlumič zadní vidlice .....	89
3.7.2.4.	Čepy tlumiče .....	90
3.7.2.5.	Uložení stupaček jezdce na rámu .....	91
3.7.2.5.1.	Díl spojující stupačky jezdce s hlavním nosným rámem	Chyba! Záložka není definována.
3.7.2.5.2.	Díl spojující stupačky spolujezdce s hlavním nosným rámem.....	Chyba! Záložka není definována.
3.7.3.	Návrh svařence rámu.....	91
3.7.3.1.	Základní nosný modul středové části.....	92
3.7.3.1.1.	Umístění hlavy řízení v prostoru .....	92
3.7.3.1.1.1.	Trubkové bočnice a jejich triangulace .....	92
3.7.3.1.1.1.	Příčné trubky středové části .....	93
3.7.3.1.1.1.	Montáž středové části rámu .....	93
3.7.3.2.	Spodní větev rámu.....	93
3.7.3.2.1.	Příčné výztuhy .....	94
3.7.3.2.2.	Spalovací varianta –body pro uchycení spalovacího motoru .....	94
3.7.3.2.3.	Držáky spalovacího motoru .....	95
3.7.3.2.4.	Varianta s elektrickým pohonem – montážní uzly .....	97
3.7.3.3.	Spojení horního a spodního dílu .....	98
3.7.3.4.	Podsedlová část rámu .....	98
3.7.4.	Montážní body pro ostatní komponenty .....	98
3.8.	Strukturní analýzy návrhu – tuhosti rámu a zadní kyvné vidlice .....	99
3.8.1.	Tuhost nosného rámu .....	100
3.8.1.1.	Boční tuhost .....	100
3.8.1.2.	Torzní tuhost .....	102
3.8.1.3.	Podélná tuhost .....	103
3.8.2.	Tuhost zadní kyvné vidlice .....	105
3.8.2.1.	Boční tuhost ZKV .....	105
3.8.2.2.	Torzní tuhost ZKV .....	105
3.9.	Strukturní analýza. Kritická místa při zatěžování, pevnost a únosnost rámu .....	106
3.9.1.1.	Svislá zátěž 3,5g.....	107
3.9.1.1.1.	Spalovací varianta.....	108
3.9.1.1.2.	Elektro varianta: .....	109
3.9.1.2.	Zrychlování na mezi adheze .....	110
3.9.1.2.1.	Spalovací verze .....	110
3.9.1.2.2.	Elektro verze.....	111
3.9.1.3.	Brzdění mez adheze .....	112
3.9.1.3.1.	Spalovací verze .....	113
3.9.1.3.2.	Elektro verze.....	114
3.9.1.4.	Rovnovážná poloha při stojce na zadním kole.....	114
3.9.1.5.	Rovnovážný stav při stojce na předním kole .....	116



3.10. Modální analýza navrženého rámu .....	118
4. Závěr .....	122
5. Zdroje.....	124
6. Použitá neautorská vyobrazení.....	126
7. Přílohy.....	128
7.1. Výkresová dokumentace návrhu.....	128
7.2. MS EXCEL .....	128
7.3. MATLAB kód použitý pro výpočet mechanického rozboru.....	128

## Seznam použitých fyzikálních veličin a zkratk

### Fyzikální veličiny

$A; A_x$	$[m^2] [mm^2]$	Plocha, průřez; čelní plocha
$a$	$[m/s^2]$	Zrychlení
$a$	$[m] [mm]$	Vzdálenost, rozteč
$\alpha$	$[^\circ], [rad]$	Úhel
$b$	$[m/s^2]$	Záporná hodnota zrychlení (zpomalení)
$b$	$[m] [mm]$	Vzdálenost, rozteč
$\beta$	$[^\circ], [rad]$	Úhel
$C$	$[Ah] [kWh]$	Kapacita akumulátoru
$c_x$	$[-]$	Součinitel odporu vzduchu
$\gamma$	$[^\circ], [rad]$	Úhel
$\gamma$	$[-]$	Přetížení při průjezdu zatáčkou
$d; D$	$[mm]$	Průměr; délka
$\delta$	$[-]$	Součinitel rotačních hmot
$E$	$[MPa]$	Youngův modul pružnosti
$E$	$[J] [kWh]$	Energie, kapacita
$E_k; E_p$	$[J]$	Kinetická energie; potenciální energie
$e$	$[mm]$	Délka, excentricita, délka ramene valivého odporu
$\varepsilon$	$[^\circ] [rad]$	Úhel
$F; F_i$	$[N]$	Síla; i-tá složka síly
$f$	$[s^{-1}] [Hz]$	Frekvence
$f; f_{val}$	$[-]$	Součinitel valivého odporu
$\varphi_i$	$[^\circ], [rad]$	Úhel
$G$	$[MPa]$	Modul pružnosti ve smyku
$G$	$[N]$	Tíhová síla
$g$	$9,81 [m/s^2]$	Gravitační zrychlení
$h_i, H_i$	$[m] [mm]$	Výška, vzdálenost ve směru osy z
$\eta$	$[-]$	Účinnost
$I$	$[A]$	Elektrický proud
$J_o$	$[kgm^2]$	Moment setrvačnosti vůči ose o
$k_i$	$[N/m] [N/mm]$	Tuhost
$k_{torz}$	$[Nm/^\circ]$	Torzní tuhost
$l_i; L_i$	$[m] [mm]$	Délka, vzdálenost
$\lambda$	$[^\circ], [rad]$	Úhel
$M, M_k$	$[Nm], [Nmm]$	Moment, točivý (krouticí) moment
$m$	$[kg]$	Hmotnost
$m_{m+j}$	$[kg]$	Hmotnost sestavy motocykl+jezdec, moto.+jezdci
$\mu$	$[-]$	Součinitel adheze; součinitel tření
$N$	$[N]$	Normálová složka síly
$n$	$[min^{-1}]$	Otáčky za minutu



$\nu$	[-]	Poissonova konstanta
$\nu$	[°], [rad]	Úhel
O	[N]	Odporová síla, jízdní odpor
o	[m] [mm]	Obvod
$\omega$	[rad/s] [s <sup>-1</sup> ]	Úhlová rychlost, úhlová frekvence
P	[kW]	Mechanický výkon
p	[Pa] [MPa]	Tlak
p	[-]	Koeficient progresivity
P; p	[mm]	Rozteč
r; R	[mm] [m]	Poloměr; poloměr zatáčky
$r_d$	[mm] [m]	Dynamický poloměr pneumatiky
RPM	[min <sup>-1</sup> ]	Otáčky za minutu
$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Hustota, měrná hmotnost
s	[m] [km]	Dráha
s	[%]	Stoupání
S, S <sub>x</sub>	[m <sup>2</sup> ]	Čelní plocha obtékaného tělesa
$\sigma$	[N/mm] [MPa]	Normálové napětí
$\sigma_e$	[N/mm] [MPa]	Mez kluzu materiálu
$\sigma_m$	[N/mm] [MPa]	Mez pevnosti materiálu
T	[N]	Tečná složka síly
T	[s]	Perioda (T=1/f)
t	[s]	Čas
$\tau$	[N/mm] [MPa]	Smykové napětí
U	[V]	Elektrické napětí
v	[m/s] [km/h]	Rychlost posuvného pohybu
x	[m] [mm]	Souřadnice v podélném směru
y	[m] [mm]	Souřadnice v příčném směru
z	[m] [mm]	Souřadnice ve svislém směru
z	[-]	Počet zubů



### Použité zkratky

AKU	Akumulátorová baterie, blok akumulátoru
BLDC	<i>Brushless Direct Current EM</i> (bezkartáčový EM pro stejnosměrný proud)
CAD	<i>Computer aided drawing</i> (kreslení podporované počítačem)
DOF	Stupně volnosti soustavy ( <i>degrees of freedom</i> )
EM	Elektromotor, <i>electromotor</i> ; v přeneseném významu i el. varianta
EM 0J	Elektro varianta bez jezdce
EM 1J	Elektro varianta s jedním jezdcem
EM 2J	Elektro varianta se dvěma jezdci
FEM	Finite elements method (viz MKP)
GSA	<i>Generative structural analysis</i> , MKP modul v CATIA V5
MKP	Metoda konečných prvků
OP	Okrajová podmínka
PP	Počáteční podmínka
PŘ	Pohonný řetězec
PV	Přední (teleskopická) vidlice
REG	Regulátor, měnič elektropohonu
SM	Spalovací motor, spalovací varianta
SM 0J	Spalovací varianta bez jezdce
SM 1J	Spalovací varianta s jedním jezdcem
SM 2J	Spalovací varianta se dvěma jezdci
ZKV	Zadní kyvná vidlice

## 1. Úvod, motivace

Nosný rám je základním dílem podvozku většiny jednostopých vozidel s konvenčním i nekonvenčním pohonem. Udává geometrické parametry podvozku tohoto vozidla, určuje polohu většiny ostatních komponent a agregátů v sestavě a přímo tak svou skladbou ovlivňuje jízdní vlastnosti stroje a pohodlí jezdce se spolujezdcem.

Zároveň je však v současnosti možno ve výrobě a vývoji nových dopravních prostředků vyzorovat jasné směřování výrobců v oblasti dopravní techniky k přechodu od tradiční koncepce pozemního dopravního prostředku, ať automobilu či motocyklu, využívajícího spalovací motor jako hlavní pohonný agregát, k vozidlům poháněným výhradně elektrickým pohonným řetězcem a ve svém okolí tak nevypouštějícím takové množství škodlivin.

S ohledem na vznik nového segmentu elektricky poháněných osobních dopravních prostředků vzniká prostor pro výrobce, aby se tomuto novému konkurenčnímu prostředí přizpůsobili a nabídli na trh výrobek zapadající do této nové rychle se rozvíjející kategorie.

Jelikož jsou však náklady na výrobu akumulátorů využívaných v elektrovozidlech zatím značně vysoké, což logicky zvedá i cenu celého dopravního prostředku, je pro zachování konkurenceschopnosti žádoucí snižovat náklady na výrobu nových vozidel jinde.

V konstrukci vozidel jednostopých, tj. zejména motocyklů, je jednou z možností, jak snížit náklady na výrobu, změna přístupu k využití nosných rámu. Základní myšlenkou je využití společných dílů a podsestav pro více variant nosných rámu, a tak v co největší míře tak sjednotit technologii pro spalovací i elektrické varianty jednotlivých modelů motocyklů. V ideálním případě, jednotlivé modely diferencovat až ve fázi montáže konkrétních adaptérů pro agregáty a komponenty pohonu do rámu. Jelikož se však elektrická a spalovací varianta potýká s odlišnými konstrukčními problémy, jimiž jsou rozdílné rozložení hmotnosti a chování agregátů pohonu, je třeba nejdříve provést studii proveditelnosti a opodstatněnosti tohoto přístupu.

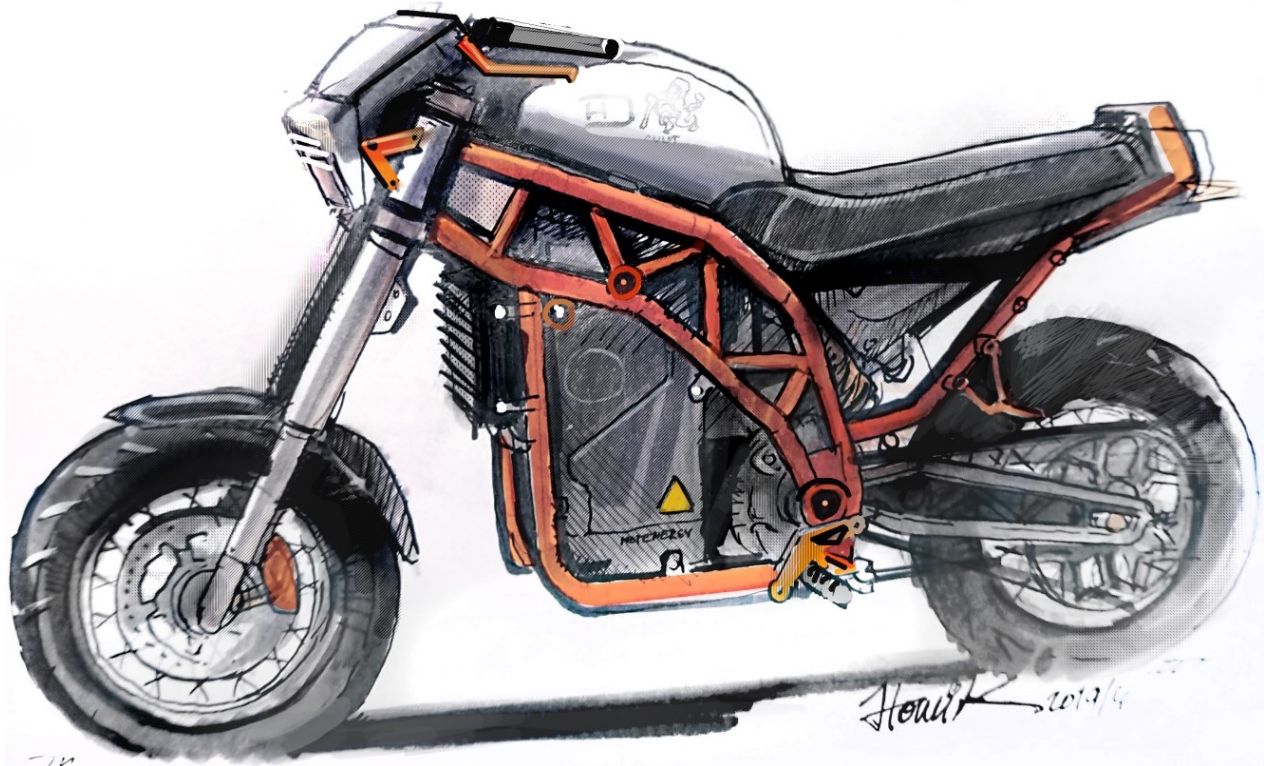
Tato studie začíná po dohodě se zadavatelem práce, tj. firmou *AKKA Technologies* (dříve *MBtech Bohemia*) u volby vhodného spalovacího motoru, pokračuje přes výběr a specifikaci požadavků na elektropohon, definici okolí nosného rámu, rešerši v oblasti existujících nosných rámu, až po návrh koncepce nosného rámu.

Z tohoto důvodu je v následujícím textu popsána tvorba rámu od specifikace okrajových a počátečních podmínek řešení, které ovlivňují podobu výsledku, přes teoretické základy až po praktický návrh 3D modelu nosného trubkového rámu a jeho nejbližšího okolí pro zvolené a vybrané komponenty pohonu a předpokládané obslužné agregáty, na nichž bude ukázána možnost jednoho z mnoha přístupů k řešení problematiky návrhu univerzálního nosného rámu pro více variant pohonů. Na základě volby a výběru komponent pohonu dojde následně k rozboru zátěžných stavů, jenž se společně s rešerší existujících řešení stane základem pro tvorbu CAD modelu pro obě varianty rámu a jejich následné strukturní a modální analýzy.

CAD model rámu motocyklu, společně s reprezentací přibližných obálkových ploch k rámu namontovaných komponent a základní analýza nově navrženého rámu budou provedeny v systému *CATIA V5-6R2016* v licenci *Student Edition*. Tento CAD systém

umožňuje tvorbu parametrického modelu, což bude vhodné při případné změně některých ze vstupních parametrů při dalším vývoji.

Vedlejším cílem práce je bližší seznámení se s metodikou skeletonového a plošného modelování v tomto CAD systému, porozumění tvorbě odkazů mezi geometriemi a jejich navázání na objemové prvky 3D modelu.



Obr. 1 Možná podoba elektromotocyklu využívajícího navržený rám

## 2. Teoretická část

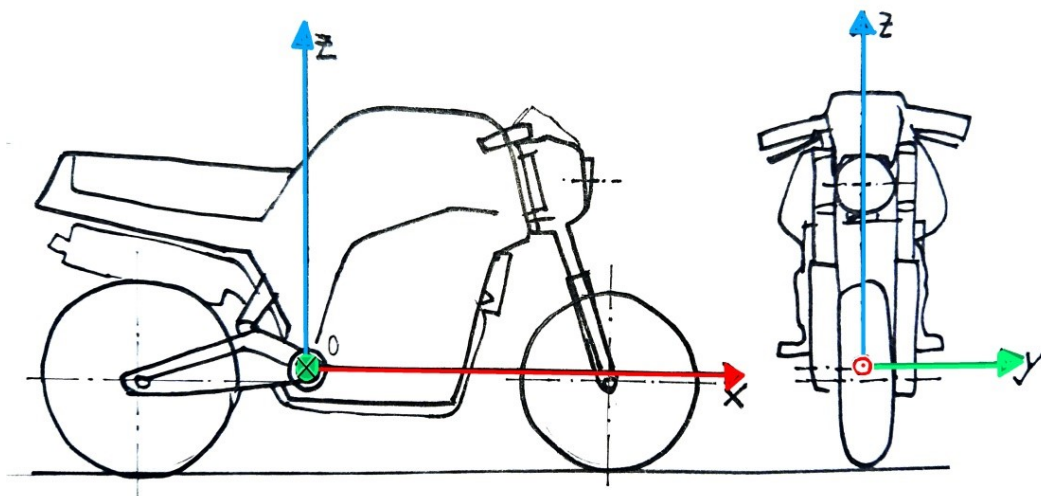
Prvním krokem vypracování je definice základních pojmů vztahujících se k problematice konstrukce a chování motocyklu jako soustavy těles, respektive jeho nosného rámu a vztahům a souvislostem mezi jednotlivými kroky prováděnými při návrhu jednotlivých ostatních komponent jednostopého vozidla.

### 2.1. Motocykl – definice pojmu

Vozidlo, pro něž se vžil název motocykl, patří do skupiny vozidel jednostopých, používán je nejčastěji jako osobní dopravní prostředek pro rychlou přepravu řidiče a případně spolujezdce.

Dle současně platné legislativy (Příloha zákona č. 56/2001 Sb.) se jedná o vozidla z kategorie L, tedy vozidla zpravidla méně než čtyřmi koly. Další klasifikace vozidel z této kategorie se zakládá na hmotnosti, objemu motoru a konstrukční rychlosti. Motocykly spadají do kategorie značené písmenou latinské abecedy LC, a definovány jsou jako vozidla nad  $50 \text{ cm}^3$  zdvihového objemu v případě spalovacího motoru a s konstrukční rychlostí nad  $45 \text{ km/h}$

#### 2.1.1. Základní souřadný systém modelu, definice v prostoru



*Obr. 2 Volba základního souřadného systému navrhovaného motocyklu*

Osa  $x$ , tzn. podélná je v následujícím textu uvažovaná jako rovnoběžná se směrem předpokládaného pohybu vpřed při jízdě přímé a s rovinou horizontální (vozovka). Osa  $y$ , osa příčná, budiž rovnoběžná s osami rotace kol motocyklu a s rovinou vozovky a kolmá na osu  $x$ . Zbývající osa základního souřadného systému, označená písmenem  $z$ , též známá jako osa svislá, je kolmá na rovinu vozovky, a směřuje vzhůru. Počáteční bod kartézského souřadnicového systému stroje je uvažován jako svázaný s podélnou rovinou symetrie stroje, tzn. rovinou, ve které leží roviny symetrie obou kol a osa  $x$ .

Dále lze k souřadnému systému motocyklu vztáhnout osy důležité pro popis jízdní dynamiky. Jedná se o osu řízení, která probíhá kolineárně s osou uložení řídítek v hlavě řízení, osu stáčení, která probíhá těžištěm motocyklu, je rovnoběžná s osou  $z$ , a kolem které se motocykl natáčí při změně směru. Poslední uvažovanou osou je osa klopení, která



je spojnicí bodů dotyku kol s vozovkou. Úhel řízení značí rozdíl mezi krajními polohami při natočení řídicích kolek kolem osy řízení.

Pro díl zadní kyvné vidlice byl dále zaveden vlastní souřadný systém, který je odvozený od základního. Tento souřadný systém má totožný počátek a od základního souřadnicového systému je otočen kolem osy  $y$  tak, aby osa  $x$  souřadného systému zadní vidlice procházela počátkem a bodem středu uložení zadního kola, a souřadný systém se tak natáčel společně s příslušnou součástí sestavy.

Tento souřadný systém není ve shodě s běžně používaným, kdy je nulový bod umístěn do středu předního kola a osa  $x$  míří směrem k zadnímu, avšak použití nestandardního systému souřadnic zde má své opodstatnění v tvorbě CAD modelu.

### 2.1.2. Komponenty sestavy motocyklu

Každý konvenční motocykl klasické konstrukce má přední a zadní kolo. Za dobu vývoje jednostopých vozidel bylo představeno nepřehledné množství různých konstrukčních řešení uložení kol. Přední kolo, které slouží k určení směru pohybu – řízení vozidla, je uloženo většinou v přední vidlici, dnes nejčastěji teleskopické, dříve se používala spíše vahadlová konstrukce, výjimečně výkyvná, zadní kolo je pak uloženo ve vidlici zadní, též označována podle vykonávaného pohybu jako kývačka. Obě kola mohou být uložena z obou, nebo výjimečně jen z jedné strany.

## 2.2. Zástavba více pohonných řetězců

Zadání diplomové práce obsahuje požadavek na zástavbu elektrického nebo spalovacího pohonného řetězce do shodného základního dílu nosného rámu, pouze s montáží minimálního počtu přídatných specializovaných dílů sloužících k montáži jednotlivých komponent pohonů.

Tento požadavek je motivován snahou o vytvoření jednotného základního nosného rámu pro dvě či více variant jednoho motocyklu s odlišnými systémy pohonů a umožnit tak kupujícímu volbu dle jeho požadavků mezi konvenční spalovací variantou a variantou s elektropohonem, které obě mají své klady i zápory. Svou nezanedbatelnou roli v motivaci postavit motocykl využívající elektromotor k pohonu je také snaha o splnění stále se zpřísnujících emisních limitů.

Od tohoto přístupu je po dalším zpracování této studie očekáváno snížení nákladů na výrobu a rozšíření nabídky v zájmu konkurenceschopnosti.

## 2.3. Jízdní dynamika motocyklu

Při jízdě je vozidlo vystaveno působení řady silových účinků. Mezi nejvýznamnější patří jednoznačně jízdní pasivní odpory vznikající v důsledku kontaktu dílů sestavy. Nejvýznamnějšími jsou síly vznikající v kontaktu kol s vozovkou síly vzniklé působením okolí, tedy vliv obtékajícího vzduchu a nerovnosti na vozovce, překonávání výškových rozdílů na vozovce, odstředivé síly při zatáčení a setrvačnosti při zrychlování a brzdění. Pro překonání těchto odporů je vozidlo vybaveno systémem pohonu, který na kola dodává potřebný výkon a točivý moment.

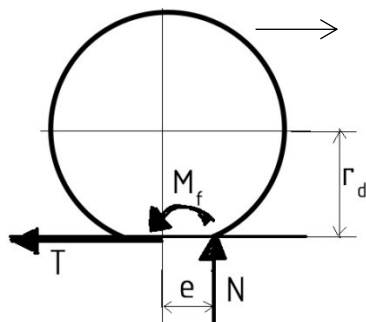
### 2.3.1. Jízdní odpory vozidla

Při jízdě musí stroj překonávat řadu pasivních silových účinků působících proti směru jeho pohybu, ve většině případů vyvolaných třením či deformací hmoty těles soustavy. Souhrnně jsou nazývány jízdní odpory.

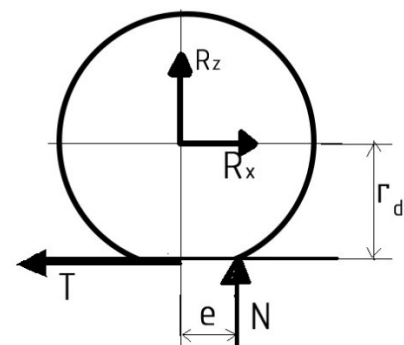
#### 2.3.1.1. Odpor valení

Jest silou působící proti směru pohybu, která vzniká při odvalování poddajného kola po podložce, tuhé či též poddajné. Způsoben je deformací těles soustavy, kola, respektive pneumatiky, či ve výjimečných případech i vozovky (nezpevněný povrch). V dalším textu bude deformace vozovky zanedbána. Deformací pneumatiky vzniká teplo, a ztráty na hnacím výkonu.

Velikost odporu valení, běžně značeného  $O_f$ , snižuje výraznou měrou vysoký tlak huštění pneumatiky. Vyšší rychlosti otáčení kola naopak odpor valivý zvyšují.



Obr. 3 Volné valení nezatíženého kola  
(směr posuvné rychlosti středu kola je naznačen šipkou)



Obr. 4 vliv připojení kola k vozidlu rotační vazbou

Při valení dochází k posunu radiální reakce zátěžné kolové síly  $N_k$  do vzdálenosti ramene valení  $e$ , tím vzniká odporový moment  $M_{fk}$  působící proti smyslu otáčení kola. Od tohoto momentu lze na dynamickém poloměru pneumatiky odvodit sílu  $O_{fk}$ , která je rovnoběžná se směrem pohybu vozidla, a působí v opačném směru.

$$N_k \cdot e = M_{fk} = O_{fk} \cdot r_d \quad (1)$$

$$f_k = \frac{e}{r_d} \quad (2)$$

$$O_{fk} = N_k \cdot f_k \quad (3)$$

Snadnou úpravou výrazu lze odvodit vztah pro koeficient valivého odporu  $f_k$ , který se pak běžně užívá k jednoduchému určení odporové síly  $O_{fk}$ .

Běžně uvažované hodnoty součinitele valení kol  $f_k$  pro návrhové výpočty se pohybují v intervalu od 0,01 do 0,05. [3]

Často se ve vyjádření odporových sil odpor valení slučuje s odporem kolových ložisek proti otáčení.

### 2.3.1.2. Odpor mechanismů

Každý mechanismus činný ve vozidle má svoji vlastní účinnost, na každém mechanismu dochází ke ztrátám přenášeného výkonu. Důsledkem tohoto jevu je odpor mechanismů. Při určování hnací síly přicházejí v úvahu mechanismy v pohonném řetězci, a uložení kol tedy u motocyklu mechanismy ve spalovacím či elektrickém motoru, spojce a převodovce, primárním a sekundárním převodu, a případně v ložiskách v nábojích kol. Určují se většinou experimentálně, či pro prvotní návrh vozidla ze zkušenosti a dříve sestavených tabulek odhadem. U elektrické varianty lze do tohoto jízdního odporu uvažovat i účinnost přenosu elektrických veličin.

### 2.3.1.3. Odpor aerodynamický

V literatuře též jako *odpor vzdušný*,  $O_{air}$  vzniká při obtékání tělesa relativně se pohybujícího proti proudu vzduchu. Je závislý na tvaru tělesa popsaného koeficientem aerodynamického odporu  $c_x$ , čelní ploše tělesa  $S_x$ , hustotě prostředí (vzduchu), a na relativní náporové rychlosti pohybu obtékaného tělesa vůči prostředí, která je vektorovým součtem rychlosti pohybu tělesa vůči vozovce a rychlosti větru. Významných hodnot aerodynamický odpor nabývá až od vyšších rychlostí pohybu. Aerodynamický odpor lze vyjádřit vztahem:

$$O_{air} = \frac{1}{2} \cdot c_x \cdot \rho_{vzd} \cdot S_x \cdot v_{rel}^2 \quad (4)$$

Odpor valení a odpor aerodynamický působí (za bezvětří) vždy proti směru pohybu vozidla.

popis motocyklu	jezdec	jezdec
	příkřčený	sedící
Description of bike	Rider prone	Rider sitting
Yamaha Venture		0.75
Honda V65 Magna		0.61
Honda Blackbird	0,44 / 0,49	0,72 / 0,81
Honda VF1000F	0.40	0.46 / 0.45
Aprilia Mille	0,52	0,61
Ducati 916	0,49 / 0,57 / 0,53	0,61 / 0,69 / 0,61
BMW R1100 RT	0,53	0,97
BMW K100RS	0.40	0.43
Yamaha R1 (1998)	0,57	0,62
Yamaha FJ1100	0.43	0.48
Kawasaki GPZ900R	0.36	0.43
Suzuki GSX1100EF	0.41	0.44
Suzuki GSXR750	0.32	
Suzuki Hayabusa	0.31	
Kawasaki ZX-12R	0.34	
Yamaha OW69	0.32	
Honda 1996 RS125	0.20	
Honda 1990 RS125	0.19	
Honda RS500	0.24	
Rifle faired Yamaha	0.15	

Obr. 5 Hodnoty parametru  $C_d$  jednotlivých motocyklů.<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Tabulka je převzata jako obrázek z publikace [2] a doplněna o překlad poznámky v jazyce DP.

Hodnota součinitele odporu vzduchu běžně značená jako  $c_x$  (též CX) je závislá na míře kapotování motocyklu, zakrytí kol a řídítek na čelní ploše, tvaru kapotáže, míře zakrytí dílů motoru, a zakončení zadní části kapotáže [3]. Významný vliv na tento parametr má poloha jezdce. Významný rozdíl je pro jezdce příkrčeného (viz poloha závodních jezdce) a jezdce sedícího (posez přirozený). V literatuře se lze setkat s vyjádřením součinitele odporu vzduchu vynásobeného čelní plochou  $S_x$  (též  $A_x$ ).

$$CdA = c_x \cdot A_x = c_x \cdot S_x \quad (5)$$

Další zde zmíněné síly působící na vozidlo mohou dle okolností působit někdy proti směru pohybu, jindy ve směru pohybu. Jedná se o odpor ze stoupání a zrychlení.

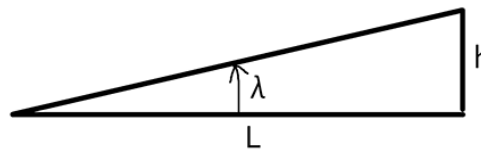
#### 2.3.1.4. Odpor ze stoupání

Značen je  $O_\alpha$  a projevuje se při překonávání výškového rozdílu na nakloněné vozovce. Nejedná se o jízdní odpor v pravém slova smyslu, jelikož při průmětu vlastní tíhy vozidla vzniká její tečná složka, která při stoupání působí proti směru pohybu. Jede-li však vozidlo z kopce dolů, tečná složka působí společně se silou hnací ve směru pohybu vozidla. Jízdní odpor tak nabývá záporných hodnot.

Stoupání nakloněné roviny, značené písmenem  $s$ , je další možností jak vyjádřit odchylku vozovky od horizontální polohy. Stoupání je definováno jako poměr výškového rozdílu  $h$  a vzdálenosti  $L$ .

$$s = \frac{h}{L} = \operatorname{tg}(\lambda) \quad (6)$$

Na běžné vozovce (mimo terén) je stoupání běžně rovno maximálně 12%, a tak lze sinus i tangens úhlu nakloněné roviny pro základní výpočty položit přibližně roven hodnotě úhlu v radiánech. Složka tíhové síly, tečná k rovině vozovky, se pak rovná součinu:



Obr. 6 Definice stoupání

$$O_s = \pm G \cdot \sin \hat{\alpha} \approx \pm G \cdot \operatorname{tg} \alpha \approx \pm G \cdot s \quad (7)$$

Odpor ze stoupání působí v těžišti celého zkoumaného tělesa (soustavy těles), tedy motocyklu i s celou posádkou.

#### 2.3.1.5. Odpor ze zrychlení

Tento jízdní odpor je projevem setrvačností posuvných a rotačních hmot. Vztah pro jeho odvození lze snadno odvodit ze zákona setrvačnosti.

$$O_a = m_{red} \cdot \ddot{x} = m \cdot \delta \cdot \ddot{x} \quad (8)$$

Kde  $\delta$  značí součinitel pro redukci rotačních hmot na posuvné, který lze určit z rovnosti kinetických energií skutečné a náhradní soustavy.

$$\frac{1}{2} \cdot m_{red} \cdot v^2 = E_{k\ rot} + E_{k\ transl} = \frac{1}{2} \sum J_i \cdot \omega_i^2 + \frac{1}{2} \sum m_i \cdot v^2 \quad (9)$$

Kde  $E_k$  je kinetická energie,  $J_i$  momenty setrvačnosti těles konajících rotační pohyb,  $m_i$  hmotnosti posuvných hmot,  $v$  rychlost posuvného pohybu vozidla,  $\omega$  úhlové rychlosti. Nutno pamatovat na správný rozklad valivého pohybu kol na pohyb rotační a posuvný.

### 2.3.2. Celková potřebná hnací síla a výkon

Celková potřebná hnací síla pro pohyb vozidla se v první fázi řešení pohonu určí jako suma všech předpokládaných odporových sil. Známe-li potřebnou sílu pro překonání všech jízdních odporů a dynamický poloměr hnacího kola  $r_d$ , lze dopočítat potřebný točivý moment. Známe-li i předpokládanou rychlost pohybu motocyklu, lze určit potřebný hnací výkon.

$$M_{k_{hnací}} = \sum O_i \cdot r_d \quad (10)$$

$$P_{hn} = \sum O_i \cdot v_{max} \quad (11)$$

### 2.3.3. Ovladatelnost, stabilita

Při jízdě po vozovce dochází vlivem nerovnosti povrchu a různých překážek na vozovce (např. výmoly, šterk) k neustálému vychylování motocyklu z rovnováhy. Schopnost stroje udržet svislou polohu při jízdě s minimálními zásahy jezdce je základním kritériem pro bezpečný provoz stroje. Lze tyto vlastnosti rozdělit na stabilitu směrovou, na stabilitu boční, přičemž oba tyto parametry výrazně ovlivňují ovladatelnost.

Směrovou stabilitu ovlivňuje nejvýrazněji již zmíněný závlek předního kola (viz. 2.7.1.2)

Stabilitu v bočním směru, proti pádu ovlivňují gyroskopické momenty rotujících kol.

To se projevuje chvěním řídítek, přesněji celé přední vidlice kolem osy řízení. Projevuje se u většiny motocyklů nejčastěji při rychlostech pohybu mezi 40 a 90 km/h. Lze ho odstranit vhodnou konstrukcí rámu a podvozku, u motocyklů vyšší cenové kategorie se lze setkat s tlumiči řízení, které chvění značně omezují.

Dalším vlivem, který zdatelně ovlivňuje stabilitu při přímé jízdě je kývání motocyklu kolem příčné a podélné osy, které nastává zejména při rychlostech nad 100 km/h. [3]

Na tyto jevy mají největší vliv konstrukce a nepřesnosti v seřízení podvozku a tlak huštění vzduchu v pneumatikách.[3]

#### 2.3.3.1. Ovladatelnost

Ovladatelností je myšlena schopnost jedoucího stroje reagovat na pokyny jezdce. Pokynem je například natočení řídítek, naklonění těla jezdce v bočním či podélném směru, či schopnost zrychlovat a brzdit. Ovlivněna je zejména hmotností motocyklu a jejím rozložením a výkonovými parametry pohonného systému stroje. Nezanedbatelný vliv má také ergonomie, jelikož pro správnou jízdu musí být jezdci umožněn částečný pohyb.

#### 2.3.3.2. Vliv rotace kol na stabilitu

Vlivem rotace a rozložení většiny hmotnosti na vnějším obvodu sestavy kola (ráfek a pneumatika) vznikají při rychlé jízdě výrazné gyroskopické momenty, které se při jízdě projevují jako odpor proti změně naklonění stroje kolem osy klopení.

Na kotouči rotujícím kolem osy  $y$  se vlivem natočení kolem svislé osy  $z$  objeví jako reakce naklonění kolem osy podélné (osa  $x$ ).

Na motocykl působí tak, jsou-li natočena řídítka doprava, stroj se naklápí doleva. Je-li stroj naklopen doprava, moment gyroskopický natáčí řídítka též doprava

Gyroskopický moment jednoho kotouče rotujícího kolem osy  $o$  lze obecně vyjádřit jako:

$$M_{Go} = J_o \cdot \omega_y \cdot \omega_z \quad (12)$$

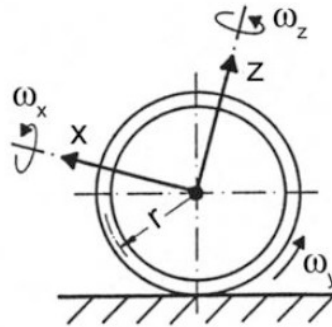
$$J_o = \int r^2 dm \quad (13)$$

Kde člen  $J_o$  je moment setrvačnosti kotouče vůči ose  $o$ , a  $\omega_y, \omega_z$  jsou úhlové rychlosti otáčení vůči ostatním osám souřadného systému kotouče.

Naklápí-li se kolo rychlostí  $\omega_x$  kolem osy  $z$ , vzniká vůči této ose vlastní gyroskopický moment  $M_{gz}$ , který zmenšuje úhel řízení.

$$M_{gz} = J_o \omega_y \omega_x \quad (14)$$

Detailní popis této problematiky lze najít v publikacích [3] resp. [1].



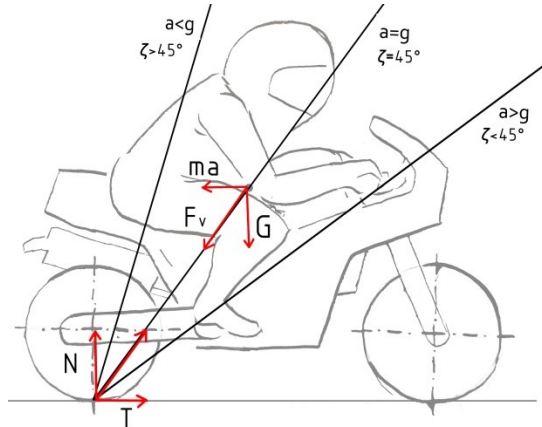
Obr. 7 Gyroskopické momenty a jejich účinek [3]

### 2.3.4. Poloha těžiště

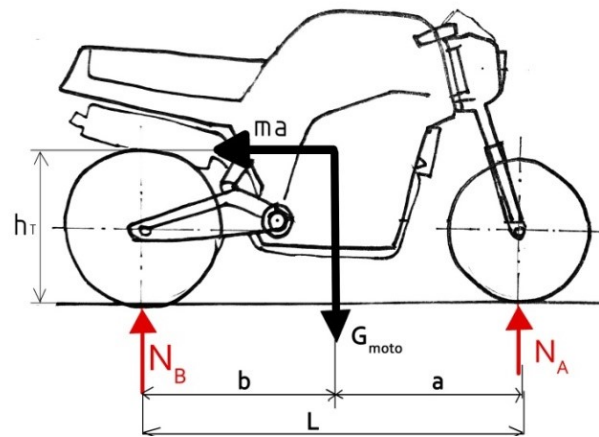
Poloha těžiště významně ovlivňuje ovladatelnost a stabilitu motocyklu. Obecně platí, že čím je těžiště níže, lze motocykl za jízdy naklápět hůře, čímž přispívá k celkové stabilitě a bezpečnosti jízdy. Je-li těžiště příliš vysoko a blízko přednímu kolu, motocykl se při prudkém brzdění má tendenci stavět na přední kolo. Je-li těžiště příliš vzadu a vysoko, hrozí naopak při maximální akceleraci a nevhodné poloze jezdce nebezpečí úplného odlehčení předního kola. Problematiku mezních poloh umístění těžiště lze znázornit dle obrázku Obr. 8.

Přímky znázorňují mezní polohu těžiště pro stabilní jízdu s oběma koly na zemi pro požadovaná maximální zrychlení. Pro podélné zrychlení rovné svislému zrychlení gravitačnímu  $g$  dostáváme přímku protínající vozovku v bodě dotyku zadního kola a vozovky, se sklonem  $45^\circ$ . [2],

Detailnímu rozboru mezních stavů při jízdě se věnuje kapitola 3.4, obecné vztahy popisující tyto jevy lze nalézt v kapitole 2.1.



Obr. 8 Mezní polohy těžišť při zrychlování; úhel  $\zeta$  svírají přímky s rovinou vozovky



Obr. 9 Poloha působení gravitační a setrvačné síly - těžiště

## 2.1. Zrychlení a zpomalení omezené stabilitou

Při hledání maximálního zrychlení je potřeba brát v úvahu i fakt, zda se vlivem setrvačných sil motocykl nezačne při zrychlování stavět na zadní kolo.

Chování motocyklu při zrychlování a brzdění je ovlivněno polohou těžiště motocyklu a jezdce (viz. kap. 2.11). Pokud vozidlo zrychluje či zpomaluje-li motocykl příliš razantně a má nevhodně umístěné těžiště například vinou špatného posazení jezdce, může dojít k úplnému odlehčení kol.

Motocykl se začne stavět při zrychlování na zadní kolo tehdy, když vektorový součet síly setrvačné způsobené zrychlováním, se silou tíhovou, které obě působí v těžišti celku motocykl a posádka, protíná vozovku až za zadním kolem. Analogicky totéž platí pro přední kolo a situaci, kdy motocykl brzdí. Mezního zrychlení, respektive zpomalení, kde k tomuto jevu dojde lze vypočítat z rovnice momentové rovnováhy k přitěžovanému kolu.

Pro kolo přední lze tedy psát [1]:

$$M_B: N_A \cdot L + m_{moto+j} \cdot a_{lim} \cdot h_T - b \cdot g m_{moto+j} \quad (15)$$

$$N_A = 0 = \frac{m_{moto+j}}{L} \cdot (b g - h_T a_{lim}) \gg a_{lim} = \frac{b}{h_T} g \quad (16)$$

Maximální možné zrychlení omezené stabilitou motocyklu  $a_{lim}$  tak závisí pouze na poloze těžiště (viz obr. Obr. 8). Při uvažování vlivu aerodynamického odporu má výpočetní vztah tvar:

$$a_{lim} = \frac{b}{h_T} g - \frac{O_{air}}{m_{moto+j}} \quad (17)$$

Pro brzdění platí obdobný vztah:

$$b_{lim} = \frac{a}{h_T} g - \frac{O_{air}}{m_{moto+j}} \quad (18)$$

Kde  $d_{lim}$  značí limitní zpomalení a  $m_{moto+j}$  součet hmotností motocyklu s jezdce (jezdci). Symboly  $a$  a  $h_T$  značí polohu těžiště, viz Obr. 9.

Tento vztah však neuvažuje vliv setrvačnosti kol. Měl-li by být vliv setrvačnosti kol uvažován, vztah bude vypadat pro zrychlení následovně [3]:

$$a_{lim} \leq \frac{b g}{h_T \delta} \quad (19)$$

Kde  $\delta$  je součinitel rotačních hmot a  $b$  poloha těžiště od zadního kola dle Obr. 9.

Použití na konkrétním případě navrhovaného motocyklu, respektive jeho přibližného mechanického rozboru, lze nalézt v kapitole 3.5 a 3.6.

## 2.2. Pneumatiky a adhezní omezení maximálního zrychlení

Pneumatika<sup>2</sup> je jediným spojovacím článkem mezi vozidlem a vozovkou a přímo tak ovlivňuje jízdní vlastnosti vozidla a bezpečnost. Základní vlastností, která je od pneumatiky požadována je adheze, čili přilnavost. Přímo ovlivňuje brzdění, akceleraci a možnosti průjezdu zatáčkou. Porozumění vlastnostem je základem pro správné určení zátěžných stavů.

### 2.2.1. Adhezní omezení akcelerace a brzdění na rovině

Adhezní sílu lze definovat jako součin normálové síly v kontaktu pneumatiky a vozovky se součinitelem tření příslušným dané kombinaci materiálů pneumatiky a vozovky.

Pneumatika nemůže přenést vyšší sílu, než je součin normálového zatížení daného kola  $N_i$  a příslušného součinitele adheze  $\mu$  mezi vozovkou a pneumatikou. Přenos vyšší hnací síly vede zákonitě k prokluzu kola.

$$F_{adh} = N_i \cdot \mu \quad (20)$$

Stav, kdy dojde k vyrovnání adhezní síly (součin zatížení kola a součinitele adheze) a přenášené síly na kole ( $M_k$  - točivý moment přiváděný na kolo,  $r_d$  - dyn. poloměr pneu).

$$F_Z = \frac{M_k \cdot i_{\Sigma \text{ prevod}}}{r_{dz}} = \mu \cdot N_Z \quad (21)$$

Vlivem zrychlení, respektive zpomalení dojde v místě dotyku kol a vozovky k navýšení či snížení hodnoty normálové (radiální) reakce, která ovlivňuje adhezi (reakci tečnou). Vlivem tohoto navýšení dojde k navýšení přenášené maximální adhezní síly (mez adheze), což vede k navýšení dosažitelného zrychlení, respektive zpomalení.

Hodnotu rozdílu mezi zatížením předního a zadního kola lze dopočítat z rovnic rovnováhy momentové získaným ze silového rozboru zrychlujícího motocyklu. (viz kapitola 3.4.2) Normálové zatížení zadního kola se pak rovná součtu statické a dynamické složky, pro přední platí rozdíl. Součet reakcí kol  $N_Z$  a  $N_P$  do vozovky se za všech okolností rovná tíze motocyklu. Odpor vzduchu není v tomto případě uvažován.

$$N_Z = \frac{G_{moto}}{L} \left( a + \frac{\delta}{g} * a_{max} h_T \right) \quad (22)$$

$$N_P = \frac{G_{moto}}{L} \left( b - \frac{\delta}{g} * a_{max} h_T \right) \quad (23)$$

$$\mu N_Z \geq G_{moto} \left( f + \frac{\delta}{g} a_{max} \right) \quad (24)$$

Kde  $G_{moto}$  je součet tíhových sil motocyklu a jeho posádky,  $a$  vzdálenost těžiště motocyklu s jezdce od předního kola,  $b$  vzdálenost téhož těžiště od kola zadního,  $f$  součinitel odporu valení,  $r_d$  dynamické poloměry jednotlivých kol,  $\delta$  součinitel rotačních hmot motocyklu,  $a_{max}$  hodnota zrychlování motocyklu, a symbol  $h_T$  značí výškovou polohu těžiště od roviny vozovky.

<sup>2</sup> Problematika pneumatik a jejich kontaktu s vozovkou je však mnohem širší. Pro detailnější popis doporučuji např. [2].



Vzájemným dosazením do těchto rovnic je možné určit maximální možné zrychlení omezené adhezí pneumatik ([1];[2];**Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.** [3])

$$a_{max} \leq \frac{\left(\mu \frac{a}{L} - f\right) g}{\left(1 - \mu \frac{h_T}{L}\right) \delta} \quad (25)$$

Pro stav brzdění je situace opačná, přední kolo je přitěžováno a zadní odlehčováno, znaménka před dynamickým členem obsahujícím  $a_{max}$  v rovnicích pro výpočty reakcí  $N_Z$  a  $N_P$  se otočí.

Při detailním rozboru mezních stavů zrychlování a brzdění lze zohlednit skutečnost, že na výškovou polohu těžiště, která ovlivňuje výsledky těchto rovnic má také odpružení motocyklu. Jelikož je však vztah pro výpočet maximálního zrychlení závislý i na obtížně měřitelných parametrech  $\mu$  a  $f$ , pozbývá pro řešení první iterace návrhu takto detailní rozbor významu a postačuje jeho zjednodušená verze uvedená v kapitole 3.5.1.

Při jízdě motocyklu ve svahu, je potřeba zohlednit i tuto skutečnost a dojde k dalším úpravám vzorce.

### 2.2.2. Maximální brzdná síla

Dle [3] dosahuje motocykl maximální brzdné síly v případě, kdy je brzdné zpomalení rovno gravitačnímu zrychlení. To je dosaženo jen v případě, kdy se součinitel adheze  $\mu = 1$  a je využita veškerá hmotnost vozidla. Brzdná síla se pak rovná síle tíhové. Ve skutečnosti ale nedochází k plnému využití adhezních možností pneumatik. Pro maximální dosažitelné zpomalení omezené adhezí  $d_{maxadh}$  lze odvodit tento vztah:

$$d_{maxadh} \cdot m_{moto+j} = F_{BA} + F_{BB} = \mu(N_A + N_B) = \mu g m_{moto+j} \quad (26)$$

$$d_{maxadh} = \mu \cdot g \quad (27)$$

Pro maximální brzdny účinek je vhodné brzdou sílu na jednotlivých kolech dělit v poměru normálových zatížení jednotlivých kol, aby nebyla vyčerpána mez adheze, kola se nedostala do smyku a motocykl bylo stále možné ovládat. O toto se mimo jiné stará i systém ABS. Více o této tématice například v publikaci [3].

### 2.2.3. Adhezní omezení zatáčení

Při průjezdu zatáčkou působí na motocykl navíc síla odstředivá.

$$F_o = m_{moto+j} \frac{v^2}{R} \quad (28)$$

Rovnovážný stav nastane tehdy, když výslednice součtu působících sil působících v těžišti motocyklu a jezdce prochází bodem dotyku zadního kola s vozovkou. Tam vznikají reakční síly  $N$  a  $T$ , které drží motocykl na vozovce.

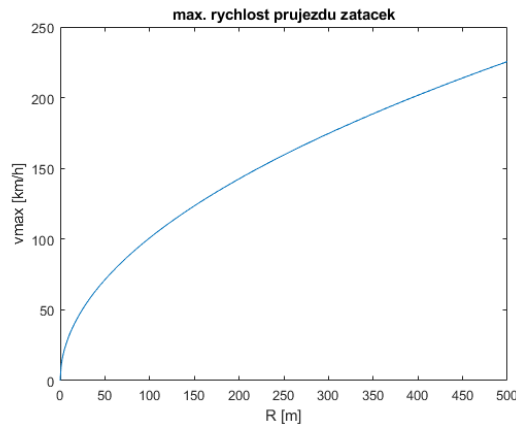
$$N = G = mg \quad (29)$$

$$T = \mu N = \mu G = \mu m g = m \frac{v^2}{R} = F_o \quad (30)$$

Z předchozí rovnice lze určit maximální rychlost průjezdu zatáčkou, než dojde k porušení adhezní vazby. Pro nekonečně tenkou pneumatiku lze tedy odvodit [3]:

$$v_{max} = \sqrt{\mu g R} \quad (31)$$

Kde  $\mu$  je součinitel adheze mezi vozovkou a pneumatikou, hodnoty se pohybují pro asfalt-guma a beton-guma mezi 0,6 až 0,8<sup>3</sup> ([1][3]), a symbol  $R$  je vyhrazen poloměr křivosti projížděné zatáčky a  $g$  je již tradičně užito pro gravitační zrychlení.



Obr. 10 Adheze omezené průjezdy zatáčkou pro  $\mu = 0.8$

Jelikož je však motocyklová pneumatika zaoblená a nikoli nekonečně tenká, vyžaduje tato problematika důkladnější rozbor.

Vlivem zaoblení pneumatiky totiž dojde k posunu bodu dotyku s vozovkou blíže ke středu křivosti zatáčky.

Úhel naklonění stroje  $\lambda$  lze určit dle rovnice:

$$\operatorname{tg}(\lambda) = \frac{F_o}{G} = \frac{m \cdot \frac{v^2}{R}}{m \cdot g} = \frac{T}{N} = \frac{mg\mu}{mg} \gg \lambda = \operatorname{arctg}(\mu) \quad (32)$$

A pro hodnotu součinitele tření mezi pneumatikou a vozovkou  $\mu = 0,8$ :

$$\lambda = \operatorname{arctg}(0,8) = 38,65^\circ \quad (33)$$

Vliv na zatáčení má ale také styl jízdy a pohybu jezdce, což ovlivňuje polohu těžiště sestavy motocykl-jezdec, a stroj tak lze naklopit i více. (viz [3])

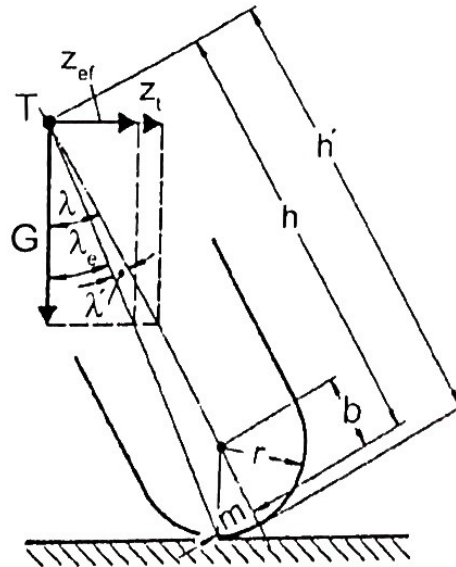
$$\lambda' = \operatorname{arctg} \frac{m}{h} = \operatorname{arctg} \left( \frac{r \sin \lambda}{h - r(L - \cos \lambda)} \right) \quad (34)$$

$$\lambda_e = \lambda - \lambda' \quad (35)$$

Skutečné naklonění stroje, tedy efektivní úhel náklonu je značen symbolem  $\lambda_e$ .

Parametr zaoblení pláště zadní pneumatiky  $r$  se liší dle použitého obutí a není tak při tomto návrhu pevně stanoven. V dalších výpočtech je jako úhel náklonu motocyklu uvažován úhel  $\lambda$ , což by při detailním rozboru chování vedlo k nepřesnostem, pro první iteraci návrhu zaměřenou na koncepci je toto zjednodušení však dostačující.

<sup>3</sup> Velmi záleží i na použité směsi pneumatiky.



Obr. 11 Vliv šířky pneumatiky a jejího zaoblení na náklon motocyklu (převzato z [3])

### 2.3. Nosný rám jednostopého vozidla

Rám jest základním konstrukčním prvkem podvozku a celého motocyklu, a dílem na nějž jsou většinou přímo montovány všechny ostatní komponenty. Rám nese hmotnost komponent a síly vznikající od pohonu, tíhu jezdce a dynamické rázy od vozovky. Za dobu vývoje konstrukce motocyklů se vyvinuly různé způsoby a přístupy, jak rám konstruovat, které se liší technologií výroby a svými vlastnostmi. Jednotlivé typy rámu lze dělit dle několika hledisek – dle konstrukce, dle materiálu a dle technologie výroby. Zároveň je však u každého typu rámu zajistit dostatečnou tuhost a pevnost odpovídající předpokládanému zatížení vozidla.

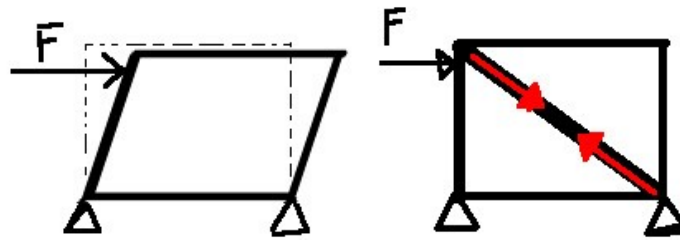
Podle uspořádání nosné části lze motocykly a skútry dělit na vozidla se samonosnou konstrukcí, či s nosným rámem. [3]

Rám motocyklu by měl být dostatečně tuhý a zajistit tak stálou vzájemnou polohu osy řízení a osy naklápění zadní vidlice. Toto plyne z požadavku zabránění vzniku deformaci či kmitání rámu při průjezdu zatáčkou. Tyto jevy vedou k nepředvídatelnému chování a nesnadno jezdce regulovatelnému pohybu. To vede k nestabilní jízdě a neschopnosti udržet za jízdy svislou polohu a ohrožení bezpečnosti jezdce i jeho okolí

Dále pak rám musí splňovat pevnostní požadavky, snášet vibrace od motoru a vozovky a v neposlední řadě také umožnit jezdci dlouhodobě pohodlnou a ergonomicky přípustnou polohu nohou a těla umožňující snadnou manipulaci s polohou těžiště pomocí těla během jízdy, a zamezit tak jeho únavě.

Dostatečné tuhosti rámu lze docílit různými postupy. Pro klasickou trubkovou konstrukci je základním postupem triangulace. Vychází se z deformačních vlastností jednoduchého trojúhelníkového rámu tvořeného ze tří styčníků a tří prutů, v němž je pro deformaci potřeba krom natočení a smyku ve styčnicku vyvolat i ohyb a tah (resp. tlak) v prutu. [2][3]

Tento prvek převádí ohybové a smykové namáhání na namáhání tahové/tlakové, čímž zajišťuje zvýšenou tuhost celé konstrukce.



*Obr. 12 Triangulace konstrukce*

Další možností jak docílit torzně tuhému rámu je využití odlitků z lehkých slitin či výlisků s komplexním tvarem. Tento přístup se však z důvodu vysoké ceny nástrojů pro technologie slévání i lisování využívá především jen pro hromadnou výrobu.

### 2.3.1. Dělení typů rámu

Výběr typu rámu pro navrhovaný motocykl závisí na kategorii motocyklu a na předpokládaném objemu výroby. S vybranou technologií výroby také souvisí výběr vhodného materiálu. Základem stavby rámu je zajištění pevného a tuhého spojení hlavy řízení a uložení zadní vidlice. Toho lze nejlépe dosáhnout mnoha způsoby. Pro klasifikaci jednotlivých typů se lze setkat s různými přístupy podle autora, v následujícím textu používám dělení použité v [3].

#### 2.3.1.1. Dělení typů rámu dle uložení motoru, či ostatních komponent

Klasifikaci motocyklového rámu dle způsobu uložení komponent lze provést rozdělením rámu na otevřené a uzavřené. Každá z těchto konstrukcí má své výhody i nevýhody. Otevřenou konstrukci nelze však použít pro všechny konstrukční přístupy rámu, jak bude uvedeno později.

#### 2.3.1.2. Rám uzavřený

Rám uzavřené koncepce je vývojově starší, vycházející přímo z konstrukce rámu jízdního kola. Dnes je však stále koncepcí hojně využívanou. Blok motoru je v rámu uzavřené koncepce zavěšen na montážních bodech mezi horními a dolními trubkami a ve většině případů tak neplní funkci integrálního strukturního prvku rámu. Může však, při vhodné konstrukci, zvýšit tuhost rámu. Je-li však motor spojen s rámem přes pružné elementy dovolujícími deformaci, umožňuje toto řešení lepší odtlumení vibrací ze spalovacího motoru přenášených do zbytku rámu a na jezdce. Příkladem jsou například rámy zobrazené v obrázcích Obr. 17 a Obr. 18.

V případě motocyklů s elektromotorem a akumulátorovou baterií lze spodní část rámu využít jako spodní nosič sestavy akumulátorů, namísto přídavného dílu sloužícímu pouze jako nosič akumulátoru. (Obr. 25)

#### 2.3.1.3. Rám otevřený

Tento typ se vyznačuje naopak tím, že používá odlitek bloku spalovacího motoru jako základní konstrukční prvek, ke kterému lze kromě rámu přimontovat i ostatní komponenty podvozku. Například zadní vidlici, pokud je k tomuto účelu blok motoru připraven.

Výhodou tohoto konstrukčního řešení je značná úspora hmotnosti, odlitek bloku motoru dodává navíc sestavě potřebnou tuhost. Výhody jsou však vykoupeny snazším přenosem vibrací ze spalovacího motoru dál do rámu. [3]

Příkladem tohoto typu rámu je například rám z obrázku Obr. 15.

### 2.3.2. Dělení dle typu a technologie konstrukce rámu

Během vývoje stavby jednostopých vozidel bylo vytvořeno mnoho přístupů ke konstrukci rámu. Každý má své výhody i nevýhody, velice často lze vysledovat prolínání jednotlivých zde zmíněných kategorií, nelze tak hovořit čistě o kategorizaci jednotlivých typů, spíše směrů konstrukce. Každý rám je ve své zadní části rozdvojen z důvodu uložení zadního kola či kyvné vidlice.

#### 2.3.2.1. Jednoduché

rámy jsou tvořeny jednou trubkou či nekruhovým profilem, vyznačují se relativně nízkou hmotností, obecně nižší boční tuhostí, a obecně nedostatečně pevným uchycením zadní vidlice. K nalezení jsou ve starších, levnějších a slabších strojích, respektive u terénních a speciálních motocyklů, kde je rozhodující celková hmotnost stroje.

#### 2.3.2.2. Rozdvojené rámy

Lze poznat podle jedné trubky v horní části rámu, a dvojice trubek v části dolní, vedoucích pod motorem. Také v místě uložení zadní vidlice jsou již trubky dvě

#### 2.3.2.3. Dvojité

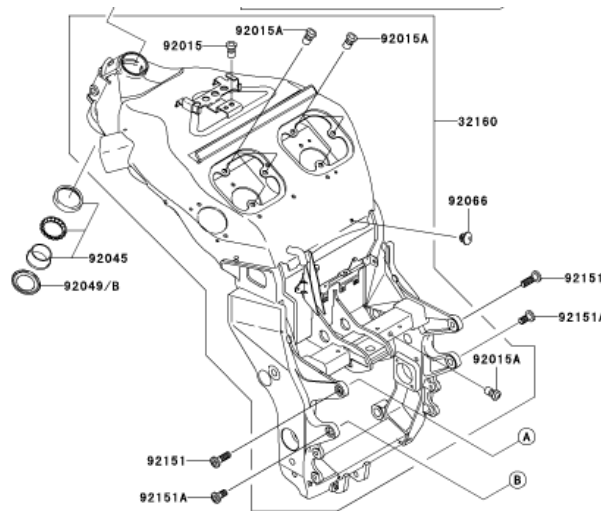
jsou tvořeny pravou a levou částí, vepředu i vzadu. Nahoře i dole jsou tvořeny dvěma trubkami. Nutno zajistit dostatečnou vzdálenost mezi trubkami a jejich vzájemné vyztužení, aby byla docílena dostatečná prostorová tuhost.

#### 2.3.2.4. Samonosná konstrukce

Tento typ architektury rámu motocyklu stojí stranou všech dalších klasifikačních skupin. Se samonosnou konstrukcí rámu se lze dnes sekat především mezi skútry. Realizována je pomocí svařence z plechových výlisků s případnými výztuhami a montážními body pro další komponenty.

V případě motocyklů lze samonosnou konstrukcí rámu najít jen výjimečně v případě monokokové (angl. *monocoque*) konstrukce u závodních, či sportovních speciálů, kde je hlavní motivací k použití této konstrukce maximální možné snížení hmotnosti a s ním spojené sloučení funkce některých konstrukčních elementů. Většinou se však nejedná o *monocoque* jako jeden universální nosný díl, ke kterému se připevní všechny ostatní komponenty stroje, který se objevuje například v konstrukci závodních automobilů či v konstrukci letadel.

U motocyklů s monokokovou konstrukcí nosného rámu je základem nosné části většinou vhodně tvarovaná palivová nádrž, ke které je následně připevněn pomocí přídatných výztužných konstrukcí a montážních bodů spalovací motor, hlava řízení a ostatní komponenty. [3] Častěji se lze setkat s menšími díly tvořenými monokokem z kompozitních materiálů. [3]



*Obr. 13 Monocoque rám stroje Kawasaki Ninja ZX-12R (2004)*

### 2.3.2.5. Jednotrubkové

Rám jednoduchý, historicky nejstarší konstrukce, vychází přímo z konstrukce jízdního kola, obecně nejnižší torzní tuhost v podélném směru ze všech konstrukčních přístupů. Rám je z důvodu pevnostních povětšinou uzavřené konstrukce, ve své spodní části může být rozdvojen pro snazší montáž motoru.

### 2.3.2.6. Dvoutrubkové

Rám je bez centrální horní trubky, motor a nádrž jsou obepnuty ze dvou stran. Hlava řízení a uložení kyvné vidlice je spojena co nejkratší cestou. Používají se jak trubky s kruhovým průřezem tak i nejen obdélníkové profily. Lze docílit otevřené či uzavřené konstrukci. Tyto rámy disponují dobrou tuhostí. Nejdříve se začaly objevovat u závodních strojů.

### 2.3.2.7. Odlévané

Většinou se odlévají jen menší části rámu – sestava kolem hlavy řízení, uložení kývačky. Použití ve velkých sériích výroby. Jelikož jsou odlévané díly zpravidla objemné, je použití oceli z důvodu zbytečně vysoké hmotnosti pro jejich výrobu nevhodné. Z tohoto důvodu výrobci používají lehké (hliníkové) slitiny, které mají mnohem nižší hustotu. Dostatečnou pevnost a tuhost rámy dosahují objemem a vhodnou konstrukcí. Většinou se konstruují jako otevřené.

#### 2.3.2.1. Mřížové (příhradové, trellis)

Konstrukce založena na triangulaci konstrukce, která zajišťuje dostatečnou tuhost a pevnost. Snadné použití jako otevřený rám. Z důvodu požadavků na pevnost a tuhost konstruované nejčastěji jako dvoutrubkové. V současnosti velice časté řešení konstrukce rámu zejména pro menší série. Často splývají s mostovou konstrukcí



Obr. 14 Dvojitý otevřený odlévaný rám Suzuki na boční části je vidět triangulace rámu zajišťující tuhost



Obr. 15 Rám motocyklu Kawasaki Ninja H2R (2015)- lehký Dvojitý trubkový mřížový rám těsně obepínající blok spalovacího motoru

Tento přístup konstrukce rámu se nejčastěji využívá u rámu z ocelových trubek. Pak je rám velmi tuhý a přitom lehký.



Obr. 16 Příhradový rám stroje KTM

### 2.3.2.2. Mostové

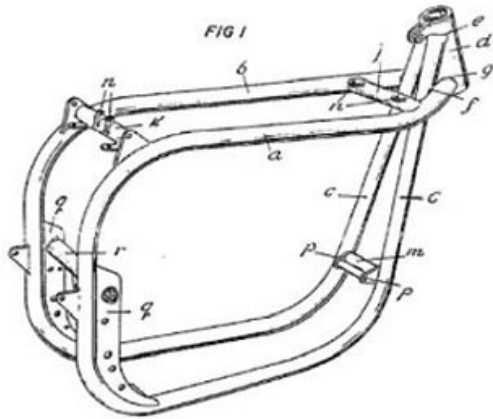
Rámy dvojité, „most“ je tvořen z pravé a levé části z lisovaného profilu či trubkového svařence, obě části jsou spojeny na hlavě řízení a v místě uložení zadní kývačky. Jedná se o velice časté řešení u řady motocyklů. Lze se setkat s otevřenou i uzavřenou variantou rámu

### 2.3.2.3. Páteřové rámy

Rám jednoduchého typu, v horní části rámu vede jedna trubka či svařovaný profil – páteřní prvek, v části spodní je pak rám otevřený a připraven pro montáž bloku motoru. Na motocyklech se objevuje vzácně, s tímto rámem nelze dosáhnout příliš vysokých hodnot tuhostí a pevností.

### 2.3.2.4. Rámy kolébkové

Rámy z podstaty uzavřené, vycházející z klasické konstrukce motocyklu. Při konstrukci je využito neostrých oblouků. Spodní část je tvořena jednou či dvěma trubkami. Horní část může být tvořena také jedním či dvěma nosnými prvky. Typickým znakem kolébkových rámu jsou křížící se trubky za hlavou řízení.



Obr. 17 Dvojitý kolébkový rám „Featherbed“ stroje Norton, tvořený dvěma hlavními ohnutými trubkami (patent 1949)



Obr. 18 Kolébkový dvojitý rám stroje KAWASAKI Z1

Je-li kolébkka z trubek pod lisovaným či odlévaným dílem držícím hlavu řízení a kývačku, vznikne tzv. *Deltabox*. Ten se dnes využívá zejména u strojů sportovních z důvodu jeho vysoké torzní a boční tuhosti.

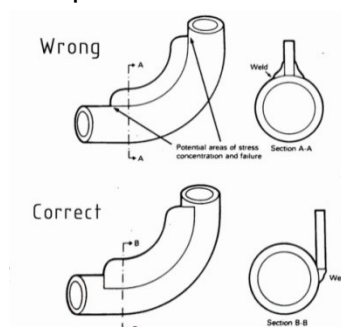
### 2.3.2.5. Lisované rámy

Rámy vyráběné metodou lisování se na motocyklech nevyskytují často, mnohem hojněji jsou zastoupeny v kategorii skútrů, kde splývají se samonosnou (*monocoque*) konstrukcí. Technologie lisování je výhodná až od velkých sérií, podobně jako v automobilovém průmyslu.

### 2.3.3. Svařované rámy

Namáhaná místa všech typů rámu (spoje, svary) bývají zesílena navařením výztuh vyrobených z plechu ze stejného, či podobného materiálu – tzv. styčnickové plechy.

Mezi místa s nejvyšším namáháním patří zejména spojení hlavy řízení se zbytkem rámu a uložení tlumiče, kývačky a stupaček



Obr. 19 Špatné a správné umístění navařených plechových výztuh na rámu motocyklu



## 2.4. Existující motocykly s trubkovým rámem a konvenčním uspořádáním pohonu

Před syntézou vlastního řešení navrhovaného rámu byla provedena rešerše v oblasti nosných rámu existujících motocyklů se spalovacím motorem využívajících příhradovou (*trellis*) konstrukci rámu a v oblasti používaných řešení rámu a uložení komponent v nich u motocyklů s pohonem elektrickým.

U motocyklů s motorem spalovacím byly vybrány pouze stroje využívající motor o objemu 660 ccm, od italského výrobce Motori Minarelli<sup>4</sup>, který byl v dalším textu určen jako základní pohonná jednotka pro konvenční spalovací variantu navrhovaného stroje.

### 2.4.1. Yamaha XT660

Tento motocykl, se kterým navrhovaný motocykl sdílí spalovací motor (viz kap. 3.3.1), má nosný rám řešen jako trubkový svařenec otevřené konstrukce. V novějších generacích, ze kterých dále vycházím je rám tohoto motocyklu za hlavou řízení rozdvojený pro snazší zástavbu nádrže a vyšší tuhost rámu v krutu. Starší modely měly rám páteřový s jedinou trubkou.



Obr. 20 Yamaha XT660 Ténéré (2012)



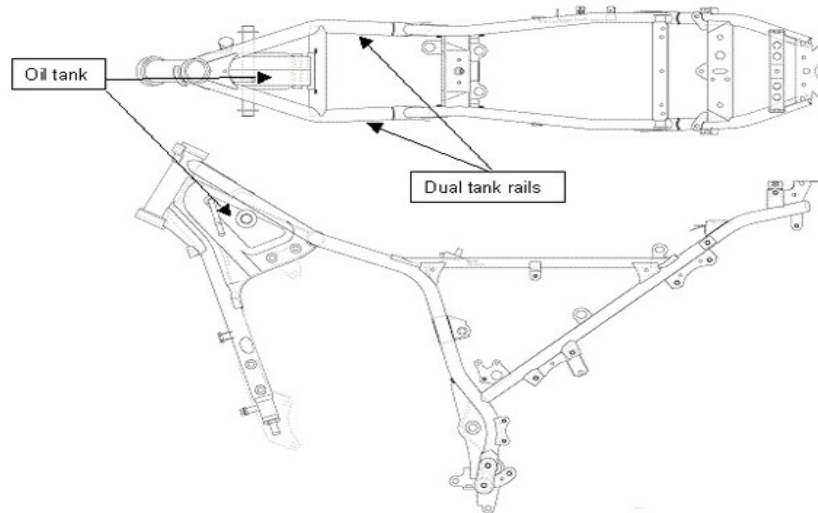
Obr. 21 Yamaha MT03

Spalovací motor je uložen na třech místech rámu. Při pohledu na neodstrojený rám je nejvýraznějším montážním bodem konec trubky vedoucí za předním kolem od hlavy řízení, kde je motor uložen na dvou šroubech a v plechu přivařeném ke zmiňované trubce. Druhým místem, kde je blok motoru uchycen je prostor mezi uloženími kyvné vidlice. Posledním místem, které je spojeno s motorem je montážní bod pod olejovou nádržkou. Toto místo je s motorem spojeno pomocí adaptéru v podobě ohnutého plechového dílu. Stejnou pohonnou jednotku o objemu 660 ccm využívá i motocykl Yamaha MT03 do modelového roku 2013. Tento motocykl má netradičně umístěno pérování a tlumení zadní kyvné vidlice, čemuž bylo potřeba částečně přizpůsobit i rám přidáním zpevněné přední části

Rám tohoto stroje se do zde popsaného systému kategorizace nosných rámu převzatého z [3] nepodařilo zcela jasně zařadit. V ostatních člancích psaných anglicky ([5]; [10]; [12] a [13]) se lze setkat s označením tohoto typu rámu jako *Diamond Frame*. Rám je

<sup>4</sup> Člen skupiny Yamaha Motor Group

svažený z ocelových trubek, otevřená konstrukce, v horní části rozdvojený. Dřívější verze motocyklu využívají i rám páteřový.



Obr. 22 Nosný rám motocyklu Yamaha XT660X (2004)

#### 2.4.2. Jawa 660 Sportard, Vintage

Jelikož tento motocykl české výroby a všechny jeho produkční vzhledové varianty (Sportard (Obr. 23), Vintage (Obr. 24)) sdílí s již jmenovanými stroji Yamaha jednotku spalovacího motoru a s ním i blok převodovky, jsou rámy těchto strojů velice podobné, zejména v základních konstrukčních uzlech hlavy řízení a

Základní odlišností je podoba rámu za hlavou řízení, kde se u motocyklů od výrobce JAWA nenachází do rámu integrovaný rezervoár na olej (na obrázku Obr. 22 jako *Oil tank*). Dále je částečně odlišné i uložení zadní kyvné vidlice.



Obr. 23 JAWA 660 Sportard



Obr. 24 JAWA 660 Vintage

### 2.5. Rámy a uspořádání komponent u existujících elektromotocyklů

Zde byl kladen důraz na průzkum existujících možností uložení akumulátorů, regulátorů a elektromotorů v nosných rámech. Hlavním úkolem rámu elektrického motocyklu je pevně uložit dostatečně velký akumulátor (kapacita pro uspokojivý dojezd), ochránit tento akumulátor proti mechanickému poškození, zajistit jeho snadnou demontáž či výměnu a opět, podobně jako u rámu konvenční koncepce, zajistit potřebnou tuhost a nosnost rámu. Velmi často se ze jmenovaných důvodů využívá rám dvojitý, který

umožňuje snadnou zástavbu akumulátoru do prostoru uvnitř rámu. Při uložení elektromotoru je potřeba zohlednit požadované jízdní parametry, zejména podíly neodpružených hmotností.

### 2.5.1. ZERO Motorcycles S, DS, SR, F, FX

Tento zámořský výrobce využívá pro své elektro motocykly z řady ZERO S, SR, DS, rámy uzavřené odlévané dvojité, s akumulátory uloženými „nastojato“, v prostoru mezi trubkami rámu, mezi řídítky a sedlem (pod „nádrž“). Je zde také umožněno snadné vyjmutí modulárního pouzdra vybitého akumulátoru, či rozšíření kapacity dokoupením akumulátoru přídatného. Tento výrobce ukládá elektromotory do svých motocyklů souose s osou otáčení zadní kyvné vidlice. Z tohoto důvodu není kyvná vidlice vzadu spojena jedinou pevnou osou procházející celou šíří rámu, jak se zvykem u konvenčních motocyklů, nýbrž je v rámu uložena na dvou čepech. Je tedy třeba zajistit tuhost rámu v tomto místě masivními příčnými trubkami. Tentýž postup je použit u univerzální zadní kyvné vidlice, kterou tento výrobce u svých modelů téhož modelového roku používá.

Modely z řady ZERO Motorcycles F a FX mají akumulátor uložený „naležato“, což umožňuje zvýšit světlou výšku motocyklu a přejezdové úhly a použít lehčí rám páteřového rozdvojeného typu. Elektromotor je uložen pod akumulátorem. Hlavní nosníky a příčné výztuhy rámu jsou provedeny pomocí kombinace kruhových čtyřhranných profilů.



Obr. 25 Rám motocyklu ZERO FX



Obr. 26 Rám motocyklu ZERO FX

Tab. 1 Parametry motocyklů ZERO

motocykl	hmotnost	kapacita AKU	výkon motoru	dojezd (komb.)
ZERO SR (2019)	188 kg	14,4 kWh	52kW @ 3500min <sup>-1</sup>	241 km
ZERO FX (2019)	131 kg	7,2 kWh	34kW @ 4300 min <sup>-1</sup>	87 km

### 2.5.2. Energica EGO a EVA

Výrobce sportovních italských motocyklů s elektrickým pohonem využívá pro své modely EVA a EGO rámy otevřené dvojité příhradové z trubek s kruhovým průřezem. Pro uložení akumulátoru využívá díl pouzdra akumulátoru zavěšeného do rámu. Motocykly Energica jsou vybaveny elektromotorem (107kW, 200Nm) uloženým ve speciálním pouzdře, kde jsou uloženy také komponenty primárního převodu, což umožňuje konzervativnější přístup ke konstrukci zadní kyvné vidlice, než u výrobce ZERO. [45]

Tab. 2 Parametry motocyklů Energica

motocykl	hmotnost	kapacita AKU	výkon motoru	dojezd
Energica EGO	výrobce neudává	13,4 kWh	107 kW (dočasně)	výrobce neudává



Obr. 27 Energica EGO – detail rámu



Obr. 28 Uložení akupacku - Energica

### 2.5.3. Brammo

Rám stroje Empulse (rok 2012) (viz Obr. 29) od dnes již nevyrobějícího amerického výrobce Brammo spojuje hlavu řízení s uložením zadní vidlice nejjednodušší možnou cestou a obepíná dvěma obdélníkovými profily v něm uloženou sestavu akumulátorů a elektromotor. Profily střední části jsou pravděpodobně vyrobeny z hliníkových profilů či jako díly kompozitní z vláken uhlíkových. (Viz Obr. 29) [46]

Tento výrobce měl v portfoliu i stroj s konstrukční rychlostí do 80 km/h nazvaný Enertia, který má tvar rámu plně podřízen futuristickému designu tohoto elektromotocyklu a pouzdra akumulátorové baterie. Skládá se z lehkých hliníkových výlisků a slouží zároveň jako nosič pouzdra baterie. (Obr. 30)

Tab. 3 Parametry motocyklů Brammo

motocykl	hmotnost	kapacita AKU	výkon	dojezd
Brammo Empulse	213 kg	9,31kWh	40kW	neudává se
Brammo Enertia	150 kg	6,2 kWh	13kW	neudává se

### 2.5.1. SuperSOCO

S touto původně čínskou značkou mající evropské zastoupení v Rakousku se na současném trhu vyskytují pouze městské motocykly s konstrukční rychlostí do 45 km/h a výkony do 5kW. Výrobce si tak může dovolit uložit elektromotor do zadního kola a ušetřený prostor v rámu vyplnit akumulátorem. Stroj má trubkový rám a díky elektromotoru BOSCH uloženému do náboje zadního kola může mít zadní vidlici vyřešenou tradičně. Akumulátory má tento motocykl umístěny ve snadno vyměnitelném pouzdru.

*Obr. 29 Brammo Empulse**Obr. 30 Brammo Enertia Plus**Obr. 31 Rám stroje SuperSOCO TS*

### 2.5.2. Kuberg

Český výrobce, který se specializuje na produkci jednoštopých vozidel zařaditelných mezi elektrokola a elektricky poháněné motocykly od velikostí vhodných pro děti, mládež i dospělé, se zaměřením zejména na trialový sport. Jejich motocykly a elektrokola jsou tak těmito kategoriím přizpůsobeny výkonem i výdrží. Akumulátory jsou uloženy v rámu.

U dětských variant je rám svařovaný trubkový, dvojité konstrukce, elektromotor má výkon od 1 do 3kW a je u výkonnějších variant Young Hero a Cross umístěn před osou otáčení kývačky. U nejslabší varianty Start je EM uložen netypicky v zadní kyvné vidlici, čímž je ušetřen prostor v rámu.

„Dospělá“ verze s názvem Challenger má výkon 8kW a kolébkový rám tvořený velkým hliníkovým profilem, spojujícím hlavu řízení s uložením kývačky a elektromotoru. Pod rámem je na kovovém tácu umístěn akumulátor a EM. Výkon z elektromotoru je na zadní kolo přenášen přes sestavu řetězových převodů, které jsou spojeny na společné dvojitém řetězovém kole uloženém na ložisku v ose otáčení zadní kyvné vidlice.

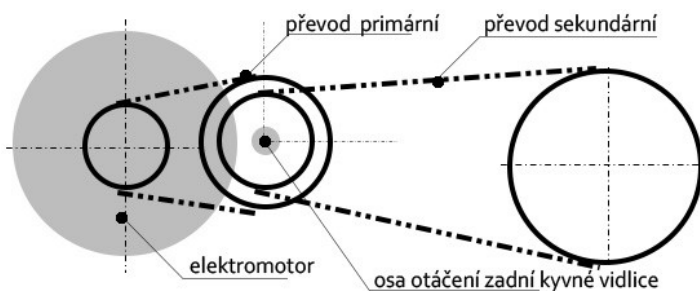
Model Freerider má rám tvořený ze svařovaných trubek, s akumulátorem umístěným pod sedlem. Elektromotor o výkonu 8kW je uložen pod akumulátorem



Obr. 32 Odstrojený stroj Kuberg Young Hero



Obr. 33 Kuberg Challenger



Obr. 34 Převodový mechanismus elektromotokol Kuberg



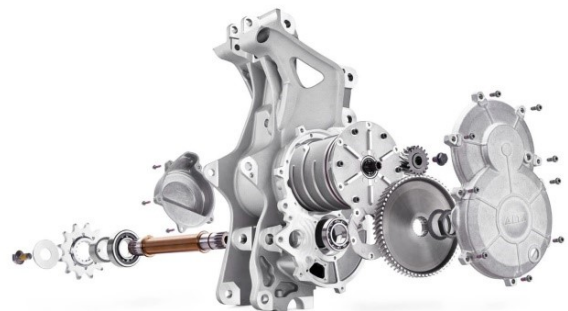
Obr. 35 Kuberg Freerider

### 2.5.3. Harley Davidson LiveWire

Elektromotocykl od tohoto výrobce má rám odlévaný dvojité, s oddělenou částí pod sedlem. Akumulátory jsou umístěny v prostoru pod „nádrží“ mezi bočnicemi rámu. Specialitou tohoto motocyklu je netradiční umístění elektromotoru. Ten se nachází vespod pod akumulátory uložený podélně. Po výstupu z EM pak výkon teče přes primární kuželový převod, aby bylo možné použít sekundární převod v podobě ozubeného řemenu pro tišší a plynulejší chod stroje. Motor dosahuje výkonu 55kW. Stroj se na trhu objeví v polovině roku 2019. Detail samotného rámu stroje HD Livewire v produkční verzi se z důvodu utajení před začátkem prodeje nepodařilo dohledat.



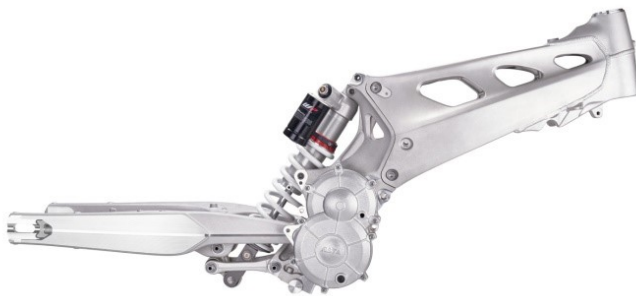
Obr. 36 Harley Davidson LiveWire



Obr. 37 Alta Pack

### 2.5.1. Alta Motors, Alta Redshift EXR

Motocykl Alta Redshift EXR je koncipován jako terénní, a tak je zde kladen velký důraz na úsporu hmotnosti. Pohání ho kompaktní elektromotor o výkonu 37 kW spojený se zadním kolem přes primární převod tvořený čelními ozubenými koly a sekundárním převodem tvořeným řetězem. Jedná se o prostorově nenáročné řešení. Rám motocyklu Alta je tvořen ze dvou částí, vepředu se nachází odlévaná dvojitá mostová část s hlavou řízení a montážními body pro akumulátor. Vzadu je pak tento díl spojen s odlitkem pouzdra elektromotoru, a převodové skříně, ke kterému je také čepem připevněna zadní kyvná vidlice. Akumulátor tohoto stroje je uložen na samostatném dílu (trubkový svařenec), který je zavěšen pod hlavním rámem na šroubech (Obr. 39). Akumulátory mají kapacitu 5,8 kWh, což přispívá k velmi nízké hmotnosti 124kg.



*Obr. 38 Rám Alta Motors*

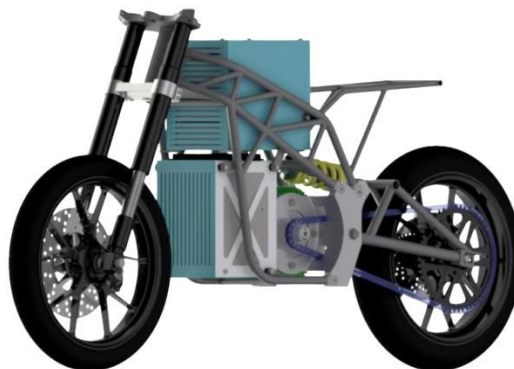


*Obr. 39 Alta Redshift EXR (2019)*

### 2.5.2. Moto Student, CTU Lions Evo 1.1 Electric

Inspiraci pro vlastní řešení jsem také hledal u studentského týmu CTU Lions z Fakulty Dopravní na ČVUT, účastníciho se obou kategorií soutěže MotoStudent (konvenční a elektrické motocykly). Jejich elektromotocykl má s ohledem na výrobu jediného kusu a maximální snížení hmotnosti rám trubkový příhradový uzavřený dvojitý doplněný v zadní části rozměrným držákem elektromotoru v podobě odlitku z lehkých slitin. Z trubek je i zadní kyvná vidlice.

Použitý elektromotor má špičkový výkon 20 kW a dosahuje točivého momentu 65 Nm. Akumulátory původem z elektromobilu Nissan Leaf [35] jsou v rámu uloženy napevno, především z důvodu, že se jedná o stroj určený jen pro závody. (Obr. 40)



*Obr. 40 Elektromotocykl týmu CTU Lions*

## 2.6. Polohy těžišť existujících motocyklů

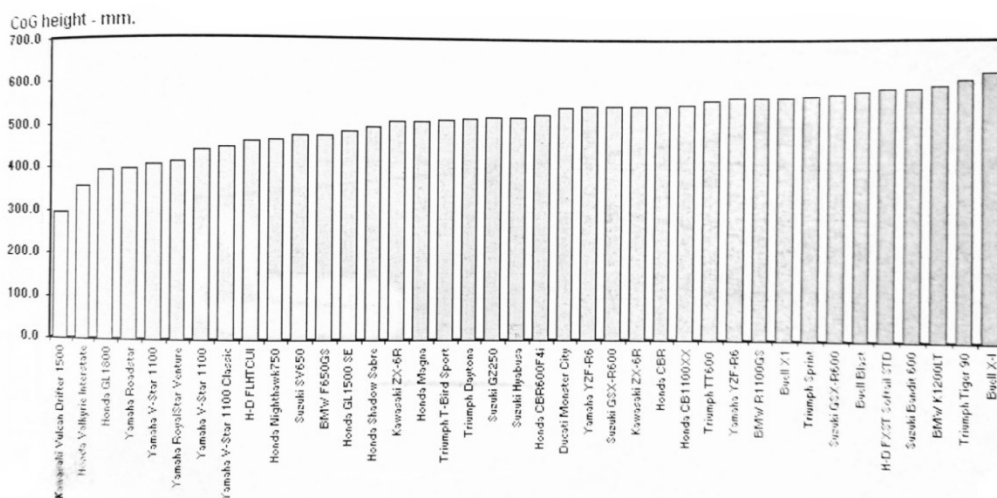
Poloha těžiště je závislá na koncepci motocyklu a rozmístění jednotlivých hmotných komponent. Těžiště motocyklů podobné kategorie mají podobnou polohu. Základním dílem, který určuje polohu těžiště je u konvenčních spalovacích motocyklů díl blok motoru a převodovky. Čím je motocykl lehčí (menší), tak na polohu těžiště roste vliv polohy usazení jezdce.

Poloha těžiště také významně ovlivňuje ovladatelnost a stabilitu motocyklu. Obecně platí, že čím je těžiště níže, lze motocykl za jízdy naklápět hůře, čímž přispívá ke stabilitě a bezpečnosti jízdy. Je-li těžiště příliš vysoko a blízko přednímu kolu, motocykl se při prudkém brzdění má tendenci přenášet veškerou váhu na přední kolo. Je-li těžiště příliš vzadu a vysoko, hrozí při maximální akceleraci a nevhodné poloze jezdce nebezpečí úplného odlehčení předního kola a s ním spojená ztráta pohodlné ovladatelnosti. Problematiku mezních poloh umístění těžiště lze znázornit na jednoduchém obrázku (Obr. 8). Přímkou znázorňují mezní polohu těžiště pro stabilní jízdu s oběma koly na zemi pro požadovaná maximální zrychlení. Pro podélné zrychlení rovné svislému zrychlení gravitačnímu  $g$  dostáváme přímkou protínající vozovku v bodě dotyku zadního kola a vozovky, se sklonem  $45^\circ$ . [2], [1], [3].

Mezním stavům při jízdě se věnuje kapitola 3.4. Poloha těžiště významně ovlivňuje jízdní dynamiku stroje, tedy maximální dosahované hodnoty brzdění a zpomalení.

Jelikož je legislativně definováno minimální zpomalení dosahované strojem [3], je potřeba při detailním návrhu tomuto problému věnovat dostatečnou pozornost a při umístování komponent do rámu motocyklu kontrolovat splnění těchto předpisů. Jedná se zejména o svislou a podélnou polohu těžiště, která ovlivňuje při brzdění náchylnost motocyklu k převrácení přes přední kolo. K tomuto stavu nesmí dojít, jelikož by tak bylo přímo ohroženo zdraví posádky.

Pro porovnání s jinými existujícími motocykly<sup>5</sup> byla použita data z publikace *Motorcycle handling and chassis design, the art and science*, autora Tony FOALE [2], která jsou zobrazena ve vypůjčeném grafu (Obr. 41).



Obr. 41 Výšky těžišť motocyklů

<sup>5</sup> Do roku výroby 2002, kdy byla publikace vydána.



## 2.7. Konstrukce motocyklového rámu

Stabilita jízdy je nejvíce ovlivněna geometrií podvozku. Dílem, který určuje většinu parametrů geometrie podvozku, je nosný rám. Tyto hodnoty by během jízdy měly být neměnné, a tak je vhodnou konstrukční úpravou potřeba zajistit dostatečnou tuhost a pevnost všech jeho částí, při současném zachování pohodlí pro jezdce i spolujezdce.

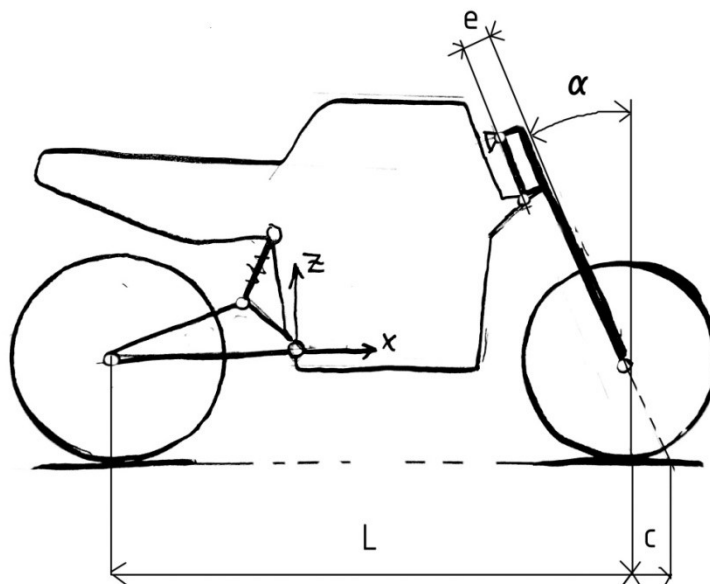
### 2.7.1. Základní geometrické parametry rámu

Tvar rámu je závislý především na objemu zastavěné pohonné části a poloze základních prvků řízení a na požadavcích na ergonomii pracoviště jezdce. Mezi základní parametry pro geometrii rámu a chování motocyklu při jízdě je poloha těžiště, rozvor os kol  $L$ , úhel hlavy řízení  $\alpha$  a závlek předního kola  $c$  (někdy též v české literatuře označovan jako stopa) Závlek předního kola je ovlivněn také vzdáleností osy řízení od středu kola  $e$ . Dále je možné definovat závlek kola zadního jako součet rozvoru  $L$  a závleku předního kola  $c$  (viz. Obr. 42) Mezi další důležité rozměry patří také výška sedla.

Jízdní vlastnosti motocyklu jsou ovlivněny také tuhostí rámu. Ta je dána konstrukcí nosné části, a vzájemným prostorovým rozložením nosných a výztužných prvků rámu.

#### 2.7.1.1. Osa řízení

Úhel sklonu osy řízení udává, jak je osa vychýlena ve statické poloze oproti svislé normále vozovky v místě kontaktu kola. Ovlivňuje také velikost momentu potřebného pro natočení řídek a velikost závleku předního kola. Tento geometrický parametr je obdobou záklonu rejdové osy z geometrie zavěšení u automobilů, a má podobný stabilizující účinek.



Obr. 42 Základní geometrie rámu a podvozku motocyklu

Běžně se hodnoty pohybují v rozmezí od  $20^\circ$  u sportovních motocyklů, které by měly být snadno ovladatelné až ke  $30^\circ$  u motocyklů typu *cruiser*, *chopper* a motocyklů terénních.

Nízké hodnoty úhlu  $\alpha$  jsou u sportovních motocyklů zejména kvůli snadné změně směru při naklápění v zatáčkách. V kombinaci s krátkým závlekiem se jsou tyto motocykly

v nízkých rychlostech nestabilní, ve vyšších se projevuje stabilizace gyroskopickým momentem. Sada experimentů popisující závislost sklonu osy řízení a závleku předního kola je detailně popsána v publikaci [2].

### 2.7.1.2. Závlek předního kola

V české literatuře též označován jako stopa, je parametr mající rozhodující vliv na směrovou stabilitu stroje při jízdě.

Díky závleku má motocykl na nerovné vozovce či při působení bočních sil schopnost samořízení a samoregulace výchylek ze stabilní polohy.

Větší závlek znamená stabilnější jízdu, ale větší sílu na řídítkách pro změnu směru. Menší hodnoty velikosti závleku kola předního snižují samoregulační schopnost přední vidlice držet stabilitu, ale zmenšují sílu potřebnou ke změně směru a tím námahu řidiče. Hodnoty se pohybují od 70mm u motocyklů terénních do hodnot kolem 150mm u motocyklů silničních. Hodnota závleku předního kola je přímo ovlivněna vzdáleností osy řízení od osy kola a úhlem hlavy řízení. Závlek  $c$  lze určit ze vztahu:

$$c = r_{dPK} \operatorname{tg} \alpha - \frac{e}{\cos \alpha} \quad (36)$$

Kde  $r_{dPK}$  je dynamický poloměr předního kola,  $\alpha$  úhel osy řízení,  $e$  vzdálenost osy řízení od osy kola. [3]

### 2.7.1.3. Poloha těžiště

V těžišti působí na stroj gravitační síla, která podle polohy má vliv na rozdělení tíhy stroje a zatížení jednotlivých kol, a s ním spojené adhezní vlastnosti. Během jízdy v zatáčce se těžiště stává působištěm odstředivé síly. Přibližnou polohu středu hmotnosti je při konstrukci nového stroje potřeba znát pro určení namáhání komponent při definovaných jízdnicích stavech a pro určení mezních stavů při jízdě, jako jsou maximální dosahovaná zrychlení a zpomalení, než dojde k prokluzu kol, nebo k úplnému odlehčení jednoho z kol. [3]

Bez možnosti exaktně změřit skutečný stroj je možné polohu těžiště přibližně vypočítat podle určené polohy těžišť a hmotností jednotlivých známých komponent uložených ve stroji.

Měření polohy těžiště již existujícího stroje je v praxi prováděno pomocí váhy umístěné na rovinné podložce, na kterou se postupně postaví přední a zadní kolo analyzovaného stroje, určí se tíhové zatížení jednotlivých kol částí gravitační síly a z rovnic momentové rovnováhy a známé velikosti rozvoru os kol se dopočte vzdálenost těžiště od osy kola předního, respektive kola zadního. (viz kapitola 3.4, Obr. 88) Výškovou polohu těžiště pak lze určit pomocí vážení stroje stojícího na různě vysokých podložkách, jak je patrné z obrázku Obr. 43.

Vodorovnou vzdálenost  $l_z$  těžiště od osy zadního kola lze určit dle vztahu

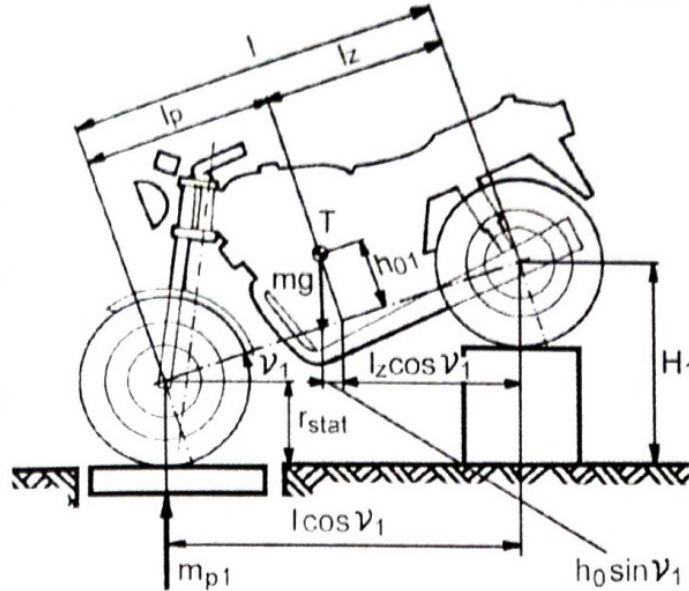
$$l_z = \frac{m_p}{m} \cdot l \quad (1)$$

Kde  $m$  značí hmotnost celého vozidla a  $m_p$  hmotnost zatěžující přední nápravu. Rozvor os kol je značen symbolem  $l$ .

Analogicky lze odvodit i pro vzdálenost od osy kola předního. Symbolem  $m_z$  je myšlena hmotnost zatěžující nápravu zadní.

$$l_p = \frac{m_z}{m} \cdot l \quad (2)$$

Součet jednotlivých délek  $l_p + l_z$  se musí rovnat rozvoru  $l$ , a součet  $m_p + m_z$  dá celkovou hmotnost  $m$ .



Obr. 43 Měření výškové polohy těžiště

Svislá souřadnice polohy těžiště motocyklu se určí dle schématu z Obr. 43. za pomoci jednoduchých trojúhelníků. Hmotnost na přední kolo  $m_{p1}$  lze definovat z momentové rovnice vztažené k ose zadního kola:

$$m_{p1} \cdot l \cdot \cos \nu_1 - m \cdot (h_{01} \cdot \sin \nu_1 + l_z \cdot \cos \nu_1) = 0 \quad (3)$$

Kde  $\nu_1$  je úhel, o který je motocykl nakloněn,  $h_{01}$  výška těžiště vůči spojnici os kol. Předpokládána je totožná velikost statického poloměru pneumatiky pro obě kola.

Pak změna zatížení  $\Delta m_{p1}$  je rovna:

$$\Delta m_{p1} = m_{p1} - m_p = \frac{m \cdot h_{01}}{l} \cdot \operatorname{tg} \nu_1 \quad (4)$$

Je-li známa hodnota přírůstku hmotnosti, pak lze určit vzdálenost  $h_{01}$ , tedy vzdálenost těžiště od spojnice os (středů) kol. Výška těžiště je pak součtem poloměru kola a statického poloměru pneumatiky.

$$h_{01} = \frac{\Delta m_{p1}}{m} \cdot \frac{l}{\operatorname{tg} \nu_1} \quad (5)$$

$$h = h_{01} + r_{stat} \quad (6)$$

Úhel  $\nu_1$  potřebný pro výpočet svislé souřadnice těžiště lze vyjádřit z trojúhelníku patrného z Obr. 43., jako:

$$\sin \nu_1 = \frac{H}{l} \quad (7)$$

Po úpravách lze tedy pro výšku  $h_{01}$  vyjádřit:

$$h_{01} = \frac{\Delta m_{p1}}{m} \cdot \frac{l}{H} \cdot \sqrt{l^2 - H^2} \quad (8)$$

Výška těžiště od vozovky ovlivňuje i boční stabilitu motocyklu. Obecně platí, že vyšší těžiště zlepšuje ovladatelnost a manévrovatelnost, ale zároveň zhoršuje stabilitu, těžiště příliš vzadu za předním kolem vede ke zlepšení přenositelného točivého momentu z kol na vozovku vinou vyšší ho normálového zatížení zadního kola a tím pádem i vyšší síly

adhezí, zároveň však má přední kolo takového motocyklu tendenci ztrácet kontakt s vozovkou – stroj se staví na zadní kolo. Viz Obr. 8.

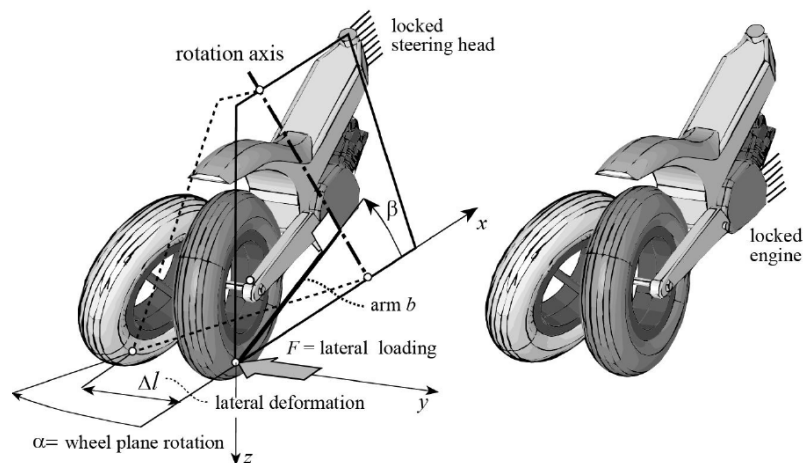
### 2.7.2. Tuhost celého motocyklu

Tuhost motocyklu ovlivňuje zásadní měrou jízdní vlastnosti motocyklu, jeho chování a celkovou bezpečnost při jízdě. Vliv na celkovou tuhost má konstrukce nosného rámu, zadní kyvné vidlice, jejich vzájemné spojení, dále pak konstrukce, délka a řešení uložení přední teleskopické vidlice.

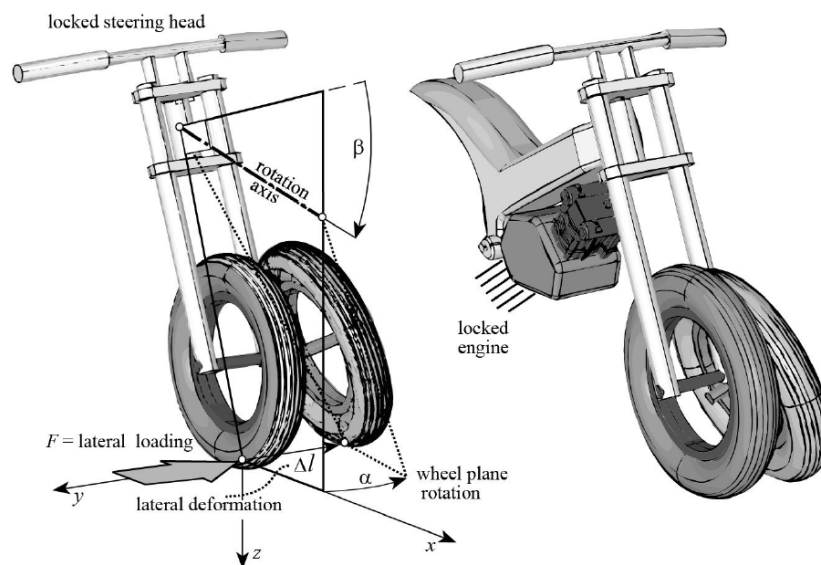
Tuhosti podélná (*lateral stiffness*) a torzní (*torsional stiffness*) jsou obecně vyjádřeny jako poměr zatížení a deformace vzniklé tímto zatížením. Použité symboly odpovídají následujícím obrázkům Obr. 44 a Obr. 45, vypůjčeným z publikace [1].

$$k_{lat} = \frac{F_{lat}}{\Delta} \quad (9)$$

$$k_{torz} = \frac{F}{\varepsilon} \quad (10)$$



Obr. 44 Tuhost zadní vidlice (převzato z [1])



Obr. 45 Tuhost přední vidlice (převzato z [1])

Hodnoty tuhostí u moderních motocyklů jsou zaneseny v tabulce Tab. 4.

Pro výpočet tuhosti zadní sestavy je uvažováno vetknutí hlavy řízení, pro přední část je vetknuto uložení kyvné vidlice.

Tab. 4 Běžné tuhosti celého motocyklu při vetknutí bloku motoru [1]

Tuhost	Zadní Část Motocyklu	Přední Část Motocyklu
Podélná [Kn/Mm]	0,1-0,2	0,08-0,16
Torzní [Knm/°]	1,5-3,0	0,7-1,4

### 2.7.3. Tuhost nosného rámu

Tuhost rámu ovlivňuje celkovou tuhost stroje a tak i chování při jízdě. Nejzásadnější vliv na chování a bezpečnost jezdce mají tuhost boční a torzní, které se projevují při průjezdu zatáčkou a obecně nesymetrickém zatáčení. Tuhost rámu má také vliv na vznik kmitání.

Na nosném rámu lze vyšetřit několik módů zátěže.

Běžné tuhosti dosahované rámy motocyklů jsou uvedeny v tabulce Tab. 5 [1].

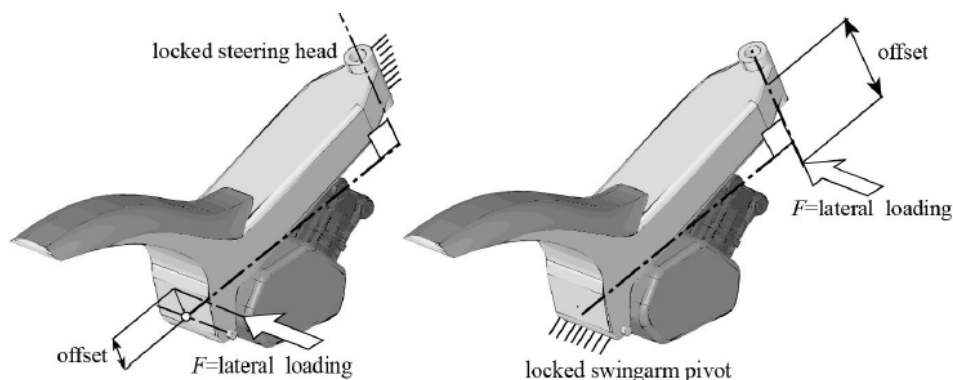
Tab. 5 Tuhosti nosného rámu a zadní kyvné vidlice u sportovního motocyklu

Typ tuhosti	Nosný rám	Zadní vidlice
Boční $k_{lat}$ [kn/mm]	1-3 *	0,8 – 1,6
Torzní $k_{torz}$ [knm/°]	3-7 *	1-2
Podélná $k_{long}$ [kn/mm]	5-10 *	N/A

\* Převzato z [1]

#### 2.7.3.1. Boční tuhost rámu

Boční tuhost (lateral stiffness) rámu se vyšetřuje dle [1] podle následujícího schématu:



Obr. 46 Model pro zjištění boční tuhosti rámu

Boční tuhost lze vyšetřit buď při vetknutí hlavy řízení, a nebo při vetknutí uložení kyvné vidlice.

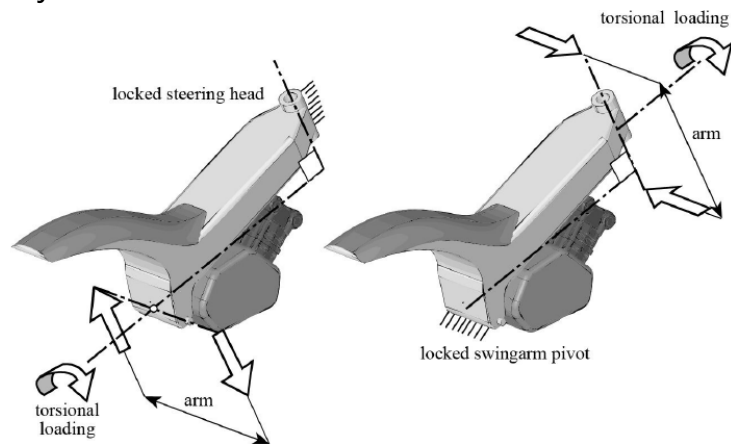
Obecně se vyšetřuje u motocyklů s namontovaným spalovacím motorem. [1]

Tuhost závisí na typu rámu a na způsobu uchycení spalovacího motoru.

#### 2.7.3.2. Torzní tuhost rámu

Torzní tuhost se projevuje zejména při průjezdu zatáčkou. Opět ji lze vyšetřit ve více módech, tedy při vetknutí v místě hlavy řízení, nebo s vetknutým uložením zadní vidlice.

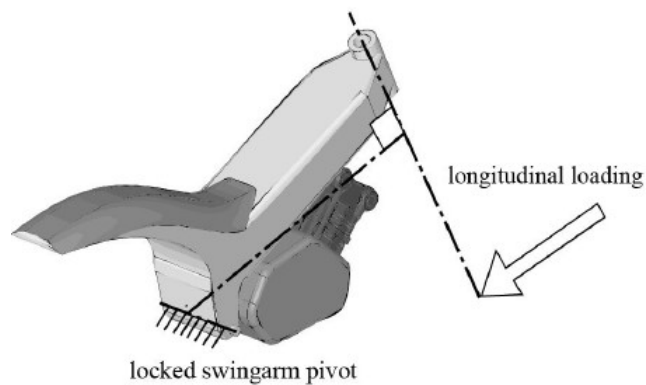
Torzní tuhost lze vyšetřit dle obrázku Obr. 47.



Obr. 47 Vyšetření torzní tuhosti rámu motocyklu

### 2.7.3.3. Podélná tuhost rámu

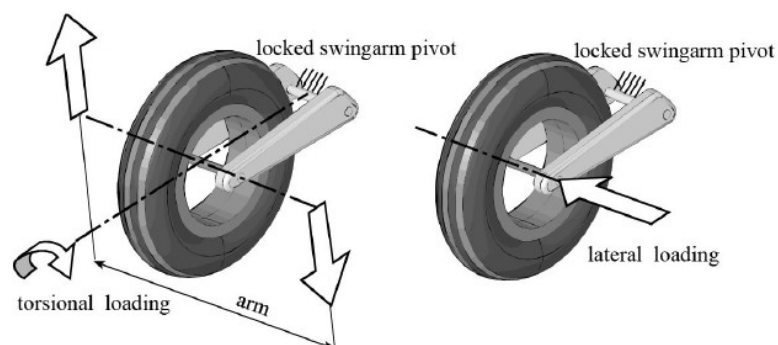
Tuhost podélná má na chování motocyklu při jízdě vliv zejména při brzdění a průjezdu zatáčkou.



Obr. 48 vyšetření podélné tuhosti rámu

### 2.7.3.4. Tuhost zadní vidlice

Běžné hodnoty dosahovaných tuhostí jsou uvedeny v Tab. 5. Vyšetřuje se tuhost torzní a boční, a to obdobným způsobem, jako u nosného rámu. Chování zadní vidlice pod zátěží významně ovlivňuje chování motocyklu při jízdě.



Obr. 49 Tuhost torzní a boční dílu ZKV

## 2.8. Možnosti provedení pohonného řetězce motocyklu

Jelikož je motocykl prostředkem dopravním, jeho hlavní součástí je pohonný řetězec (PŘ), od jehož vlastností se odvíjí veškerý další postup návrhu stroje včetně prostorového rozložení jednotlivých součástí a tvaru rámu.

### 2.8.1. Pohonný řetězec spalovací

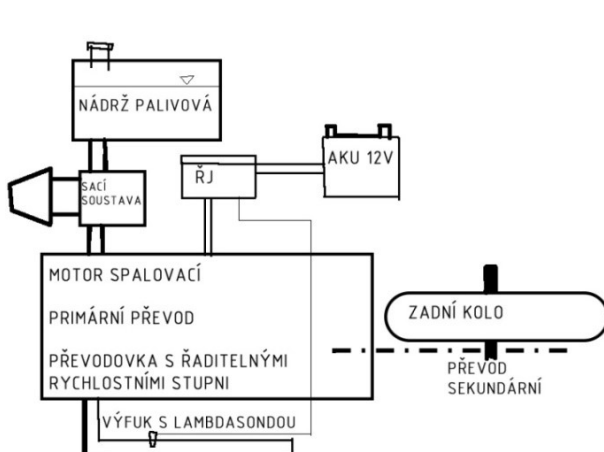
V minulosti téměř výlučně používaný, dnes stále ještě nejrozšířenější řešení pohonu dopravních prostředků. Pro motocykly se využívá motor zážehový, doplněný převodovkou se spojkou.

Ve spalovacím pohonném řetězci jsou v konvenčním uspořádání motocyklu minimálně tři převody – primární, zařazený převodový stupeň a převod sekundární. Primární se nachází mezi motorem a spojkou rychlostní převodovky, sekundární převod se pak nachází mezi výstupem z převodovky a kolem.

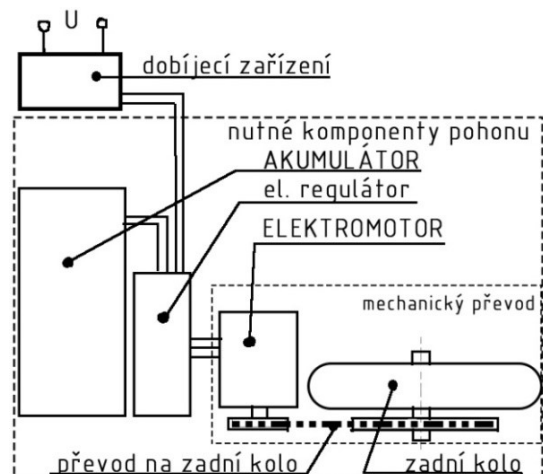
Provedení primárního a sekundárního převodu se liší v závislosti na poloze motoru.

Je-li klikový hřídel motoru uložen v motocyklu příčně, lze primární převod řešit pomocí řetězu či ozubených kol. Pro spalovací motor uložen podélně (např. motocykly BMW), lze primární převod zahrnout do převodovky a sekundární převod řešit kloubovým hřídelem, na jehož konci je kuželové ozubené soukolí přenášející výkon na zadní kolo.

Velmi často je blok spalovacího motoru sloučen do jednoho odlitku společně se skříní převodovky. Spalovací motor je i přes kvalitně provedené vyvážení také výrazným zdrojem vibrací, které se přes montážní body přenášejí do rámu. Při jeho ukládání je třeba pamatovat i na tento jev a pokusit se mu zamezit například pomocí pružných členů v uložení u rámu uzavřených. U rámu otevřených tohoto řešení použít nelze, jelikož je motor nosným prvkem rámu.



Obr. 50 Schéma se základními součástmi konvenčního spalovacího pohonu (ŘJ=řídící jednotka)



Obr. 51 Schéma se základními součástmi elektropohonu

### 2.8.2. Pohonný řetězec Elektrický

V současnosti stále se rozvíjející alternativní řešení pohonu motocyklu, největším problémem elektropohonu je nedostačující kapacita akumulátorů, která dojezdem nestačí konkurovat konvenčnímu spalovacímu řešení. Výhodou je, při vhodném zapojení

EM, dosažení dostatečně velkého točivého momentu od minimálních otáček. Díky tomu není nezbytně nutné do pohonného řetězce řadit vícestupňovou rychlostní převodovku se spojkou, mezi motor a jízdní ústrojí (kolo s pneumatikou), což vede k jednoduchosti a vyšší mechanické účinnosti celého ústrojí. Výhodou je pak také jednodušší uživatelské ovládání stroje (není potřeba řadit). Možné schéma řešení je na obrázku Obr. 51.

Elektropohon má oproti konvenčnímu spalovacímu pohonnému řetězci i další výhodu spočívající v absenci výrazných vibrací způsobených posuvným pohybem pístu spalovacího motoru, přenášených při nevhodném vyvážení dále do rámu motocyklu. Další výhodou elektropohonu je větší volnost při umístování elektromotoru. (např. do náboje kola)

### **2.8.3. Pohonný řetězec hybridní**

Pohonný řetězec (PŘ) kombinující spalovací a elektrický systém pohonu je vhodnou alternativou pro kombinaci výhod (či nevýhod) obou PŘ. Z elektrického zejména nástup točivého momentu od minimálních otáček, a od spalovacího PŘ dojezd s maximálním výkonem spalovacího motoru. Jelikož jsou však jednotlivé komponenty tohoto způsobu pohonu pro motocykl zatím příliš rozměrné, s hybridními motocykly se dnes zatím lze setkat jen v případě ojedinělých prototypů.

Použití hybridního PŘ je závislé na uspořádání pohonu a typu hybridního pohonu. Problematika hybridizace pohonů je však velmi rozsáhlá a správný návrh takového pohonu se odvíjí i od znalosti předpokládaných jízdních režimů stroje. Tento přehled je tak pouze opravdu základním náhledem do hybridních technologií a zasloužil by si mnohem větší prostor, než je mu zde v tomto odstavci věnováno.

Jednotlivé druhy hybridních pohonů se liší mírou využití jednotlivých systémů pohonu. V současnosti se toto řešení pohonu jednostopých vozidel prakticky nevyskytuje, existují pouze prototypy, a jednotlivé zakázkové stavby.

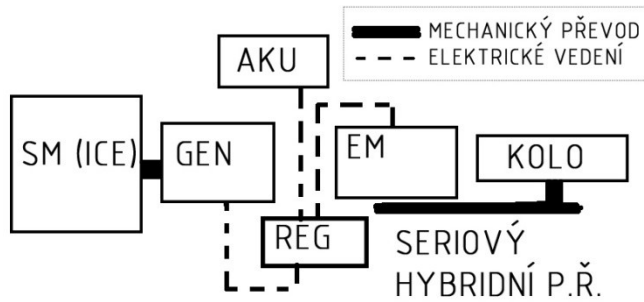
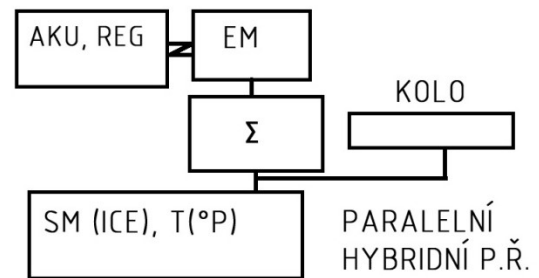
Při řešení tohoto systému pohonu připadají v úvahu dvě základní konstrukční řešení.

První a konstrukčně nejjednodušší je umístění elektromotoru do náboje předního či zadního kola, podobně jako se tomu děje při přestavbě jízdních kol. Otázkou je umístění akumulátorů, u hybridních strojů zabírají podstatnou část prostoru komponenty spalovacího motoru.

Je také možnost umístit obě části hybridního pohonného řetězce do serie či paralelně za sebou v rámci jediného pohonného agregátu. Toto by si však vyžadovalo v ideálním případě vývoj zcela nového motoru, nebo výraznou úpravu bloku vhodného existujícího SM, který tak po úpravě v sobě již obsahoval místo pro montáž dostatečně výkonného elektromotoru (dle typu hybridního pohonného řetězce) a zároveň ponechával místo pro montáž akumulátorů.

Další konstrukční problém při stavbě hybridního motocyklu vznikne při hledání vhodného umístění pro akumulátory elektrické energie a palivové nádrže pro SM. Hlavním předpokladem pro řešení kapacity a s ní spojené velikosti těchto komponent je předpokládaný dojezd, na který je vozidlo navrhováno. Od něj se odvíjí kapacita (tzn. i hmotnost a objem) akumulátoru a objem nádrže, od velikosti pak možnosti umístění, podmíněná zachováním polohy těžiště.




*Obr. 52 Seriový hybrid*

*Obr. 53 Paralelní hybrid*

Při hledání vhodného umístění akumulátoru je nezbytné brát v úvahu jeho hmotnost a energetickou hustotu. Způsob a místo uložení akumulátoru přímo ovlivňuje také polohu těžiště, tedy jízdní dynamiku. Při nevhodném řešení může špatně umístěný akumulátor vést až k neovladatelnému či nebezpečně se chovajícímu stroji.

Možným řešením tohoto problému u existujících hybridních strojů je umístění páru akumulátorů po stranách na zádi stroje, kam se na konvenční vozidla běžně mohou montovat přídatné zavazadlové boxy.

Pokud je preferován pohon elektrickou částí, lze využít menší motor spalovací, například ze skútru a akumulátory zasadit do prostoru pod nádrží. Zde by však bylo nutné brát v úvahu i nutné tepelné odstínění akumulátoru od spalovacího motoru, aby nedošlo k jeho poškození a vzniku nebezpečí ohrožení zdravotního stavu posádky.

## 2.9. Přenos vibrací do rámu

Při jízdě motocyklu dochází k přenosu nerovností z povrchu vozovky přes kola a díly podvozku do rámu motocyklu a následně na jezdce.

Vozovka však není jediným zdrojem vibrací v motocyklu. Vibrace vznikají také u vozidel vybavených pístovým spalovacím motorem, jenž je z principu své funkce zdrojem vibrací. Mechanické kmity se následně přes montážní body přenášejí dále do rámu motocyklu a při nevhodně zvoleném tlumení uložení tohoto dílu, nebo nevhodných frekvenčních vlastnostech nosného rámu mohou způsobovat nepohodlí jezdce, způsobovat jeho únavu a v extrémních případech mít negativní vliv na jízdní vlastnosti motocyklu, či životnost jeho součástí.

Aby bylo tomuto zabráněno, jsou spalovací motory vhodně vyvažovány. U rámu uzavřených lez navíc využít montážní body k rámu, jež jsou řešeny jako pružné a částečně tak tlumí vzniklé vibrace. U rámu otevřených, kde blok spalovacího motoru slouží jako strukturální prvek tohoto využít nelze a je potřeba řešit vibrace důkladnějším vyvažováním rotujících částí.

Zdrojem vibrací však může být i elektromotor, je-li nevyvážen, nebo se může projevit vliv elektronické regulace.

## 2.10. Prováděné metody vedoucí k vypracování

V následující části budou zmíněny prováděné postupy vedoucí k vyhotovení možného konstrukčního řešení návrhu rámu pro cestovní motocykl umožňujícího modulární zástavbu systémů pohonu.

## 2.10.1. CAD

Trojrozměrný model konstrukčního řešení byl vytvářen v CAD systému CATIA V5 společnosti *Dassault Systems*. [43]

### 2.10.1.1. Metodika skeletonu

Použitý CAD systém umožňuje parametrickou tvorbu modelu. Díky tomu je možné s modelem velmi rychle provádět optimalizační procesy návrhu.

Je však nezbytně nutné již od začátku tvorby modelu s tímto postupem uvažovat, a během tvorby se držet pravidel, aby byly zajištěny všechny požadované vlastnosti souboru.

Jednotlivé díly bylo potřeba mezi sebou vhodně asociovat a odkazovat, aby při aktualizaci parametrů docházelo k automatické aktualizaci modelů řízené geometrie a podsestav dílů. Lze tak snadno ošetřit i vzájemnou polohu dílů.

## 2.10.2. Strukturní analýza

Dle zátěžných stavů určených v kapitole 3.4, bude prováděn základní návrhový pevnostní výpočet pomocí vestavěného modulu *Generative structural analysis* ve studentské verzi programu CATIA V5.

Přesnějších výsledků analýzy by bylo možné dosáhnout použitím specializovaného programu pro strukturní analýzu, například Abaqus či ANSYS a zkoušením celé detailně řešené sestavy včetně všech komponent. Systém CATIA V5, respektive jeho modul GSA není vhodným výpočetním nástrojem, a slouží tak pouze pro orientační určení možných kritických míst návrhu.

Zadání geometrie navrhovaného dílu do MKP výpočtu je možné několika základními způsoby, které se liší podle použitého elementu a dle náročnosti na výpočetní čas a hardware výpočetního zařízení.

Jedná-li se o model tvořený z dílů, u nichž jeden rozměr jednoznačně převládá nad ostatními, lze tuto část s výhodou modelovat pomocí prvků jednorozměrných, typu link pro tahové a tlakové namáhání v ose prvku, je-li potřeba zohlednit i ohybové namáhání, lze využít prvky typu beam. Následně lze prvkům přiřadit průřezové charakteristiky definující jejich rozměr.

Pro plošné a skořepinové prvky je možné použít prvky dvojrozměrné a přiřadit jim tloušťku.

Objemové modely bývají nejpřesnější, ale také nejnáročnější na výpočetní časy. Je také potřeba zajistit, aby na tloušťku stěny části modelu byly alespoň 3 prvky.

Díl je do prostoru ukotven (zavazben) pomocí předdefinovaných vazeb, které simulují mechanický model. Měla by být zajištěna statická určitost mechanického modelu, jelikož se staticky přeureným modelem použitý systém neumí pracovat. Do modelu jsou dále doplněny působící zátěžné stavy. Dalším prvkem zohledněným v modelu jsou virtuální součásti, které umožňují do modelu zadat silový účinek, který nepůsobí přímo na analyzovaný díl.

V neposlední řadě je potřeba vybrat vhodné elementy, na které bude zkoušený díl rozsíťován. Toto má významný vliv na přesnost, ale také dobu výpočtu. Je tak třeba zvolit vhodný typ elementu pro danou aplikaci.

### 2.10.3. Modální analýza

Jedná se o proceduru zjišťování frekvenčních vlastností konstrukcí, respektive soustav těles. V současnosti je možné díky metodě konečných prvků diskretizovat kontinuum do definovaného počtu elementů, s kterými je již možné počítat.

Modální analýza se provádí zejména z důvodu zabránění rezonancím konstrukce s frekvencemi od buzení (pohonů) a s nimi způsobenými vibracemi, které snižují pohodlí jezdce a mohou výrazně snížit životnost komponent nosného rámu.

Diskretizovanou soustavu lze popsat soustavou pohybových rovnic, které obsahují informace o tuhosti, hmotnosti a případném tlumení jednotlivých prvků.

Takovouto soustavu rovnic lze zapsat do maticového tvaru.

Symbol  $\underline{M}$  je vyhrazen pro matici hmotností,  $\underline{K}$  matici tuhostí,  $\ddot{x}$  značí zrychlení a  $f$  je vektor silových účinků.

$$\underline{M}\ddot{x} + \underline{K}\dot{x} = f \quad (11)$$

Položíme-li vektor  $f$  roven nule, je možné z této diferenciální rovnice určit vlastní frekvence netlumené soustavy. Vlastní frekvence  $\omega$  je odmocninou z vlastního čísla matice soustavy.  $\underline{I}$  je symbol pro jednotkovou matici.

$$\det(\underline{M}^{-1}\underline{K} - \omega^2\underline{I}) \quad (12)$$

Pokud je těleso (soustava těles) buzena jednou z vlastních frekvencí, dojde k rezonanci a výchylka kmitů velmi vzroste, což vede k enormnímu namáhání materiálu a může vést až k nevratnému poškození soudržnosti materiálu. Při jízdě vznik kmitání ohrožuje bezpečnost jezdce.

Detailnější popis problematiky lze dohledat v literatuře, například [1], pokud jde o aplikaci na motocykly, nebo [41], pokud čtenář hledá obecnější přístup k problematice.<sup>6</sup>

Proto bylo nutné pro navrhovaný rám určit nejnižší vlastní frekvence, aby byla prevence těchto vyjmenovaných potíží zohledněna již na začátku projektu.

Výsledky modální analýzy byly následně porovnány s frekvencí danou otáčkami spalovacího motoru. Vlastní frekvence navrženého rámu by se neměla shodovat v provozním spektru s frekvencí kmitání generovanou chodem spalovacího motoru.

## 2.11. Jezdec a spolujezdec

Jelikož je motocykl lehkým vozidlem sloužícím zejména pro osobní přepravu osob, zátěžné stavy, které jsou v dalším textu v části praktické popsány, musí uvažovat jízdní stav, kdy jezdec sedí na motocyklu, respektive, na motocyklu sedí jezdec se spolujezdcem.

Parametry posezu jezdce a spolujezdce byly převzaty z online konfigurátoru motocyklů cycle-ergo.com a dat pro motocykl Yamaha XT660 [24]

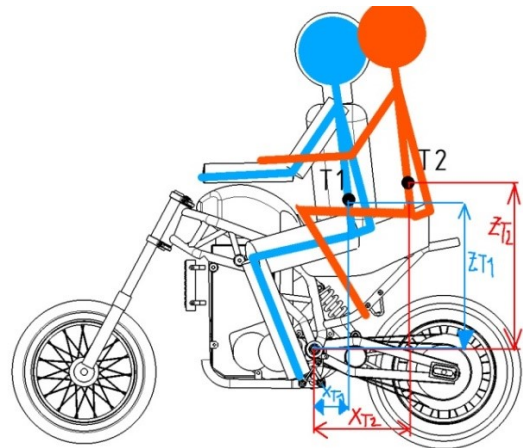
Poloha těžiště je uvažována vůči zvolenému základnímu souřadnému systému navrhovaného motocyklu. Polohy těžišť jsou určeny pouze odhadem z modelu CAD motocyklu s jezdce. Pro tento účel byla vybrána dummy figurína jezdce a spolujezdce o následujících rozměrech

<sup>6</sup> Samozřejmě že odborné literatury popisující téma modální analýzy soustavy těles je v knihovnách dostupných nespočetněkrát více.

Při konstrukci motocyklu je potřeba brát ohledy i na anatomii a ergonomii jezdce a jeho fyzické možnosti. Při detailnějším návrhu by tak bylo potřeba obstarat si lépe polohovatelný model figuríny a podrobit její posed na motocyklu detailnějším prozkoumání.

Tab. 6 Parametry jezdců

		Jezdec 1	Jezdec 2
Hmotnost	Kg	80	80
Výška	Mm	180	180
Xt	Mm	-150	-428
Yt	Mm	0	0
Zt	Mm	626	739
Úhel V Ramenou	°	-	-
Úhel V Loktech	°	-	-
Úhel V Kolenou	°	81	-
Úhel V Kyčlích	°	93	-



Obr. 54 polohy těžišť osádky motocyklu

Toto platí zejména tehdy, byl-li by navrhován i díl sedla.

### 3. Praktická část - Předpoklady pro vlastní řešení a definice okrajových podmínek

Jelikož návrh rámu motocyklu probíhá běžně až jako poslední část konstrukčního řešení nového konkrétního motocyklu, jenž má již známé všechny komponenty pohonu, které bude třeba do rámu namontovat, včetně jejich úplných specifikací a u hlavních komponent jako jsou pohonné agregáty je známo i uložení v prostoru (předběžná poloha těžiště), je nyní, pro další řešení zadání, nezbytné stanovit základní předpoklady a okrajové podmínky pro další postup a pokusit se tak simulovat běžný postup návrhu.

Určením okrajových podmínek rozumějme dohledání a volbu vhodných komponent pohonů pro první iteraci návrhu, kolem kterých bude dále možné řešit návrh rámu a definici geometrických parametrů rámu.

Po definici jednotlivých komponent pohonů byly do CAD modelu zaneseny jim příslušné obálkové plochy, modelované pokud možno parametricky, aby byla možná jejich snadná úprava v případě potřeby změnit či upravit tyto okrajové podmínky v průběhu dalšího následného vývoje.

Při tvorbě nového stroje je nedílnou součástí procesu návrhu také testování pomocí virtuálních simulací či na hmotných prototypch. Toto však přesahuje teoretický rámec a rozsah této diplomové práce.

#### 3.1. Volba koncepce rámu

V úvodu tohoto textu bylo zmíněno, že existuje mnoho přístupů k řešení zadaného problému. Dle požadavku zadavatele se má jednat o rám svařovaný z ocelových trubek.

Jednou z možností řešení konstrukce takového rámu je jeho pojetí jako modulární sestavy ze společných základních a specifických dílů pro jednotlivé pohony rozdělených dle funkce, dohromady smontovaných v jeden nosný celek se zachovanou možností případné záměny během montáže i provozu.

Tento přístup však vyžaduje využití spojovacích součástí (šroubů a matic) v základní nosné struktuře rámu, tedy i na místech namáhaných, což by mohlo vést k výraznému snížení životnosti, tuhosti a únosnosti celé konstrukce. Výhodou při vhodném řešení montované konstrukce, kde je zamezeno vzniku vůlí ve spojích, je možnost při montáži snadno zaměnit jednotlivé části bez nutnosti destrukce nerozebíratelně spojených částí rámu. Běžně se u existujících motocyklů s výhodou využívá odmontovatelná podsedlová část rámu, jejíž demontáž značně ulehčí údržbu pohonných agregátů, a při poškození podsedlové části značně usnadní její výměnu.

Pro účely první iterace návrhu rámu se jeví jako vhodnější možnost svaření základního nosného prvku a dodatečné montáži dílů specifických pro uložení komponent jednotlivých variant pohonů.

Toto řešení s sebou přináší omezení v podobě zamezení snadné záměny komponent, jeho konstrukce je však přímočařejší než montovaná verze.

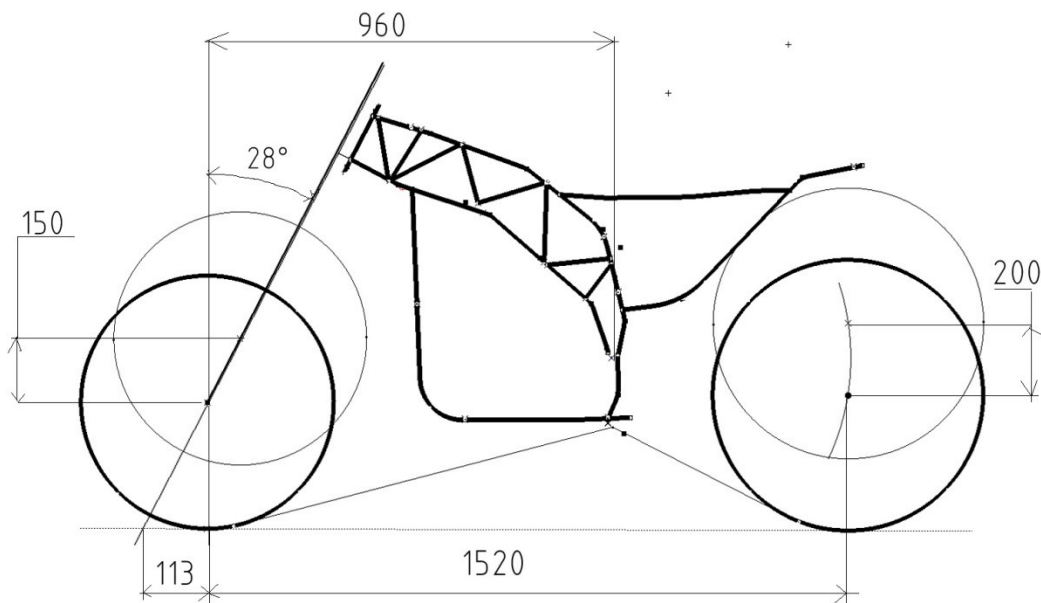
Nejjednodušším přímočarým způsobem řešení rámu je konstruovat jej jako jeden svařenec sdílející základní strukturu v obou variantách, avšak se specifickými díly pro jednotlivé varianty řešení pohonů svařenými s nosnou částí již při hrubé výrobě rámu.

Toto řešení je nejméně flexibilní, jelikož již od hrubé výroby udává určení typu rámu, je však také ze všech zmíněných možností nejpevnější, jelikož se neskládá z dílů

připojených pomocí šroubů. Tato koncepce byla zvolena pro další návrh řešení koncepce a rámu.

### 3.2. Základní geometrické parametry nového rámu

Geometrické parametry byly nejen z důvodu shodného spalovacího motoru zvoleny pro první vývojovou iteraci návrhu shodné s motocyklem JAWA 660 Sportard. Pro porovnání zde uvádím i dohledané parametry pro stroje Yamaha XT660 a MT-03, které využívají stejný spalovací motor. Údaje jsou převzaty ze stránek výrobce ([9],[9][1],[5]) a online katalogů a servisních manuálů k motocyklům ([12][13]) a jsou uvedeny v tabulce Tab. 7.



Obr. 55 Základní geometrické parametry navrhovaného stroje

### 3.3. Volba a výběr komponent balíčků pohonných řetězců

Základním parametrem pro návrh rámu je prostor, který bude zaujímat balíček pohonného řetězce. Dalším základním požadavkem pro návrh plynoucím ze zadání, je využití základní struktury nosného rámu pro obě navrhované varianty pohonů. Tento postup umožní nabídnout výrobcí na trh dva modely motocyklu, jak s konvenčním spalovacím motorem, tak i s moderním motorem elektrickým.

Zdá se však zbytečné, aby pro každou z variant byly kompletně všechny nástroje a přípravky pro výrobu unikátní. Cílem tedy je navrhnout nosný rám tak, aby využíval v co nejvyšší míře společné prvky základní konstrukce nosného rámu, a pro montáž jednotlivých pohonů využíval pouze malého počtu odlišných částí připojených k rámu až v konečné fázi hrubé výroby rámu. Ideálně montované, možné je však také tyto díly s původním rámem napevno svařit.

Parametry jednotlivých pohonů včetně popisu jejich zjišťování jsou k nalezení v následujících kapitolách a souhrnně v tabulkách Tab. 8, Tab. 10, Tab. 11 a Tab. 13.

*Tab. 7 Základní parametry a geometrie rámu JAWA 660, Yamaha XT660, Yamaha MT-03*

motocykl	JAWA 660	Yamaha XT660X	Yamaha MT-03	ZERO SR	navrhovaný stroj
kategorie	Motard	All terrain, motard	Motard	městský / silniční motocykl	dle varianty
rok výroby	2014	2004-2005*	2010	2015	neuveden
rozvor [mm]	1500	1505*	1420	1410	1520
úhel osy řízení [°]	28	26 (28)*	-	24	28
závlek předního [mm]	113	94*	-	80	113
suchá hmotnost [kg]	195	173	174,5	208	dle varianty
mokrá hmotnost [kg]	-	186	-	-	dle varianty
přední pneumatika	120/70 R17	120/70 R17*	120/70 R17	110/70 R17	120/70 R17
zadní pneumatika	170/60 R17	160/60 R17*	160/60 R17	140/70-R17	170/60 R17
výška sedla [mm]	860	875	805	807	dle dílu sedla
propérování před. [mm]	150	225*	130	159	150
propérování zadní [mm]	170	122*	200	161	200
světlná výška [mm]	-	210*	200	-	200-240

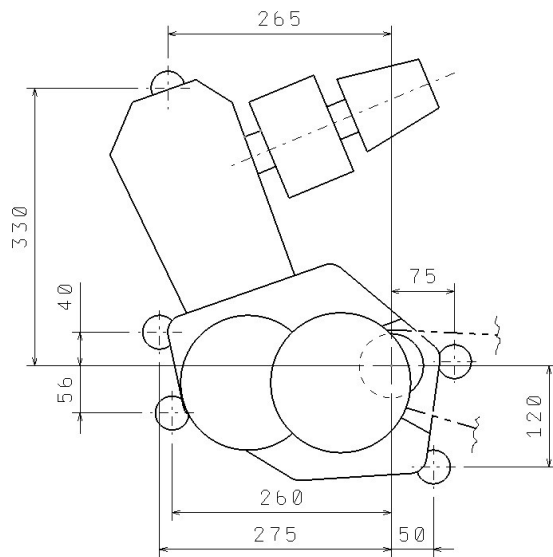
\* U pozdějších modelů a u jiných variant motocyklu (XT660R, XT660 Ténéré) dochází k drobným změnám některých parametrů  
\*\* hmotnost motocyklu s namontovanou (větší) 12,5kWh AKU

### 3.3.1. Volba spalovacího motoru (SM)

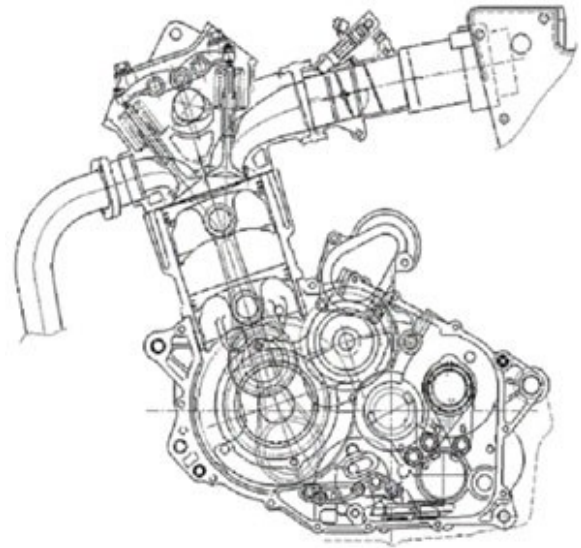
Spalovací motor byl určen volbou dle požadavku zadavatele jako základní okrajová podmínka.

Vybrán byl kapalinou chlazený motor od výrobce Motori Minarelli, typ M/C 660, který používají například stroje Yamaha řady XT660 [10] a MT-03 (do modelového roku 2013 [8]) a Jawa 660 Sportard [9]. Základní parametry vybraného SM byly dohledány v katalogích výrobců a jsou uvedeny v tabulce (Tab. 8). [1] [11] [5]

Zadavatel bohužel neměl prozatím přístup k přesným rozšířeným technickým parametrům a datům zvoleného spalovacího motoru, a tak bylo nutné, parametry výkonové i geometrické dohledat z jiných neoficiálních zdrojů a určit pouze přibližně. S ohledem na koncepční charakter diplomové práce, která se primárně zaměřuje na možnosti řešení konstrukce rámu motocyklu pro dva systémy pohonů, a nikoli na detailní a bez korektury aplikovatelný výběr pohonných agregátů pro nový motocykl, je tato nepřesnost nutným nedostatkem, který lze po získání přesných hodnot parametrů a charakteristik od výrobců v rámci obchodního jednání získat a ze současného návrhu pak snadno odstranit.



Obr. 56 Přibližná obálková plocha SM v CAD modelu



Obr. 57 Spalovací Motor Yamaha–Minarelli  
M/C 660 (XT)

Geometrické rozměry byly přibližně odměřeny dle katalogu náhradních dílů výrobců Yamaha a Jawa [1][5]. Podobný postup, v případě, že chybí výkresy sestavy motoru, radí použít i konstruktér *Tony Foale*, autor publikace [2] v kapitole *Practical frame building* (stránka 13-16).

### 3.3.1.1. Určení nedohledaných parametrů a rozměrů zvoleného SM

Po nalezení slepého výkresu spalovacího motoru v servisní příručce [1],[5] a boční fotografie referenčního motocyklu využívajícího k pohonu tento SM, o známých rozměrech dohledaných v katalogu výrobce (rozvor, velikost kol, výška sedla), byl v CAD systému Catia vytvořen dle známých parametrů základní skeleton trojrozměrného modelu motocyklu, pod kterým byl následně promítnut a proložen nalezený výkres a fotografie. Ze základních rozměrů viditelných z výkresu byly do CAD modelu nadefinovány body pro další tvorbu obálkové plochy. Střed souřadného systému dílu spalovacího motoru byl určen do předpokládané osy výstupního hřídele s pastorkem řetězového převodu. Tento postup je viditelný na Obr. 59, Obr. 60.

Photos like these of a 250 Yamaha can be scaled from a reference dimension and overlaid on layout drawings. In the absence of engine drawings this technique can prove to be very useful. The photos are best taken from a long distance with a telephoto lens. Even with CAD, in the absence of engine drawings, photos like this can be scanned and overlaid on the drawings, or digitised with a drawing tablet.

Photo editing software can sometimes correct perspective distortion, to assist with this it is useful to include horizontal and vertical straight edges in the picture as a reference frame.

Obr. 58 popis obrázků z publikace *Motorcycle Handling and chassis design* od autora *Tony Foale* [2]

*Přibližný překlad části citovaného textu o možné metodě měření rozměrů neznámého motoru:*

*„Fotografie jako tyto motoru Yamaha 250 mohou být zvětšeny/zmenšeny podle známého referenčního rozměru a proloženy na výkrese. Pokud chybí výkres motoru, může být tato metoda velmi užitečná. ...“*

*(následují informace o metodice fotografování pro tyto účely a informace o zpracování v grafickém programu, text je v publikaci doplněn o názorné obrázky)*

Tab. 8: Parametry spalovacího motoru Minarelli M/C 660(XT)

spalovací motor: Minarelli M/C 660 (XT) (Yamaha XT660 Tenere, JAWA 660 Sportard)
--



výkon P [kW]	36	-
otáčky max. P [1/min]	6000	-
točivý moment M [Nm]	57	-
otáčky max. M [1/min]	5500	-
konstrukce	čtyřdobý jednoválec	-
zástavba	příčně	-
zdvihový objem motoru [cm <sup>3</sup> ]	660	-
objem nádrže [dm <sup>3</sup> ]	15 (20)	-
dojezd (komb. Spotřeba) [km]	339	-
převodovka	5 stupňů	manuální
primární převod	ozubené kolo	-
sekundární převod	řetěz (typ 520)	i=15:45
chlazení	kapalina	-
Údaje převzaty ze stránek výrobce [11], servisního manuálu [1] a online katalogů [9][12][13]		

Mezi základní parametry zjištěné touto metodou ovlivňující další návrh rámu patří zejména polohy montážních bodů k rámu a poloha hřídele a pastorku sekundárního převodu. Tyto rozměry se v obálkové ploše náhradního modelu nacházejí v základní geometrii a lze tak s nimi po dohledání přesné hodnoty snadno pohybovat dle potřeby. Poloha pastorku řetězového převodu byla při tvorbě náhradního CAD modelu (obálkové plochy) zvolena jako počátek souřadného systému motoru v průmětu do roviny zx.

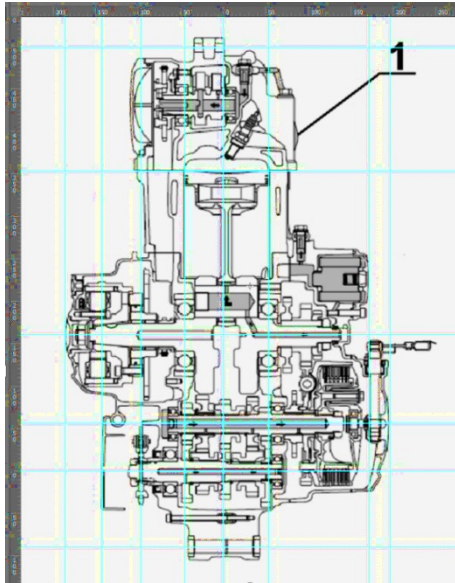
Roviny zx celého modelu splývá a rovinou zx obálkové plochy motoru spalovacího.

### 3.3.1.1. Parametry převodovky SM

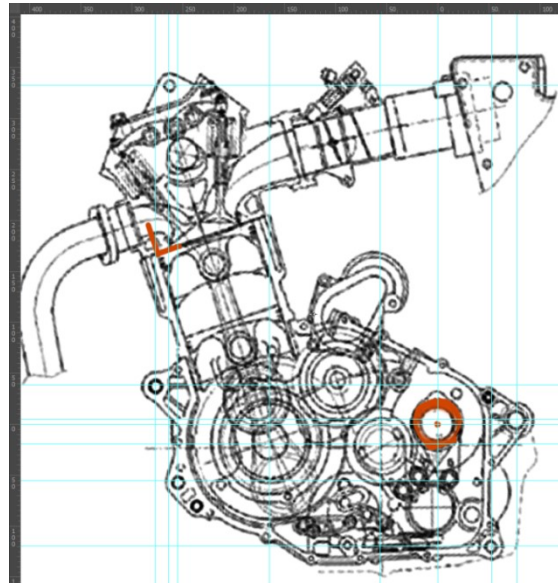
Dále bylo pro určení momentové charakteristiky na jednotlivých převodových stupních potřeba určit převodové poměry na jednotlivých rychlostních stupních převodovky, která je součástí bloku spalovacího motoru. K tomuto účelu byla použita servisní příručka k motocyklu JAWA 660, kde byl dohledán rozpadový poziční výkres převodovky s kusovníkem, podle nějž bylo možné určit v existujícím motocyklu používané jednotlivé převodové stupně včetně sekundárního převodu. Primární převod, který se nepodařilo v servisní příručce dohledat, byl určen přibližným odhadem podle maximální rychlosti, kterou je motocykl dle údajů uváděných výrobcem schopen dosahovat a podmínky, že této rychlosti dosáhne při takových otáčkách motoru, při kterých je dosažen maximální výkon. Výpočtem ze znalosti rozměrů zadního kola a hodnoty zbývajících převodových stupňů pak byly určeny úhlové rychlosti obou ozubených kol primárního převodu.

Tento výpočet není zcela přesný, jelikož maximální rychlost udávaná výrobcem jistě neodpovídá skutečné limitní rychlosti. Na vině jsou ztrátové výkony převodů a pasivní odpory v pohonném ústrojí. Nepředpokládám však, že by se tyto rychlosti významně lišily.

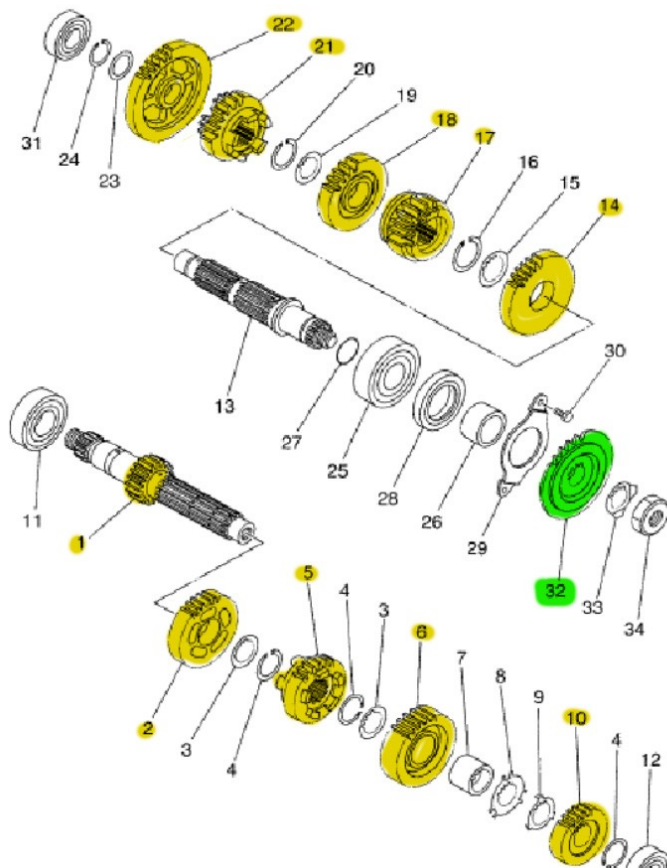
$$n_{Pmax} = 6000 \text{ rpm} \rightarrow \omega_{Pmax} = \frac{2\pi n_{Pmax}}{60} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{6000}{60} = 628,32 \text{ s}^{-1} \quad (1)$$



Obr. 59 Odečet rozměrů převodovky SM



Obr. 60 Odečet rozměrů SM, boční pohled



1	SVK-E7401-10-R	1	HLAVNÍ HRÍDEL 12z
2	4003720000-R	1	OZUBENÉ KOLO 22z
3	4907148000	2	PODLOŽKA
4	0303357000	2	POJISTKA 25
5	SVK-E7131-10-R	1	OZUBENÉ KOLO 20z
6	4003721000-R	1	OZUBENÉ KOLO 26z
7	5101922000	1	VLOŽKA
8	4907149000	1	PODLOŽKA
9	4907150000	1	PODLOŽKA
10	SVK-E7121-10-R	1	OZUBENÉ KOLO 16z
11	5102621000	1	LOŽISKO
12	5102641000	1	LOŽISKO
13	SVK-E7421-10	1	HNACÍ HRÍDEL
14	4003723000-R	1	OZUBENÉ KOLO 26z
15	4907151000	1	PODLOŽKA 26,25x34x1
16	0303358000	1	POJISTKA
17	SVK-E7251-10-R	1	OZUBENÉ KOLO 20z
18	4003724000-R	1	OZUBENÉ KOLO 23z
19	4907148000	1	PODLOŽKA 21,9x30,8x1
20	0303357000	1	POJISTKA 25
21	SVK-E7241-10-R	1	OZUBENÉ KOLO 20z
22	4003722000-R	1	OZUBENÉ KOLO 30z
23	4907152000	1	PODLOŽKA 20,2x30x1
24	0303127201	1	POJISTKA 20
25	93306-305YJ	1	LOŽISKO 25x62x17
26	5101924000	1	VLOŽKA
27	5301814000	1	O-KROUŽEK 21,5x1,9
28	5305659000	1	GUFERO
29	2606119000	1	KRYT
30	4925062000	2	ŠROUB M6x14
31	5102642000	1	LOŽISKO 20x42x12
32	5804220000	1	SEKUNDÁRNÍ KOLEČKO-15z
33	4916342000	1	POJISTNÁ PODLOŽKA
34	4903669000	1	MATICE M18x1

Obr. 61 Rozpadový poziční výkres převodovky spalovacího motoru stroje JAWA 660

$$\omega_{ZKvmax} = \frac{v_{max}}{r_{dZK}} = \frac{150 \frac{[m]}{3,6 \frac{[s]}}{0,321 \frac{[m]}}{}}{}}{}} = 129,8 \text{ s}^{-1} \quad (13)$$

$$i_{klíka-kolo} = \frac{\omega_{Pmax}}{\omega_{ZKvmax}} = \frac{628,32 \text{ s}^{-1}}{129,8 \text{ s}^{-1}} = 4,84 \quad (14)$$

$$i_{prim} = \frac{i_{klíka-kolo}}{i_{sekundár} i_{V^\circ}} = \frac{4,84}{3 \cdot 0,769} = 2,098 \quad (15)$$

*Tab. 9 Převodové poměry rychlostních stupňů motoru Minarelli M/C 660*

Rychlostní stupeň (RS)	převod $i_i$ $i = \frac{z_{OUT}}{z_{IN}}$	vstupní kolo (počet zubů) $z_{IN}$	výstupní kolo (počet zubů) $z_{OUT}$
1.	2,5	12	30
2.	1,625	16	26
3.	1,15	20	23
4.	0,909	22	20
5.	0,769	26	20
primární	2,098	-	-
sekundární	3	15	45

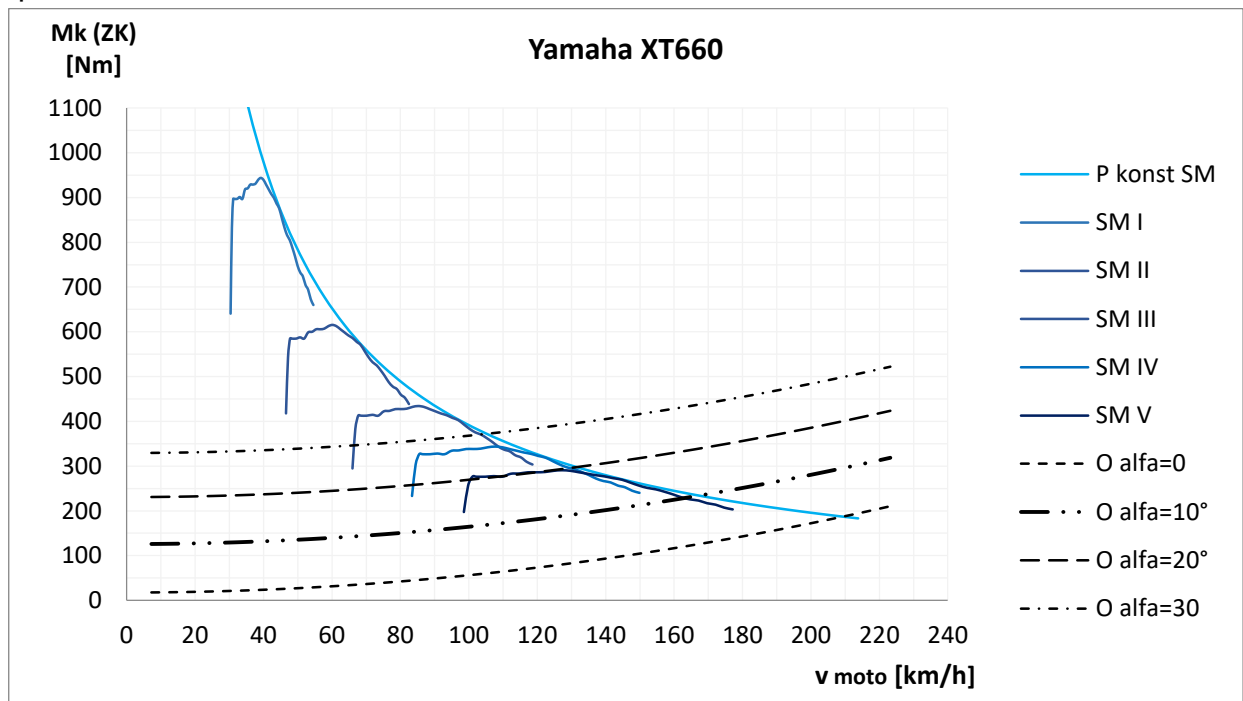
Hodnoty určených převodů jsou dále použity při určení přibližné rychlostní a momentové charakteristiky motoru a pro přehlednost jsou uvedeny v následující tabulce. Vstupní kolo je v převodovém mechanismu blíže motoru, výstupní blíže zadnímu kolu.

### 3.3.1.2. Momentová rychlostní charakteristika SM

Momentovou charakteristiku bylo nutné dohledat naměřenou již dříve [14] [22]. Použita je varianta bez dalších úprav, jež by měla odpovídat základnímu výrobnímu stavu motocyklu. Naměřené maximální hodnoty výkonu a točivého momentu odpovídají parametrům uváděných výrobcem a ostatními zdroji.

Pro další postup na návrhu první iterace rámu je tedy považována naměřená křivka za použitelnou. V následujícím obrázku je křivka naměřená na dynamometru vynesena pro jednotlivé převodové stupně jako moment  $M_{ZK}$  přiváděný na zadní kolo, společně s křivkami jízdních odporů (O při proměnném úhlu stoupání alfa) a křivkou maximálního výkonu ( $P_{konst}=36kW$ ).

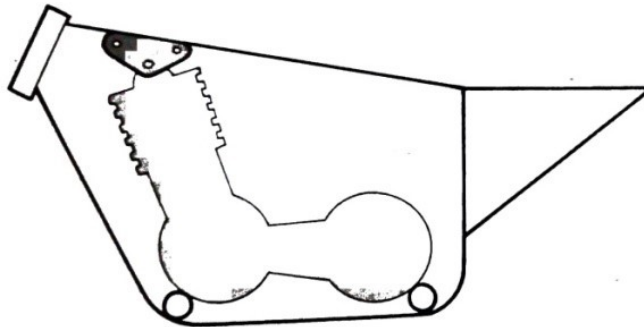
Ve skutečnosti se na křivce projeví i ztráty způsobené pasivními odpory v převodovce, a tak není momentová charakteristika zcela přesná pro výstup ze spalovacího motoru.


*Obr. 62 Charakteristika spalovacího motoru Minarelli M/C 660 z motocyklu Yamaha XT660*

### 3.3.1.3. Možnosti uložení SM v rámu

SM je téměř vždy uložen uvnitř rámu motocyklu, přičemž výjimku tvoří některé malé skútry, kde může být spalovací motor součástí zadní kyvné vidlice<sup>7</sup>. Spalovací motor je v nejčastějším provedení pevně spojen s převodovkou, která je téměř vždy zabudována do stejného pouzdra. Blok motoru a převodovky tak lze s výhodou využít jako strukturální prvek zvyšující tuhost a únosnost rámu, pokud to konstrukce spalovacího motoru dovoluje (viz Obr. 63).

Při ukládání spalovacího motoru je potřeba pamatovat na uložení sací soustavy, výfukového potrubí (s  $\lambda$ -sondami) a v neposlední řadě i podpůrných komponent jako jsou nádrže pro provozní kapaliny (palivová nádrž, olejový rezervoár). Neopomenutelnou komponentou je i chladicí soustava u vodou chlazených motorů, akumulátor pro elektronický startér a ostatní elektronickou výbavu. Při návrhu je také potřeba zohlednit servisní úkony prováděné na motoru (výměna oleje, kontrola a výměna svíček zapalování, oprava rozvodného mechanismu, atp.), aby tyto úkony bylo možno provést bez nutnosti demontáže většího počtu komponent.



*Obr. 63 Triangulace rámu pomocí spalovacího motoru*

### 3.3.2. Výběr elektromotoru (EM)

Elektrická varianta motorizace by se neměla zásadně lišit jízdní dynamikou od varianty spalovací.

Z důvodu současného stavu schopností akumulátorů nelze zatím, při zachování podobných rozměrů se spalovací variantou, docílit srovnatelných jízdních vlastností v celém spektru rychlostí. Toto je způsobeno nízkou energetickou hustotou dnes dostupných akumulátorových baterií, respektive článků, ze kterých jsou tyto baterie sestaveny.

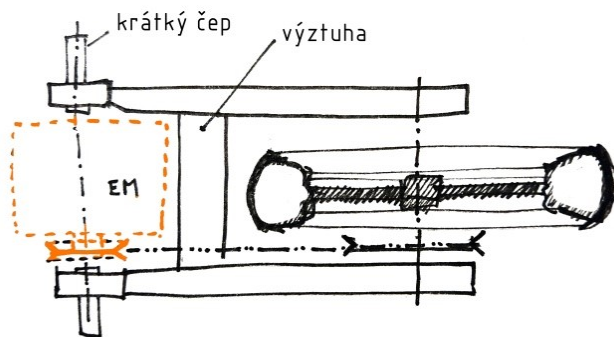
Zásadními kritérii pro výběr EM jsou jeho hnací charakteristiky a plánované uložení do nosného rámu v rámci sestavy celého motocyklu. Elektromotor lze u některých strojů uložit do náboje zadního kola a vyloučit tak ztráty výkonu v převodech. Ostatní možné způsoby uložení EM vyžadují použití alespoň jednoho převodového mechanismu, kdy je výkon na zadní kolo přenášen pomocí řetězu či řemene, nebo pomocí kloubového hřídele (viz např. motocykly BMW se spalovacím motorem, u elektromotocyklů tento způsob přenosu výkonu na zadní kolo není běžný, z důvodu nákladné výroby).

<sup>7</sup> . Toto řešení je avšak možné použít jen u strojů s nižší konstrukční rychlostí, jelikož uložení těžké sestavy pohonného agregátu dojde k výraznému nárůstu neodpružených hmotností.

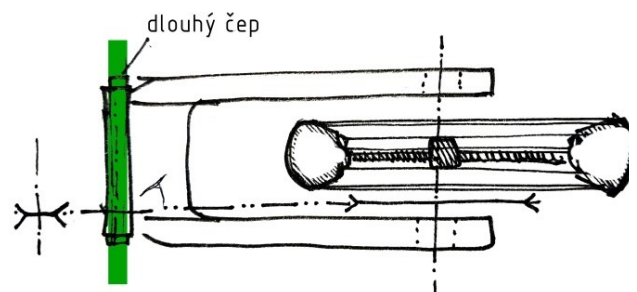
Při uložení motoru v náboji kola se však výrazně zvýší podíl neodpružených hmotností, což vede k nepříznivým dynamickým vlastnostem podvozku, vedoucím ke sníženému pohodlí jezdce, což je akceptovatelné jen u motocyklů či skútrů s nižší konstrukční rychlostí (např. motocykly *SuperSOCO*, Obr. 31).

Jak je patrné v kapitole věnující se existujícím motocyklům s elektrickým pohonem (viz kap. 2.5), uložení EM do rámu lze provést v zásadě dvěma základními způsoby, které mají vliv na konstrukci zadní kyvné vidlice (ZKV).

V prvním případě je výstupní hřídel sestavy EM a případné redukční převodovky umístěn mimo osu otáčení zadní kyvné vidlice, která tak může být konstruována konvenčním způsobem s dlouhým čepem, pokud do tohoto prostoru nezasahují další komponenty pohonu. V druhém případě je elektromotor uložen souose s osou otáčení zadní kyvné vidlice. Toto řešení vyžaduje úpravu konstrukce zadní kyvné vidlice.



Obr. 64 ZKV s elektromotorem mezi uloženími čepů otáčení ZKV v rámu

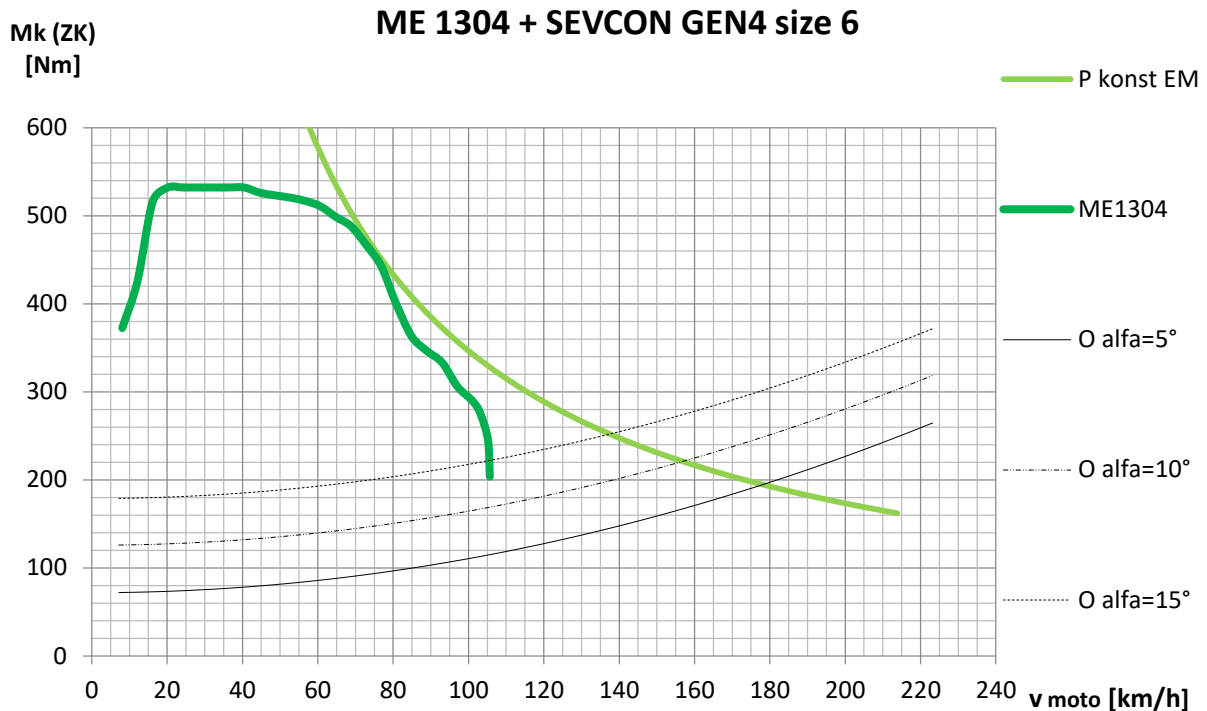


Obr. 65 Konvenční konstrukce ZKV s výstupem z pohonu umístěným mimo osu otáčení vidlice v rámu

Elektromotor lze do nosného rámu uložit buď podélně s primárním převodem (*Harley Davidson LiveWire* (?)), nebo příčně s převodem sekundárním řešeným pomocí řetězu či řemene (*ZERO, Brammo*) (viz kap. 2.5).

Pro čistě elektrickou variantu bude použito umístění elektromotoru do rámu po vzoru motocyklů značky *ZERO*. Ačkoli toto řešení značně ovlivňuje šířku rámu v místě uložení EM včetně sestavy uložení zadní kyvné vidlice a v důsledku toho i částečně pozici jezdce, umožňuje tento způsob použití řemenového převodu bez napínáku, jelikož při propružení se nemění vzdálenost mezi osami řemenic.

Pro tento účel byly vybrány elektromotory od společnosti MOTENERGY [16] s kódovým označením ME1507 a jako alternativa ME1304. Motory se mírně liší v rozměrech, parametry mají srovnatelné. Pro motor ME1507 se nepodařilo dohledat detailní naměřenou otáčkovou charakteristiku se zvoleným regulátorem. Jelikož se však jedná o motor shodného typu (bezkartáčový stejnosměrný, značený anglickou zkratkou též jako BLDC (*brushless direct current*)) lze pro účely tohoto návrhu předpokládat s dostatečnou přesností podobné charakteristiky. Červenou barvou je znázorněn výkon, modře je vynesena točivý moment elektromotoru. Už na původním obrázku bohužel chybí osa s měřítkem točivého momentu. Toto však nevadí, jelikož točivý moment je součinem výkonu a úhlové rychlosti otáčení. Po převedení do zpracovatelného grafu se zahrnutím uvažovaného stálého převodu na zadní kolo (viz Tab. 10 porovnání parametrů uvažovaných elektromotorů:



Obr. 66 Momentová charakteristika ME1304, redukována na zadní kolo. Křivky O znázorňují jízdní odpory pro různá stoupání.

Výsledné chování EM je závislé na výběru regulátoru sloužícího k ovládání momentu a otáček. Jelikož elektromotory ME1304 a ME1507 pracují na stejném fyzikálním principu a pocházejí od jednoho výrobce, v dalších výpočtech předpokládám jejich velice podobné chování a momentovou rychlostní charakteristiku posunutou pouze k vyšší hodnotě výkonu u motoru ME1507. Při detailním návrhu či výběru komponent elektro pohonu a specifikaci jízdních vlastností je toto postup nevhodný, avšak pro účel návrhu koncepce uložení komponent v rámu dostatečně přesný.

### 3.3.2.1. Úprava hřídele EM pro zástavbu do rámu

Pro zástavbu do prostoru v rámu bylo však nutné provést úpravu délky a tvaru výstupního hřídele. Bude tak nutné toto domluvit s výrobcem elektromotoru.

Na obrázku Obr. 67 je výkres použitého elektromotoru převzatý ze stránek výrobce. [16]

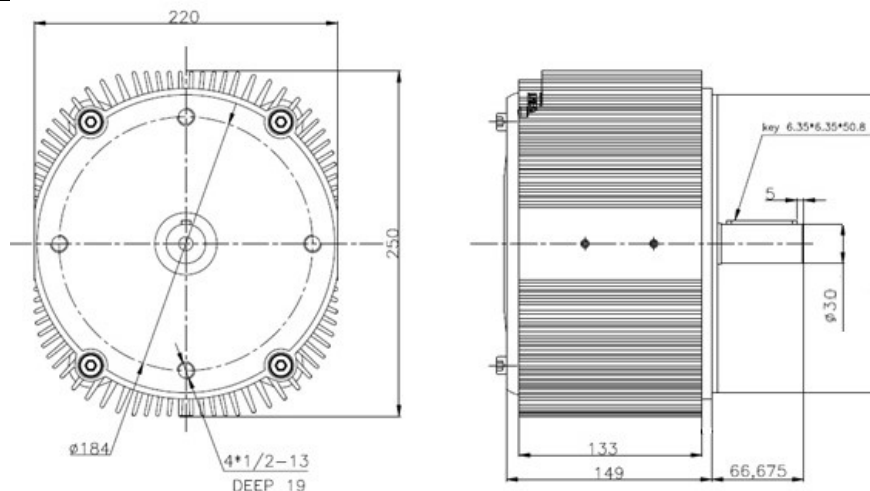
V pravé části je patrné, že výrobce používá k přenosu výkonu a točivého momentu (až 120Nm) těsné pero o délce 50,8 mm (pozice *key 6.35\*6,35\*50.8* na obrázku Obr. 67). Tato délka je však pro navržený rám nevhodná, motocykl by byl v místě uložení ZKV příliš široký a v důsledku toho, i nepohodlný pro jezdce. Z tohoto důvodu bylo potřeba zkrátit délku výstupního hřídele EM, aby se motor vešel do požadovaného prostoru v rámu a byla umožněna výměna převodového řemene bez nutnosti demontáže celého elektromotoru. Aby byl zachován bezpečný přenos točivého momentu, bylo potřeba upravit zakončení hřídele.

Pro tento účel bylo vybráno rovnoboké drážkování dle ČSN EN ISO 14 6\*26\*30\*6, aby byl zachován průměr hřídele od výrobce. Následně byla pro toto zvolené drážkování vypočtena délka potřebná pro přenos točivého momentu.

*Tab. 10 porovnání parametrů uvažovaných elektromotorů*

Typ elektromotoru	ME1507 (hlavní)	ME1304 (porovnání)
typ konstrukce	BLDC	BLDC
výkon (maximální**) [kW]	48 (@600A), 29 (@350A)	51 (@450A)
výkon (stálý) [kW]	13 (@157A)	22
točivý moment (maximální) [Nm]	120	-
točivý moment (stále) [Nm]	32	-
otáčky (maximální) [min <sup>-1</sup> ]	8000	5000
maximální proud (dočasně**) [A]	600	450
proud (stále) [A]	157	180
napětí (maximální) [V]	100 DC	100 DC
setrvačnost rotoru [kg.cm <sup>2</sup> ]	960	-
šířka (bez hřídele/s hřídelem) [mm]	149/220	167/214
průměr opsaného válce [mm]	250	223
hmotnost [kg]	21,4	15,9
počet pólů	10	4
předpokládaný převod na zadní kolo*** (řemen)	4,5	4,5

\* Maximálních hodnot lze dosáhnout krátkodobým přetížením; platí pro napájení 100VDC  
 \*\* 2 minuty  
 \*\*\* dle motocyklu ZERO SR  
 Data převzata ze stránek výrobce [17],[16] [18]


*Obr. 67 Elektromotor Motenergy ME1507 ve stavu od výrobce*

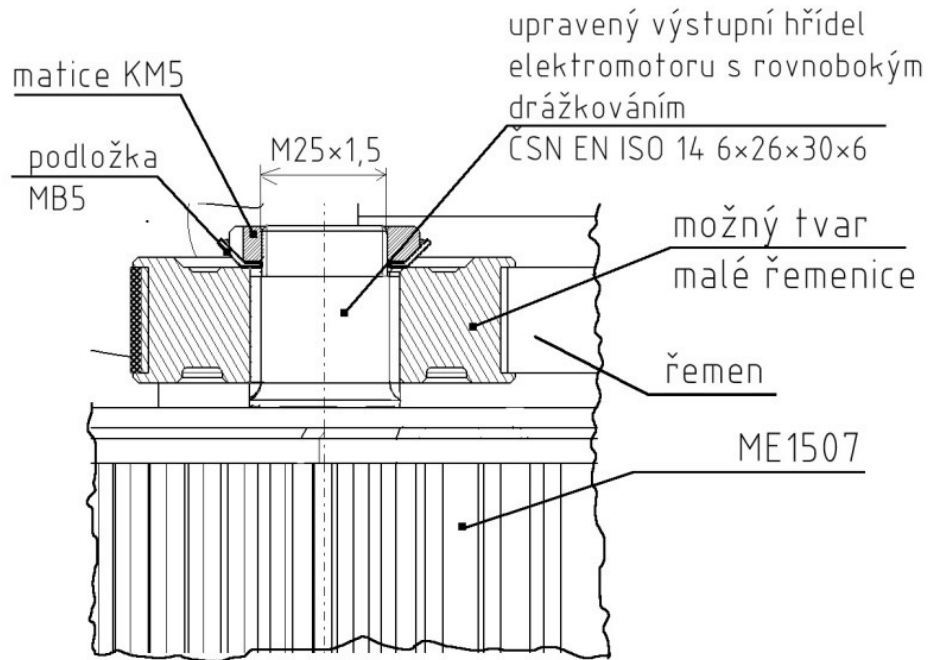
Délka drážkování je určena vzorcem:

$$l' = \frac{4 M_k}{A'(D + d) p_{DOV}} \quad (16)$$

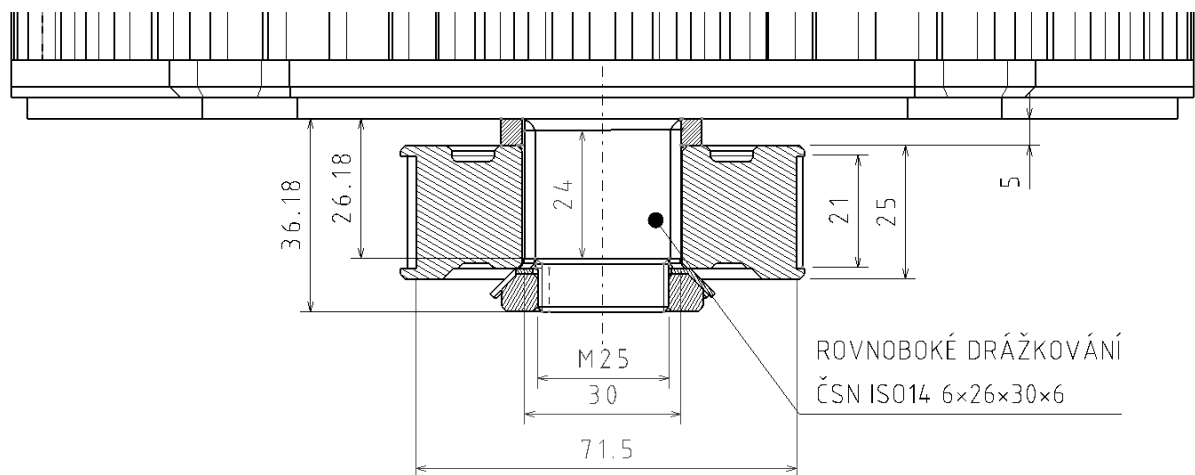
Kde  $M_k$  je přenášený točivý moment,  $A'$  činná plocha drážkování na 1mm (hodnota z tabulek),  $D$  a  $d$  jsou velké a malé průměry drážkování a  $p_{DOV}$  dovolený tlak pro otláčení daného materiálu. Zde byl uvažován základní ČSN 11600 s hodnotou dovoleného tlaku  $40 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ .

$$l' = \frac{4 \cdot 120000}{9,9 \cdot (30 + 28) \cdot 40} = 21,64 \text{ mm} \gg 22 \text{ mm} \quad (17)$$

Délka drážek je rovna 22mm. Šířka drážek byla určena dle normalizované řady uvedené ve strojnických tabulkách. [38] Řešení návrhu je naznačeno na následujících obrázcích.



Obr. 68 Detail uložení malé řemenice v rámu



Obr. 69 Detail návrhu úpravy délky hřídele elektromotoru

Nová upravená délka hřídele elektromotoru je 36,18 mm. K zajištění slouží dvojice KM matice a MB podložka velikosti KM5 a MB5, příslušející závit M25×1,5. [38]

Řemenici je třeba ještě opřít pomocí vhodné vymežovací podložky o ložisko elektromotoru, aby byl omezen její axiální pohyb po hřídeli EM.

Ložisko elektromotoru musí být výrobcem dodáno takové, aby sneslo chod při požadovaném předpětí řemene.

### 3.3.2.2. Předběžný návrh řemenového převodu

Pro pohon zadního kola od elektromotoru byl s ohledem na polohu EM zvolen po vzoru motocyklu ZERO SR převod pomocí ozubeného řemene.



Předběžný návrh převodu se opírá o skutečnost, že motocykl ZERO SR využívá pro pohon elektromotor o velmi podobných parametrech, jako elektromotor zvolený pro tento návrh. [29][27][16][26]

Návrh řemenového převodu musí zohlednit fakt, že řemeny se vyrábějí pouze v určitých délkách (není-li uvažována zakázková výroba), řemen musí mít také dostatečnou únosnost, aby byl zajištěn přenos hnací síly, respektive točivého momentu z elektromotoru na zadní kolo.

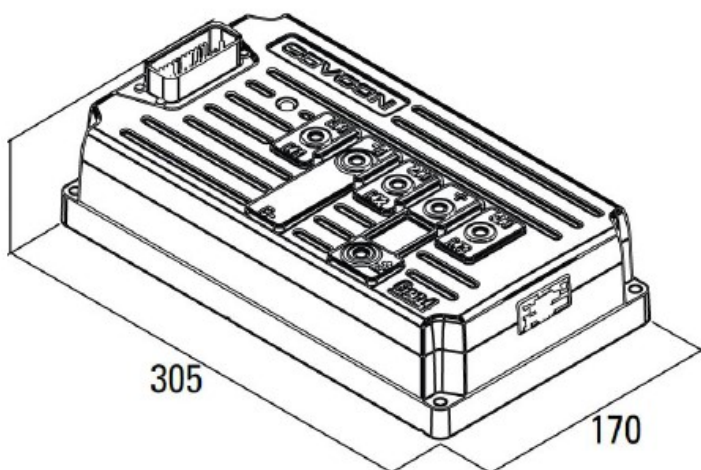
Jelikož je však elektromotor vybrán pouze předběžně, bez toho, aniž by byly ověřeny jízdní parametry v kombinaci se zvoleným regulátorem, není možné detailní návrh řemenového převodu provést. Ovlivněna jím bude i podoba zadní kyvné vidlice. Jelikož ozubený řemen by měl pracovat s určitým předpětím, aby nedocházelo k prokluzům, bude ZKV pravděpodobně nutno vybavit masivnějším systémem předepínání, než je u spalovací varianty použito pro nastavení vůle v řetězu. S nastaveným předpětím řemenu se pojí i kontrola únosnosti ložisek v elektromotoru a uložení kola, aby byla zajištěna jejich únosnost.

### 3.3.1. Regulátor (měnič)

Chod elektropohonu je nutno regulovat změnou napětí a proudu a frekvence z akumulátoru do EM, aby bylo možné pokrýt celou škálu ustálených jízdních stavů a přizpůsobit tak hnací sílu a rychlost jízdy požadavkům jezdce. Pro tento účel byl vybrán regulátor SEVCON GEN4 size6, pro který se podařilo najít naměřenou momentovou charakteristiku v kombinaci s motorem ME1304 (Obr. 66) [19], který je velice podobný vybranému hlavnímu motoru ME1507.

Vybranou alternativou k tomuto regulátoru je regulátor od firmy HBC, který má podobné parametry ale jiné zástavbové rozměry. Tento regulátor však neumožní využít všechny možnosti vybraného elektromotoru (maximální možné dočasné proudové přetížení)

Naopak vybraný regulátor SEVCON neumožňuje přenést dle dat vyčtených z katalogu výrobce plný rozsah napětí na uvažovaném akumulátoru (kap. 3.3.2)



Obr. 70 regulátor (měnič) od výrobce SEVCON GEN4 size 6



Obr. 71 Regulátor (měnič) značky HBC TMM 280120-3-EI

*Tab. 11 Parametry regulátoru SEVCON GEN4 size6*

Typ regulátoru		<b>SEVCON GEN4 size 6</b>	HBC TMM 280120-3-EI
maximální napětí z AKU		<b>72 ÷ 80 VDC</b>	(nedohledáno)
maximální napětí z regulátoru		<b>116 VDC</b>	120 VDC
minimální napětí z regulátoru		<b>39,1 VDC</b>	16 VDC
Proud špičkově (po dobu 10 sekund)		<b>660 A</b>	400 A
Proud dočasně		<b>550 A (2 minuty)</b>	(nedohledáno)
Proud stále		<b>220 A</b>	280 A
Max přenášený výkon (stále)		<b>(nedohledáno)</b>	33 kW
rozměry	výška	<b>78 mm</b>	100 mm *
	šířka	<b>170 mm</b>	160 mm
	délka	<b>305 mm</b>	160 mm
ostatní vlastnosti (udávané výrobcem)		<b>ochrana dle IP66</b>	2048 kroků regulace
regulace		<b>(nedohledáno)</b>	PWM 8 ÷ 32 kHz
teplota okolí		<b>(nedohledáno)</b>	0-40°C

\* Verze s větším chlazením výkonové elektroniky (na obrázku)

### 3.3.2. Specifikace akumulátoru

Základní součástí pohonu řešeného elektromotorem je také zdroj energie, dnes akumulátor.

Charakteristikou, od níž se bude následně odvíjet jeho výběr, velikost a především uložení v rámci rámu je jeho kapacita. Ta se v prvotním návrhu určí podle předpokládané proudové spotřeby EM a navrhovaného dojezdu.

Jelikož se akumulátor skládá z mnoha malých elektrických článků, je možné si akumulátorové pouzdro přizpůsobit téměř dle libosti pro konkrétní aplikaci a v rámci technických možností i kapacitu. Do takového pouzdra je následně možné umístit i komponenty systému *battery management (BMS)*, tedy elektroniku pro správné nabíjení a vybíjení akumulátorových článků. Toto zařízení je také potřeba chladit, a tak musí být při návrhu uvažováno s prostorem pro chladicí soustavu schopnou uchládit výkonovou elektroniku.

Pro tento prvotní návrh rámu motocyklu byla zvolena možnost navrhnout si vlastní vhodný tvar akumulátorového pouzdra. K tomuto rozhodnutí bylo přistoupeno především z důvodu, že jednotliví výrobci akumulátorových sestav jsou povětšinou výrobci elektromotocyklů, a tak své výrobky neposkytují pro použití ostatním.

Pro sestavu akumulátoru byly zvoleny *Li-Ion* články, které používají i ostatní výrobci dnes prodávaných elektromotocyklů. Hustota energie se pohybuje až do hodnot 200Wh/kg a 530 Wh/dm<sup>3</sup>, napětí Li-Ion článku je 3,6V.

Pro další návrh předpokládám tedy tvorbu akumulátorové sestavy na zakázku do vlastní navržené obálkové plochy, kapacita a předpokládaná hmotnost byla určena odhadem podle existujících a předpokládaných použitých článků, ze kterých by se navržená akumulátorová sestava měla skládat.

### 3.3.2.1. Parametry článků FARASIS [7]

Pro tvorbu sestavy akumulátoru byly zvoleny články od výrobce FARASIS, které používá i společnost ZERO pro své akumulátory *PowerTank*. Dodavatelů elektrických Li-Ion článků je dnes mnoho, avšak pouze u tohoto výrobce se mi podařilo dohledat detailní popis produktu. Navíc pravoúhlý tvar článků přispívá k prostorové nenáročnosti oproti tradičnímu válci.

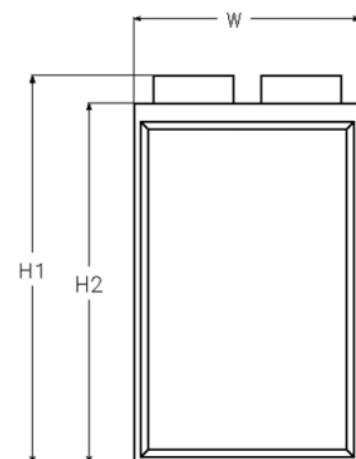
Tyto články používá výrobce *ZERO Bikes* pro své akumulátory *Z-FORCE Power Tank™* o kapacitě 7,2 Ah. Hmotnost motocyklu s tímto akumulátorem činí dle stránek výrobce ([29]) 205kg, bez tohoto přídatného akumulátoru váží motocykl *ZERO S* 142kg, z čehož lze s jistotou přesností usuzovat, že přídatný akumulátor váží 63 kg. Lze tedy předpokládat, že akumulátor vyráběný na zakázku z těchto článků bude mít podobný poměr kapacita-hmotnost, jako popisovaný akumulátor *Power Tank*.

Aby akumulátor, tedy sestava článků, dodával potřebné napětí a dosahoval požadované kapacity, měly by články být vhodně vzájemně zapojeny. Zde se vychází ze základních vlastností zdrojů galvanického napětí, které je možno spojit seriově či paralelně – viz Obr. 73 a Obr. 74. Kombinací obou těchto přístupů vznikne takzvané *serio-paralelní zapojení* článků akumulátoru (Obr. 75), které nabízí maximální možnost dosažení potřebného napětí a kapacity s běžně dostupnými články. Stav článků zapojených ve větší sestavě je však potřeba monitorovat každý zvlášť, aby nedocházelo vlivem jednoho poškozeného článku (snížená kapacita, defektní kus) k poškození či sníženému výkonu celého akumulátoru

Pro značení způsobů zapojení se používá alfanumerická forma zápisu, kdy první jsou zmíněny články zapojené v jedné větvi v serii a po nich počet jednotlivých paralelních větví. Mají-li tedy vybrané články kapacitu 25 Ah a napětí 3,6V, pro dosažení kapacity požadovaných 15Ah a napětí 80V, počet článků v serii  $n_s$  a počet paralelních větví  $n_p$  lze určit následujícím výpočtem.

Tab. 12 Parametry článku Farasis IMP06160230P25A

kapacita nominální	2,5 Ah
napětí článku nominální	3,65 V
životnost	1000 cyklů
gravimetrická měrná energie	185 Wh/kg
hustota energie	410 Wh/dm <sup>3</sup>
vybíjecí proud stále	100 A (4C)
vybíjecí proud max	175 A (7C)
šířka článku W	161 mm
výška H1; H2	240mm;230 mm
tloušťka článku	6 mm
hmotnost článku	0,485 kg



Obr. 72 Článek FARASIS  
IMP06160230P25A

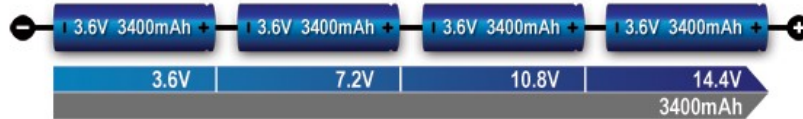
$$n_s = \frac{U_{AKU}}{U_{článek}} = \frac{80}{3,6} = 22,22 \gg 22 \quad (18)$$

$$n_p = \frac{C_{\text{požadovaná AKU}}}{C_{\text{článek}}} = \frac{15}{2,5} = 6 \quad (19)$$

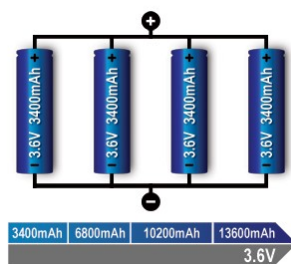
Celkový objem  $V_{\text{články}}$  takovéto sestavy článků pak vypočítán jako součin objemu jednoho článku  $V_{\text{čl}}$  a celkového počtu článků  $n_{\text{čl}}$  v sestavě.

$$n_{\text{čl}} = n_s \cdot n_p = 22 \cdot 6 = 132 \text{ článků} \quad (20)$$

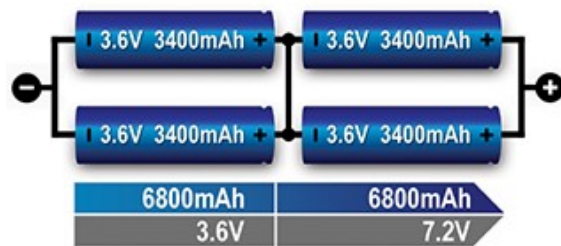
$$V_{\text{články}} = n_{\text{čl}} \cdot V_{\text{čl}} = 132 \cdot 0,000232 \text{ [m}^3\text{]} = 0,0306 \text{ m}^3 = 30,6 \text{ dm}^3 \quad (21)$$



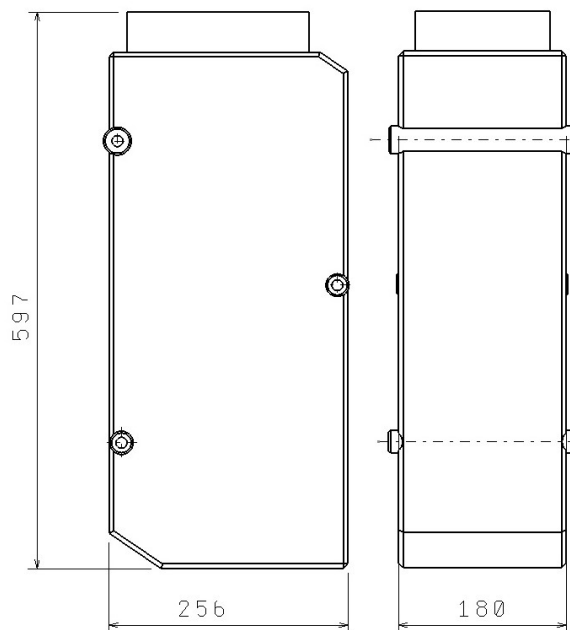
Obr. 73 Seriové zapojení článků v AKU



Obr. 74 Paralelní zapojení článků v AKU



Obr. 75 Serio-paralelní zapojení typu 2S2P



Obr. 76 Předpokládaná obálková plocha AKU v CAD modelu

Tab. 13 Předpokládané parametry sestavy AKU

hmotnost reference	63
kapacita reference	7,2
kapacita/hmotnost	0,1143 Ah/kg
hmotnost teoretická	113 kg
hmotnost **	120 kg
objem*	120dm <sup>3</sup>
předpokládané napětí	80÷110VDC***
požadovaná kapacita	12÷15 Ah
výška	597 mm
šířka	180 mm
délka	256 mm
zapojení článků	22S-6P (viz dále)

\*Předpokládané hodnoty, dle modelu z CAD

\*\* Hodnoty používané v dalších výpočtech

\*\*\* Pro použití s regulátorem SEVCON je toto napětí třeba snížit na 80 VDC

Objem akumulátorové sestavy však není roven prostému geometrickému objemu sestavy článků, je potřeba uvažovat objem nutného chladicího okruhu, vodičů a dílů, ke kterým se články mohou přimontovat. Předpokládaný objem 120 dm<sup>3</sup> z Tab. 13 tak není poddimenzovaný a pravděpodobně by umožňoval i montáž většího počtu článků, což by zvýšilo napětí nebo kapacitu.

Následně pak byla do náčrtku rámu v CAD rozhraní vytvořena základní obálková plocha předpokládaného akumulátorového bloku. (Obr. 76).

### 3.3.3. Uložení komponent elektropohonu do rámu motocyklu

Při ukládání sestavy elektropohonu je potřeba mít na paměti, že jeho nedílnou součástí je v současné době stále velice objemný a těžký akumulátor (akumulátory), regulátor ovládající elektromotor, komponenty pro nabíjení akumulátoru a blok elektromotoru. V naprosté většině existujících strojů, až na ojedinělé výjimky s akumulátory v postranních pouzdech, se lze setkat pouze s akumulátory uloženými uvnitř rámu motocyklu (viz kapitola 2.5) Zde jsou akumulátory také patřičně chráněny proti poškození, a posouvají těžiště do míst, kde se bod středu hmotnosti nachází u motocyklů konvenční konstrukce se spalovacím motorem.

Elektromotor je pak možné uložit různými způsoby, jejichž výběr je ovlivněn požadavky na jízdní dynamiku. Lze například EM umístit do zadního kola. Tímto se uvolní místo v rámu, ale také výrazně vzroste podíl neodpružených hmot. S tímto řešením se lze setkat opět především u skútrů a strojů s nízkou konstrukční rychlostí. Elektromotor by také bylo možné umístit mimo kolo ale stále do zadní vidlice, kde by podíl neodpružených hmotností nebyl tak vysoký z důvodu charakteru pohybu zadní kyvné vidlice.

Z pohledu maximálního snížení hmotnosti zadní vidlice je nejlepší umístit elektromotor a akumulátor opět dovnitř do rámu. V rámu lze EM dovybavit přídatnou redukční převodovkou s či bez řaditelných rychlostních stupňů.

### 3.3.4. Porovnání vybraných balíčků pohonů

Nalezené rychlostní charakteristiky jednotlivých pohonů byly vyneseny do společného grafu, aby je bylo možné vzájemně porovnat.

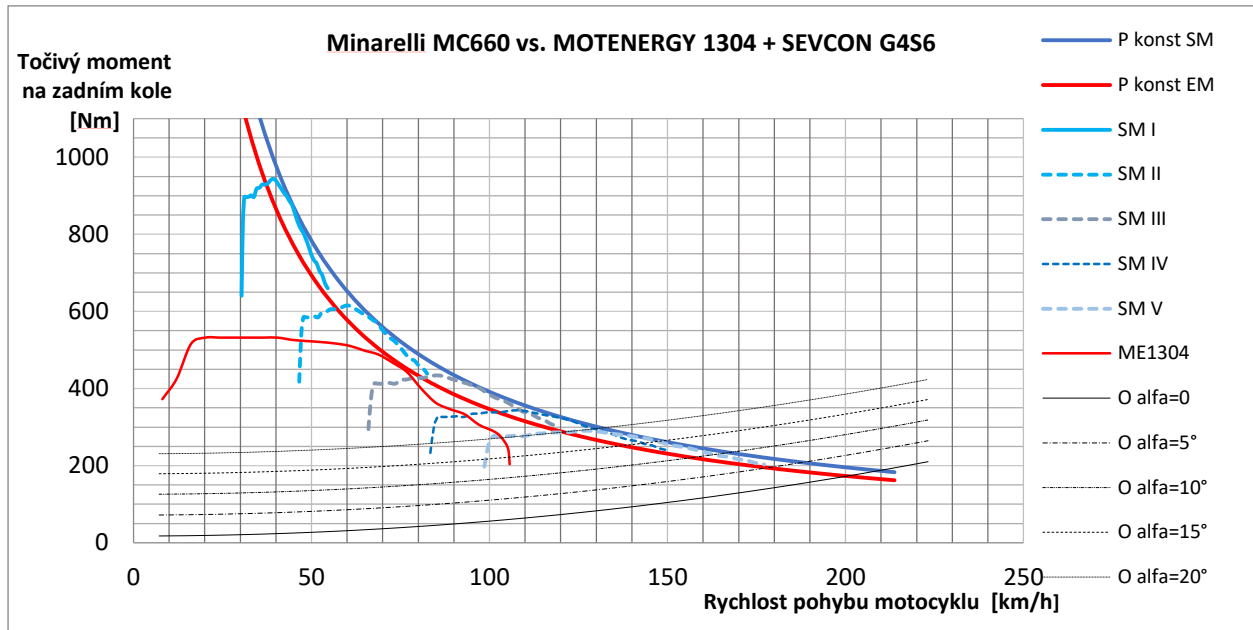
Vybraný Elektromotor (zeleně) není vybaven stupňovou převodovkou, a tak musí celé spektrum rychlostí překonat pouze pomocí změny otáček.

Modře jsou znázorněny jednotlivé křivky popisující chování zvoleného motoru spalovacího.

Elektromotor zde není ve stavu dočasného přetížení, což částečně zkresluje jeho potenciál. Dále je počítáno s maximálními hodnotami udávanými výrobcem. Je však vidět, že strmý nástup maximálního točivého momentu je u elektromotoru znatelný již od nižších rychlostí než je tomu u motoru spalovacího, u něž je potřeba brát v detailnějším rozboru v úvahu ještě ztráty na spojce.

Vzhledem k tomu, že EM není vybaven převodovkou, nýbrž jen jediným převodem, nedosahuje motocykl s elektromotorem maximální rychlost srovnatelné se spalovací variantou. Toto elektrickou variantu předurčuje především pro městský provoz.

Hodnoty sekundárního převodu byly pro první iteraci návrhu zvoleny shodné jako u jednotlivých referenčních variant motocyklů (JAWA 660, ZERO SR). Změnu sekundárního převodu může provést i koncový uživatel pomocí výměny zadní rozety či velké řemenice.



Obr. 77 Porovnání momentových rychlostních charakteristik vybraných pohonů

### 3.3.5. Volba předpokládané polohy komponent pohonů v rámu

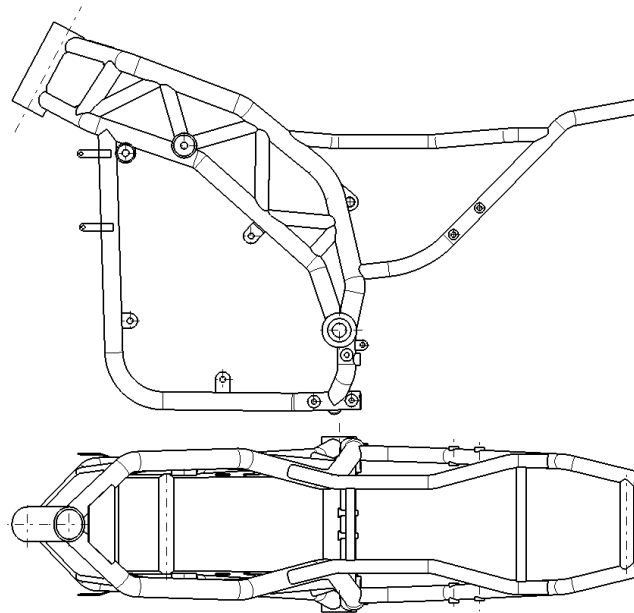
Poloha komponent v modelu ovlivňuje výslednou polohu těžiště celého stroje a tedy i jízdní vlastnosti. Proto je potřeba na toto při návrhu uložení komponent pamatovat a průběžně ji při návrhu vhodným způsobem kontrolovat.

Jelikož se nepodařilo získat, dohledat ani domluvit měření na zvoleném referenčním motocyklu (JAWA 660, Yamaha XT660), bylo potřeba polohu těžiště původního motocyklu, sloužícího jako vzor a reference, přibližně odhadnout z vytvořeného CAD modelu, vytvořeného pro tento účel.

K tomuto účelu byla vytvořena jednoduchá tabulková kalkulačka pro výpočet těžiště v prostředí MS EXCEL, kam se zadají polohy těžišť jednotlivých komponent zjištěných v CAD modelu vůči společnému počátku základního systému souřadnic. Po doplnění jejich hmotnosti do správných buněk a požadavku, zda se mají tyto komponenty do výpočtu polohy těžiště zahrnout, program na základě momentu setrvačnosti určí polohu těžiště sestavy promítnutou do podélné roviny ( $zx$ ) základního systému souřadnic celé sestavy (viz kap. 2.1.1).

Předpokládané hmotnosti komponent byly určeny buď dle dat získaných z katalogů od výrobců (SM, EM, REG), AKU dle předpokládané kapacity a hmotnostní hustoty vybraných článků opět z CAD modelu, hmotnosti a těžiště komponent navrhovaných byly odečteny z CAD modelu po zadání materiálu. Poloha těžiště celého motocyklu se bude téměř jistě od takto zjištěných souřadnic lišit, neměla by však být zcela odlišná. Polohu těžiště motocyklu za jízdy ovlivňuje také posez a tělesné parametry jezdce a spolujezdce, míra natankování nádrže a nastavení tuhosti pružin.

Tato data byla vynesena do tabulky (Tab. 14), aby bylo možno v tabulkovém editoru v prostředí MS EXCEL (viz příloha) dopočítat polohy těžišť pro jednotlivé varianty motocyklu.

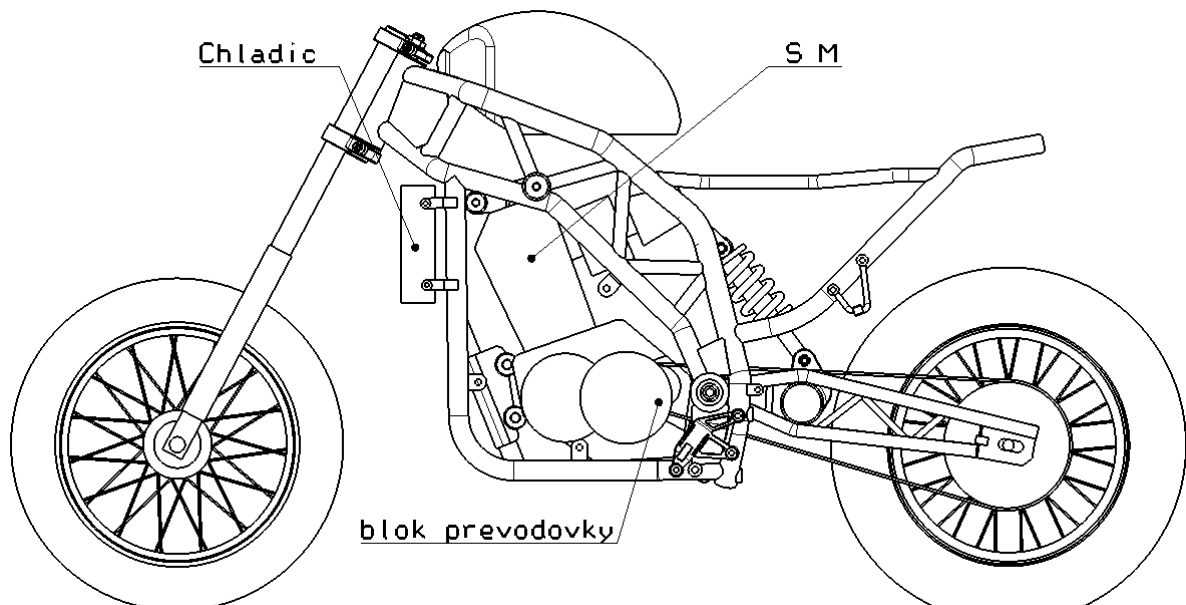


Obr. 78 Základní uspořádání nového rámu včetně montážních bodů, pohled boční a svrchní

Hodnoty souřadnic těžišť jednotlivých součástí byly následně použity i pro mechanický rozbor zatížení motocyklu (viz kapitola 3.4). Poloha těžiště byla určována pouze v podélné rovině  $xz$ .

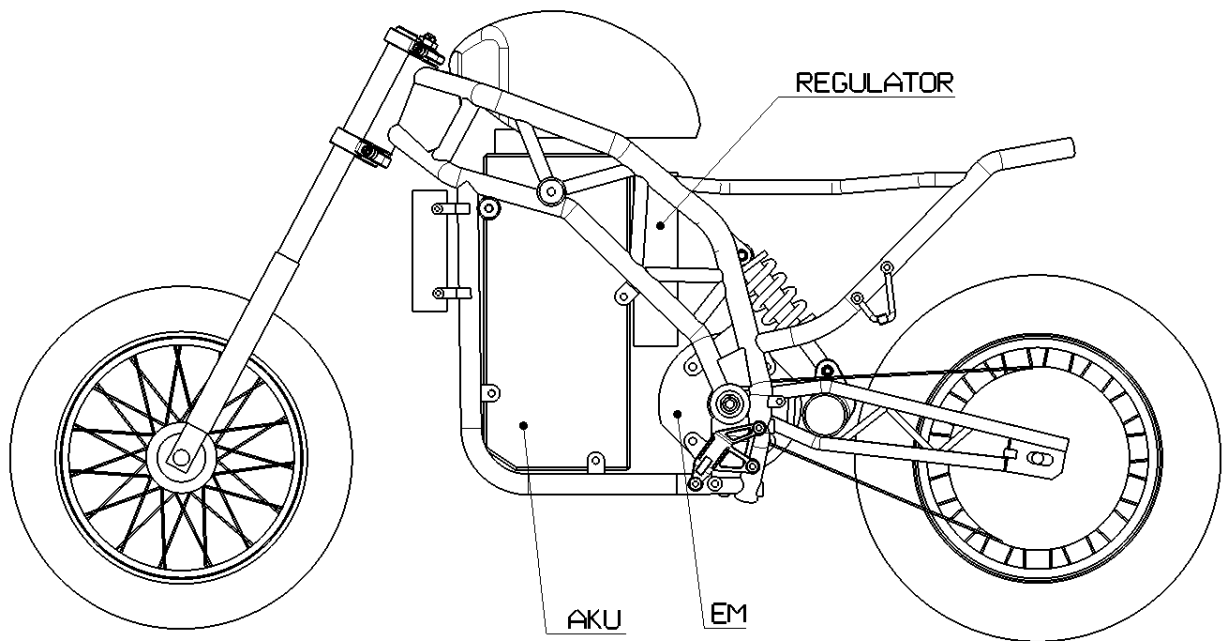
Hodnota polohy bodu T v příčném směru (souřadnice  $y_T$ ) je však neméně důležitá pro stabilitu a vyvážení motocyklu a měla by se nacházet pro každou součást v rámu právě v rovině  $xz$ , nebo alespoň jí co nejbližší, či být vyvážena součástí jinou, protože byla zde v tomto výpočtu pro prvotní návrh rámu motocyklu, zakládající se povětšinou na odhadnutých datech, uvažována jako dokonale vyvážená.

Poloha jednotlivých komponent pohonů je zanesena ve výkresové dokumentaci.



...

Obr. 79 Varianta s pohonem konvenčním (spalovací motor), předběžná podoba



Obr. 80 Varianta s pohonem elektrickým, předběžná podoba

Výpočet polohy těžiště celé sestavy spočívá ve výpočtu momentů setrvačnosti jednotlivých souřadnic vážených hmotností té které komponenty vzhledem k nulovému bodu sestavy.

$$x_{\Sigma} = \frac{1}{\sum m_i} \cdot \sum_{i=1}^n x_i \cdot m_i \quad z_{\Sigma} = \frac{1}{\sum m_i} \cdot \sum_{i=1}^n z_i \cdot m_i \quad (22)$$

Tab. 14 Hmotnosti a polohy těžišť hlavních komponent obou variant motocyklu

SPALOVACÍ varianta	$m_i$ [kg]	$x_i$ [mm]	$y_i$ [mm]	$z_i$ [mm]	ELEKTRO varianta	$m_i$ [kg]	$x_i$ [mm]	$y_i$ [mm]	$z_i$ [mm]
rám 1	25	166,5	0	237	rám 1	25	166	0	237
SM	51	217,6	0	90	EM	22	0	0	0
jezdec 1 **	80	-150	0	626	AKU	120	303,8	0	192,8
kolo přední	6	960	0	-95	jezdec 1 **	80	-150	0	626
brzda přední	6	960	0	-95	kolo přední	6	960	0	-95
kolo zadní	10	-537	0	-95	brzda přední.	6	960	0	-95
brzda zadní	6	-537	0	-95	kolo zadní	10	-537	0	-95
nádrž plná	13	266	0	562	brzda zadní	6	-537	0	-95
ostatní*	60	150	0	238	ostatní*	20	150	0	150
zadní vidlice	6	-221	0	-20	zad. vidlice	6	-207	0	-24
přední vidlice	12	722	0	354	přední. vidlice	12	722	0	354
jezdec 2 **	80	-428	0	739	jezdec2 **	80	-428	0	739

\*Ostatními komponenty jsou rozuměny pomocné agregáty typu řídky, kabeláž, akumulátor startéru, olejový rezervoár, nádržka na brzdovou kapalinu, chladicí soustava, sedlo, lékárnička, kapotáž, osvětlení, apod. Jejich společné těžiště je pro první iteraci návrhu umístěno přibližně v místě těžiště celého motocyklu a hmotnost je dopočtena z předpokládané hmotnosti dané varianty motocyklu.

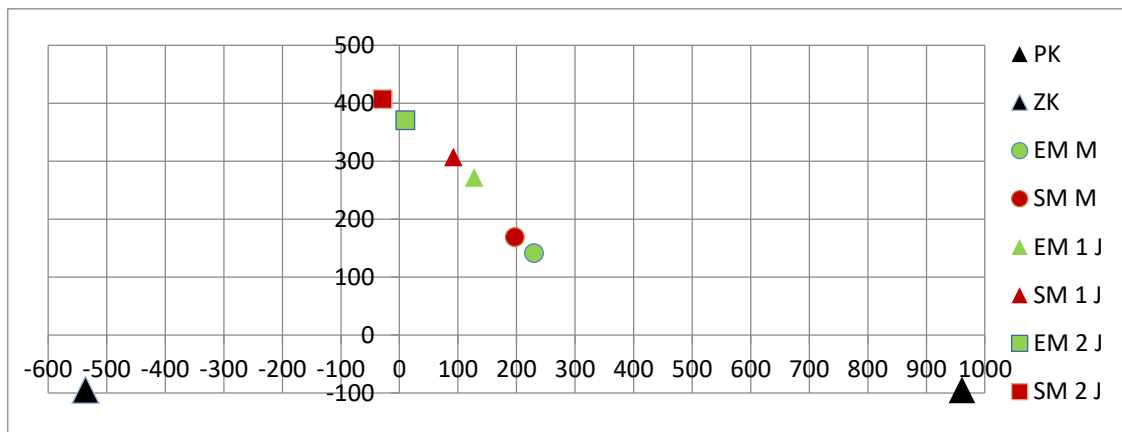
\*\* parametry jezdce, viz kap. 2.11.



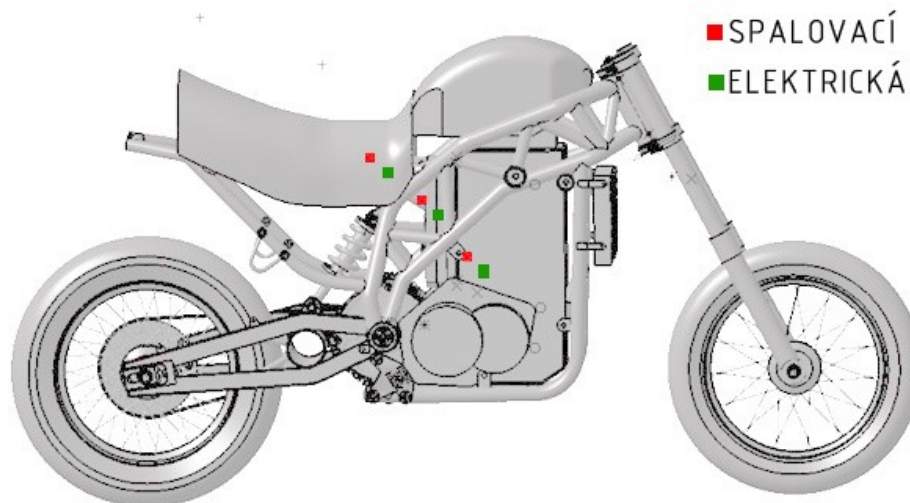
Kde souřadnice  $x_{\Sigma}$  a  $z_{\Sigma}$  jsou výsledné souřadnice těžiště sestavy motocyklu, dopočtené pomocí souřadnic  $x_i, y_i, z_i$ , i pořadové číslo (resp. označení) dané komponenty,  $m_i$  hmotnost komponenty a n počet uvažovaných komponent.

Výsledky výpočtu poloh těžišť pro jednotlivé varianty motocyklu jsou uvedeny v tabulce Tab. 15.

Obdobným způsobem bylo určeno těžiště středního dílu sestavy motocyklu (rám s pohony a pomocnými komponenty). (Tab. 15, Tab. 16)



Obr. 81 Odhad polohy těžišť jednotlivých variant dle dat z CAD



Obr. 82 Polohy těžišť v kontextu celého motocyklu

Tab. 15 Předpokládané polohy těžišť jednotlivých variant motocyklů

VARIANTA	SPALOVACÍ			ELEKTRO		
	SM 0J	SM 1J	SM 2J	EM 0J	EM 1J	EM 2J
POČET JEZDCŮ						
celková hmotnost [kg]	185	265	345	218	298	345
$x_T$ [mm]*	197	92	-28	230	128	10
$y_T$ [mm]*	0	0	0	0	0	0
$z_T$ [mm]*	169	307	407	141	272	370
$h_T$ [mm]	574	712	812	546	677	775

\* Zaokrouhлено na jednotky [mm]

Tab. 16 Hmotnosti a polohy těžišť sestavy nosného rámu a pohonů (díl 2 v mechanickém modelu)

DÍL 2	SPALOVACÍ	ELEKTRO
hmotnost [kg]	139	172
$x_{T2}$ [mm]	188	231
$y_{T2}$ [mm]	0	0
$z_{T2}$ [mm]	213	170

Z tabulek je patrné, že varianta vybavená elektropohonem se bude vlivem velkého akumulátoru při jízdě díky nižšímu těžišti chovat velmi pravděpodobně stabilněji než varianta spalovací.

Polohy těžiště jsou tímto způsobem vypočteny v základním souřadném systému se středem v ose otáčení ZKV. Pro polohu těžiště vůči zemi je potřeba k z-souřadnici polohu nulového bodu tohoto souřadného systému. V tabulce Tab. 15 je těžiště určeno souřadnicí  $h_{Ti}$ . Poloha nulového bodu je rovna  $h_{nul} = 405 \text{ mm}$

$$h_{Ti} = z_{Ti} + h_{nul} \quad (23)$$

Pro porovnání s jinými existujícími motocykly byla použita data z publikace *Motorcycle handling and chassis design, the art and science* autora Tony FOALE. [2] (Obr. 41).<sup>8</sup>

Nejnižší polohu těžiště mají motocykly typu *Chopper* a *Cruiser*, za nimi následují silniční, a cestovní. Nejvýše položené těžiště mají motocykly terénní, což je pravděpodobně způsobeno nutnou vysokou světlou výškou. Vysoké těžiště mají také motocykly, od nichž se požaduje snadná manévrovatelnost a ovladatelnost. (viz kap. 2.3.3 a [2],[3])

Hodnoty polohy těžiště navrhovaného motocyklu jsou dále využity jako vstupní data při výpočtu jednotlivých zátěžných stavů, jako působiště sil setrvačných a gravitačních.

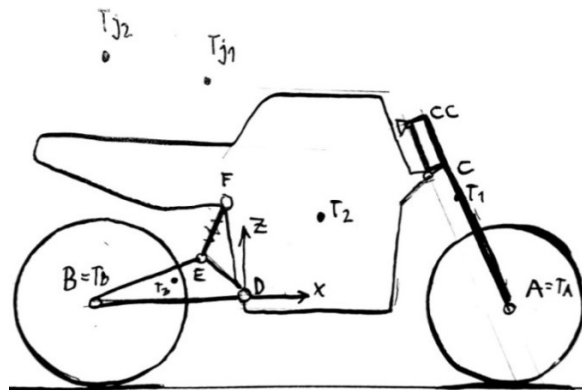
### 3.4. Definice zátěže rámu

Pro zhodnocení únosnosti rámu je potřeba definovat a vyřešit namáhání jednotlivých klíčových částí rámu v mezních stavech, které mohou při provozu nastat. Je třeba zajistit, aby konstrukce stroje vydržela provoz bez závady.

Pro tento prvotní návrh byly dohodou se zadavatelem určeny následující stavy pro modelování zatížení: Statické zatížení rámu vlastní vahou, tedy svislým zrychlením  $a_1 = g = 9,81 \text{ ms}^{-2}$  a  $a_2 = 3,5g$ , zrychlování a brzdění na mezi adheze pneumatik, jízda po předním a zadním kole a průjezd zatáčkou maximální rychlostí. Uvažována byla možnost, kdy jezdec jede na motocyklu sám, a se spolujezdcem.

Polohy těžišť obou jezdců byla odhadnuta na základě dat z CAD modelu a dat z online konfigurátoru ergonomie jezdce na motocyklu *cycle-ergo.com*. [24]

<sup>8</sup> Pouze však do roku výroby 2002, kdy byla publikace vydána.



Obr. 83 Tělesa a významné body v mechanickém modelu a jejich předpokládaná přibližná poloha

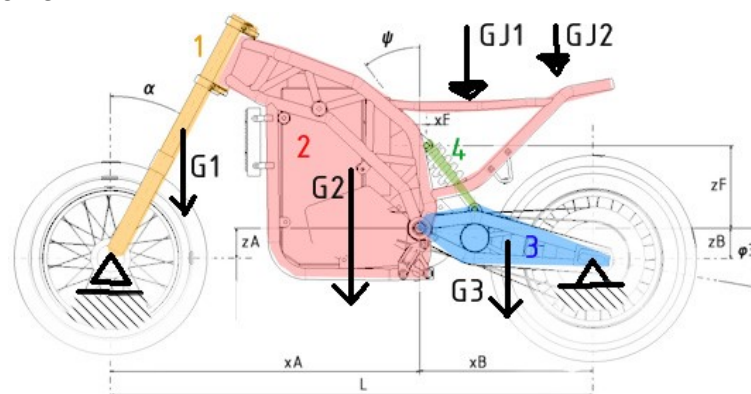
Pro účely vyhodnocení namáhání byl sestaven zjednodušený mechanický rovinný model motocyklu, do kterého byly zahrnuty významné namáhané vazby mezi díly sestavy. Jedná se o ložiska v hlavě řízení, přes která jde do rámu zatížení od předního kola, potažmo teleskopické vidlice, uložení zadní kyvné vidlice a tlumiče a pro kontrolu správnosti modelu také ložiska v kolech. Při tvorbě modelu byly uvažovány tíhy jednotlivých těles v sestavě a tíhy jezdců, kteří pro jednoduchost modelu nemají nohy na stupačkách (opření o stupačky by se projevilo až u detailnějšího řešení sestavy motocykl-jezdec) a jsou, pro účely řešení první iterace návrhu, s prostředním dílem motocyklu (těleso 2) pevně spojeni.

Aby bylo možné vypočítat reakce ve zvolných vazbách, je nutné sestavit mechanický model a z něj odvozené statické rovnice. Prvním krokem je určení stupňů volnosti  $n_{DOF}$  náhradního modelu.

$$n_{DOF} = 3(T - 1) - 2 \cdot R - 1 \cdot O = 3(5 - 1) - 2 \cdot 5_{rot.} - 1 \cdot 2_{obec.} = 12 - 12 = 0 \quad (24)$$

Kde R značí počet rotačních vazeb, O obecných a T počet těles sestavy (včetně nehybného vnějšího rámu (vozovka) (na Obr. 84 jsou k němu připevněny vazby v bodech A a B).

Obecný vzorec pro zjištění DOF (z anglického degrees of freedom) uvažuje ještě vazby translační, valivé a pevné. Jelikož je dle předchozí rovnice počet DOF roven nule, je soustava staticky určitá, a není potřeba pro její pevné ukotvení v prostoru hledat další přídatný silový účinek.



Obr. 84 Rozměry a vnější silové účinky pro mechanický model

*Tab. 17. Základní rozměry mechanického modelu\**

e=e1	LCCC	LAC	LCG1	LDB	LDE	HDE	LDG3	HDG3	LEF
40	128	667	213	545	158	86	221	18	252
* Pokud není uvedeno jinak, jsou rozměry v této tabulce uvedeny v [mm]									
xA	xB	zA=zB	xF	zF	xC	zC	xCC	zCC	L
960	-537	-95	-21	260	613	478	553	589	1500
$\varphi_3$	$\psi$	$\alpha$	-	-	-	-	-	-	-
10°	36,4°	28°	-	-	-	-	--	-	-

### 3.4.1. Svislá statická zátěž

Dalším krokem bylo uvolnění jednotlivých těles sestavy. Těleso 2 bylo pro tento účel uvažováno jako jeden celek všech příslušných pohonů a jezdců, pružiny tlumičů ve výpočtu první iterace návrhu byly uvažovány jako dokonale tuhé. Geometrické rozměry byly odečteny z předběžného CAD modelu (viz přílohy). Na základě uvolněné soustavy těles byla sestavena soustava statických rovnic, jejímž řešením v prostředí MATLAB bylo provedeno řešení reakcí ve vazbách.

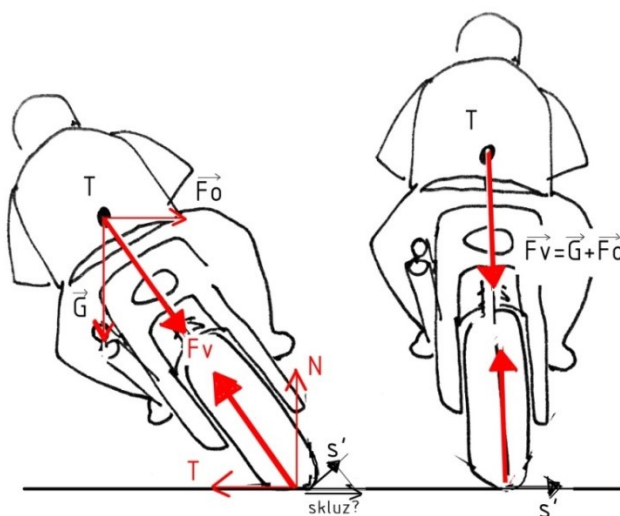
Tento mód zátěže odpovídá zatížení při přejezdu překážky nebo zjednodušené zátěži při ustáleném zatáčení.

Zvýšená zátěž v těchto zátěžných stavech je do mechanického modelu zanesena jako kvazistatická přírážka ke gravitačnímu zrychlení. Zde je její hodnota 3,5g.

V případě ustáleného zatáčení je tato přírážka silně naddimenzována, jelikož dle kap. 3.4.1.1 dochází před porušením adhezní vazby mezi pneumatikou a vozovkou k přetížení zhruba jen 1,3g.

#### 3.4.1.1. Ustálený průjezd zatáčkou na mezi adheze

Při průjezdu zatáčkou je nutné, aby motocykl byl i s jezdcem v náklonu, aby výslednice vektorového součtu sil gravitační a odstředivé procházel bodem dotyku kola s vozovkou. Projíždí-li motocykl stabilně zatáčkou, lze vzniklou situaci modelovat podle obrázku Obr. 85.


*Obr. 85 Průjezd zatáčkou – zjednodušení modelu do stavu statické zátěže a zanedbání vlivu torze rámu*

$$F_O = m_m \cdot \frac{v^2}{R_{zat}} \cong T = \mu N = \mu \cdot g \cdot m_m \quad (25)$$

Kde  $F_O$  značí sílu odstředivou,  $v$  rychlost průjezdu zatáčkou,  $R_{zat}$  poloměr projížděné zatáčky,  $N, T$  reakce v dotyku kola s vozovkou v normálovém a tečném směru a  $m_{moto+j} = m_m$  hmotnost motocyklu s posádkou. Symbol  $F_v$  je silou výslednou, rovnající se součtu jejích složek. Aby byla dosažena rovnováha, musí se odstředivá síla rovnat tečné reakci a síla gravitační reakci normálové.

Tato náhrada však není zcela přesnou, vliv na zatížení rámu má i skluz pneumatiky a s ním spojený torzní moment vznikající vlivem tečné síly v kontaktu pneumatiky s vozovkou a odstředivé síly.

Hodnoty zakřivení pláště pneumatik použitých na referenčních motocyklech nepodařilo dohledat, a tak nebylo v dalších výpočtech možné určit efektivní hodnotu úhlu náklonu  $\lambda_{ef}$ . Detailní popis zjištění této hodnoty je k nalezení v kapitole 2.2.3.

Situaci, kdy motocykl ustálenou rychlostí projíždí zatáčkou o konstantním poloměru tak, při uvažování motocyklu jako tuhého tělesa, přibližně odpovídá stav statického zatížení v napřímeném směru, přičemž zde na motocykl působí vyšší hodnota svislého zrychlení.

Hodnota tečné síly na rovinné podložce nemůže být vyšší než je hodnota součinu normálového zatížení a součinitele přilnavosti.

$$F_v = \sqrt{N^2 + T^2} = \sqrt{m^2 g^2 + \mu^2 m^2 g^2} = mg\sqrt{1 + \mu^2} = mg\gamma \quad (26)$$

Je-li součinitel přilnavosti  $\mu$  uvažován roven  $\mu = 0,8$ , lze určit hodnotu koeficientu  $\gamma$ .

$$\gamma = \sqrt{1 + 0,8^2} = 1,281 \quad (27)$$

Maximální síla působící na motocykl v zatáčce ve směru k těžišti je tedy 1,28-krát vyšší než hodnota tíhy. Svislá zátěž 3,5g použitá pro simulaci přejezdu překážky je tak hluboko v

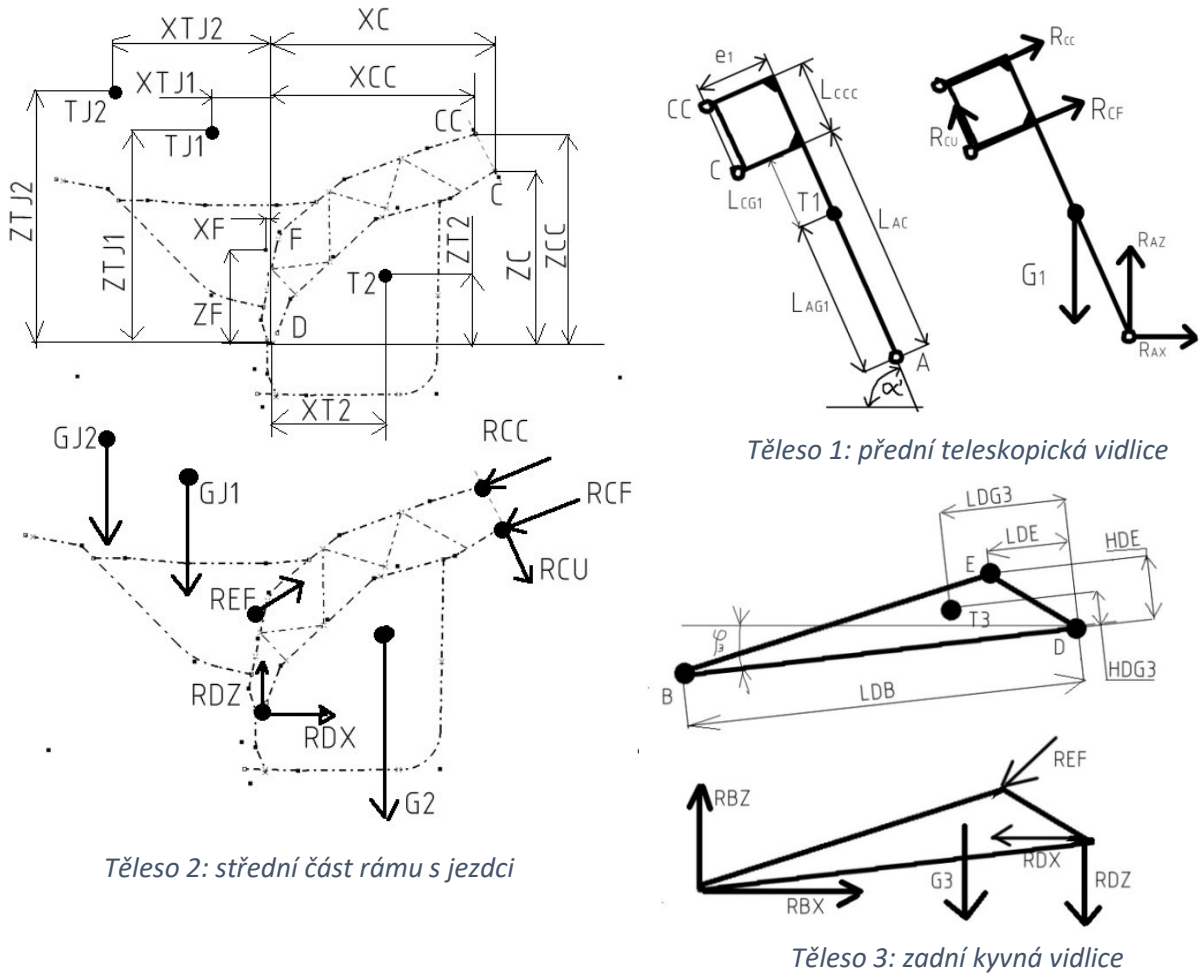
Síla působící na motocykl je funkcí rychlosti pohybu a poloměru zatáčení.

Maximální úhel naklopení v zatáčce lze vypočítat opět z hodnot sil  $N$  a  $T$

$$\operatorname{tg} \lambda = \frac{T}{N} = \frac{\mu mg}{mg} = \frac{0,8}{1} \gg \lambda = 38,65^\circ \quad (28)$$

Ve skutečnosti však vlivem zaoblení pneumatiky dojde k posunu bodu dotyku s vozovkou směrem ke středu zatáčky (viz kap. 2.2.3).

### 3.4.1.2. Mechanický model pro svislou zátěž



Obr. 86 Uvolnění těles zjednodušené sestavy

$$R_{CF} \sin \alpha - R_{CU} \cos \alpha + R_{CC} \sin \alpha = 0 \quad (29)$$

$$R_{AZ} + R_{CF} \cos \alpha + R_{CU} \sin \alpha + R_{CC} \cos \alpha - m_1 g = 0 \quad (30)$$

$$R_{AZ}(L_{AC} \cos \alpha + e_1 \sin \alpha) - R_{CC} L_{CCC} - m_1 g(L_{CG_1} \cos \alpha + e_1 \sin \alpha) = 0 \quad (31)$$

$$R_{DX} + R_{EF} \sin \psi - R_{CF} \sin \alpha + R_{CU} \cos \alpha - R_{CC} \sin \alpha = 0 \quad (32)$$

$$R_{DZ} + R_{EF} \cos(\psi) - R_{CF} \cos \alpha - R_{CU} \sin \alpha - R_{CC} \cos \alpha - g(m_2 + m_{j_1} + m_{j_2}) = 0 \quad (33)$$

$$R_{EF} z_F \sin \psi + R_{EF} x_F \cos \psi - m_2 g x_{G_2} - m_{j_1} g x_{j_1} - m_{j_2} g x_{j_2} + R_{CU} (-x_C \sin \alpha - z_C \cos \alpha) \quad (34)$$

$$+ R_{CF} (-x_C \cos \alpha + z_C \sin \alpha) + R_{CC} (-x_{CC} \cos \alpha + z_{CC} \sin \alpha) = 0$$

$$-R_{DX} + R_{BX} - R_{EF} \sin(\psi) = 0 \quad (35)$$

$$-R_{DZ} + R_{BZ} - R_{EF} \cos(\psi) - m_3 g = 0 \quad (36)$$

$$\begin{aligned}
 -R_{BZ}L_{DB} \cos \varphi_3 + R_{BX}L_{DB} \sin \varphi_3 + R_{EF} \cos(\psi) (L_{DE} \cos \varphi_3 + H_{DE} \sin \varphi_3) \\
 + R_{EF} \sin(\psi) (-L_{DE} \sin \varphi_3 + H_{DE} \cos \varphi_3) \\
 + m_3g(L_{DG_3} \cos \varphi_3 + H_{DG_3} \sin \varphi_3) = 0
 \end{aligned} \quad (37)$$

Rovnice byly zapsány do skriptu v prostředí MATLAB v maticovém tvaru.<sup>9</sup>

$$\underline{A} \cdot \underline{x} = \underline{b} \quad (38)$$

Kde symbol  $\underline{A}$  značí matici soustavy,  $\underline{x}$  je vektor neznámých a  $\underline{b}$  je sloupcový vektor pravých stran soustavy statických rovnovážných rovnic.

V rovnicích používané symboly  $\varphi_3$  a  $\psi$  jsou geometrické parametry úhlů v klidovém stavu motocyklu v CAD modelu. Pro detailní návrh rámu by byla potřeba parametr  $\varphi_3$  vynést jako proměnnou závislou na propérování pružiny zadní kyvné vidlice a zohlednit také propérování vidlice přední. Jelikož se však tato práce zabývá pouze prvotním návrhem a první iterací s cílem zjistit proveditelnost koncepce, je propérování zanedbáno, tuhost pružin položena blížíci se nekonečnu a parametr úhlu  $\varphi_3$  roven konstantě. Pro prostředí MATLAB, v němž byla soustava rovnic počítána byl úhel  $\varphi$  vyjádřen detailněji, aby bylo případně možné při změně parametrů rámu rovnou bez delšího opravování odečíst výsledky. Částečně tak byla umožněna změna parametru úhlu při propérování zadního kola.

Úhel  $\psi$  byl určen přes vektor  $\overline{EF}$ , a následně ověřen v CAD modelu. Souřadnice  $x_F$  a  $z_F$  jsou geometrickými parametry rámu určenými CAD modelem, souřadnice bodu E jsou funkcí rozměrů kyvné vidlice a úhlu  $\varphi_3$ . vztah jednotlivých úhlů k modelu motocyklu je patrný z obrázků Obr. 84 a Obr. 87.

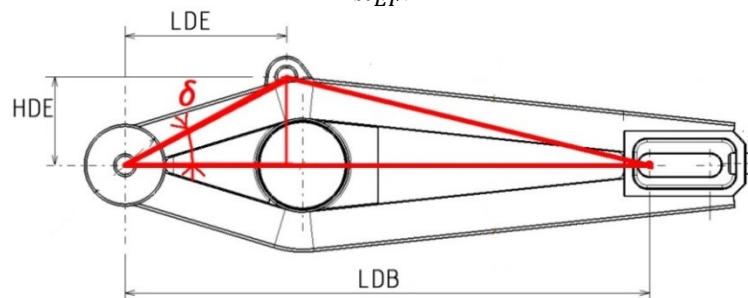
$$\varphi_3 = \arcsin\left(\frac{z_B}{L_{DB}}\right) = \arcsin\left(\frac{95}{545}\right) \approx 10^\circ \quad (39)$$

$$\delta = \arctg\left(\frac{H_{DE}}{L_{DE}}\right) = \arctg\left(\frac{86}{158}\right) = 28,56^\circ \quad (40)$$

$$x_E = \sqrt{L_{DE}^2 + H_{DE}^2} \cdot \cos(\varphi_3 - \delta) \quad (41)$$

$$\overline{EF} = (x_F - x_E; z_F - z_E) = (x_{EF}; z_{EF}) = (149,5; 202,7) [mm] \quad (42)$$

$$\psi = \arctg\left(\frac{z_{EF}}{x_{EF}}\right) = 36,41^\circ \quad (43)$$

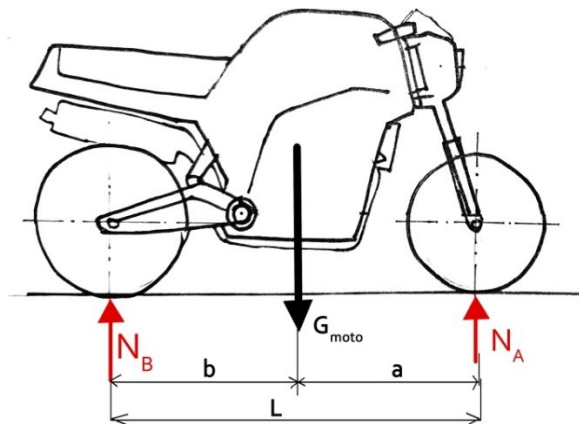


Obr. 87 Rozměry ZKV pro mechanický model a naznačení zjednodušení tvaru dílu v modelu

### 3.4.1.3. Kontrolní výpočet normálového zatížení kol

Vedle mechanických rovnic soustavy těles byl pro kontrolu správnosti výpočtu motocykl také uvažován ve zjednodušeném modelu jako tuhé těleso s jediným těžištěm a pouze dvěma vazbami v kolech.

<sup>9</sup> Viz příloha



Obr. 88 Zjednodušený model - Normálové reakce v kontaktu s vozovkou

Normálové reakce v kolech takto vzniklého modelu lze dopočítat z momentových rovnovážných rovnic, sestavených postupně k jednotlivým osám kol. Reakce  $N_A$  a  $N_B$  se v součtu rovnají celkové uvažované tíze sestavy motocyklu s jezdce  $G_{moto}$ . Symbolem  $L$  je dle Obr. 88 myšlen rozvor os kol,  $a$ ,  $b$  pak značí polohu těžiště vůči jednotlivým osám kol.

$$N_A = G_{moto} * \frac{b}{L} \quad (44)$$

$$N_B = G_{moto} * \frac{a}{L} \quad (45)$$

Takto byly uvažovány všechny varianty motocyklu, tedy spalovací a elektrická, bez jezdce, s jedním jezdce a s jezdci dvěma.

Hodnota kót  $a$  a  $b$  byla určena odečtením polohy těžiště jednotlivých navrhovaných variant motocyklu od polohy os kol danými kótami  $x_A$  a  $x_B$  (Obr. 84) v základním souřadném systému.

$$a = abs(x_A - x_{Ti}) \quad (46)$$

$$b = abs(x_B - x_{Ti})$$

Tab. 18 Podélná poloha těžiště pro všechny uvažované varianty motocyklu

	SM 0J	SM1J	SM2J	EM 0J	EM 1J	EM 2J <sup>10</sup>
a [mm]	763	868	988	730	832	950
b [mm]	737	632	512	770	668	550

Výsledky výpočtu kontrolního jsou v následující tabulce.

Tab. 19 Výsledky kontrolního výpočtu pro zátěž 1G a pro obě navrhované varianty

zátěž 1g	SM 0J	SM 1J	SM 2J	EM 0J	EM 1J	EM 2J
$N_A$ [N]	845	1053	1118,5	883	1113	1202
$N_B$ [N]	878,2	1453	2171	840,3	1393	2087,6

#### 3.4.1.4. Výsledky statického výpočtu se svislou zátěží

Výpočtem ze statických rovnovážných rovnic byly určeny hodnoty jednotlivých reakcí ve vazbách mechanického modelu, a byly zapsány do tabulek Tab. 20 a Tab. 21.

<sup>10</sup> Vysvětlivky použitých zkratk jsou k nalezení v seznamu použitých zkratk na stránce X



*Tab. 20 Výsledky statické svislé zátěže 1g*

1g		SPALOVACÍ			ELEKTRO		
		bez jezdce	1 jezdec	2 jezdci	bez jezdce	1 jezdec	2 jezdci
RAZ	[N]	794	953	955	835	994	<b>995</b>
RBX	[N]	0	0	0	0	0	0
RBZ	[N]	933	1558	<b>2342</b>	892	1518	2301
RCF	[N]	-2385	-2892	-2897	-2515	-3022	<b>-3027</b>
RCU	[N]	-615	-755	-756	-651	-791	<b>-792</b>
RCC	[N]	2058	2491	2495	2169	2601	<b>2606</b>
RDX	[N]	-1690	-2855	<b>-4312</b>	-1614	-2779	-4236
RDZ	[N]	-1418	-2371	<b>-3563</b>	-1356	-2309	-3501
REF	[N]	2847	4809	<b>7264</b>	2719	4681	7136

Nejvíce zatěžovaným uzlem rámu je dle očekávání místo uložení tlumiče pérování zadní kyvné vidlice namáhané reakcí REF (body E a F).

Dalším vysoce namáhaným místem je čep uložení zadní vidlice do rámu (bod D, reakce RDX, RDZ) a sestava hlavy řízení (vazby C, CC, a jim příslušné reakce RCF, RCU, RCC).

Nejvyšších hodnot ve statickém zatížení je dosahováno při zatížení oběma jezdci a při trojnásobku gravitačního zrychlení, což by mělo částečně simulovat svislou zátěž rámu při průjezdu zatáčkou či při přejíždění nerovností na vozovce.

*Tab. 21 Výsledky statické zátěže 3,5g*

3,5 g		SPALOVACÍ			ELEKTRO		
		bez jezdce	1 jezdec	2 jezdci	bez jezdce	1 jezdec	2 jezdci
RAZ	[N]	2779	3335	3341	2922	3478	<b>3483</b>
RBX	[N]	0	0	0	0	0	0
RBZ	[N]	3264	5455	<b>8196</b>	3121	5312	8053
RCF	[N]	-834ý	-10121	-10139	-8802	-10576	<b>-10594</b>
RCU	[N]	-215+	-2642	-2647	-2277	-2768	<b>-2772</b>
RCC	[N]	7203	8717	8732	7591	9105	<b>9120</b>
RDX	[N]	-591ř	-9991	<b>-15091</b>	-5649	-9725	-14826
RDZ	[N]	-4961	-8297	<b>-12471</b>	-4744	-8080	-12254
REF	[N]	9964	1683ě	<b>25424</b>	9517	16385	24977

### 3.4.2. Mez adheze

Stav, kdy dojde k vyrovnání adhezní síly (součin zatížení kola a součinitele adheze) a přenášené síly na kole ( $M_k$  - točivý moment přiváděný na kolo,  $r_d$  - dyn. poloměr pneumatiky).

$$F_Z = \frac{M_k \cdot i_{\Sigma \text{ prevod}}}{r_{dZK}} = \mu \cdot N_{ZK} \quad (47)$$

Kde  $F_Z$  je hnací síla na obvodu zadního kola,  $M_k$  okamžitý točivý moment motoru,  $i_{\Sigma \text{ prevod}}$  celkový převodový poměr všech převodů v pohonném řetězci,  $r_{dZK}$  dynamický poloměr zadního kola,  $\mu$  součinitel tření mezi vozovkou a zadním kolem a konečně  $N_{ZK}$  značí zatížení zadního kola vlivem tíhy a při akceleraci, vlivem setrvačností hmot i podélného zrychlení  $a_{max}$ .

Vliv na výškovou polohu těžiště, která ovlivňuje výsledky těchto rovnic má také odpružení motocyklu. Jelikož je zde však řešena pouze první předběžná iterace návrhu rámu, a ostatní parametry vstupující do výpočtu jsou určeny také pouze přibližně, byl

v následujícím textu vliv propérování zanedbán, a uvažuji tak pro jednoduchost celý motocykl jako tuhé těleso.

### 3.5. Rozbor akcelerace

Maximálního zrychlení na rovině motocykl dosáhne, když na něj působí síla aerodynamického odporu zanedbatelné velikosti, tedy když se pohybuje nízkou rychlostí. [1]. Odpor ze stoupání je na rovině nulový.

#### 3.5.1. Akcelerace na mezi adheze

Mez adheze je stav mezi pneumatikou a vozovkou, kdy přenášený točivý moment, potažmo trakční síla na obvodu kola je rovna síle vyvolané svislým zatížením, přílnavostí pneumatiky a drsností vozovky, které jsou obě zahrnuty v součiniteli adheze  $\mu$ .

Maximální zrychlení omezené trakcí lze vyjádřit dle [1] vzorcem <sup>11</sup>:

$$a_{maxadh} = \frac{\mu g \frac{a}{L}}{1 - \mu \frac{h_T}{L}} - \frac{O_{air}}{m_{moto+j}} \quad (48)$$

Kde  $a_{maxadh}$  je maximální dosahované zrychlení omezené trakcí,  $\mu$  součinitel adheze mezi pneumatikou zadního kola a vozovkou,  $a$  vzdálenost těžiště sestavy motocykl-posádka od předního kola,  $L$  rozvor os kol,  $h_T$  výška těžiště sestavy od vozovky a  $O_{air}$  aerodynamický odpor působící na jedoucí motocykl. Jelikož uvažuji stav, kdy motocykl jede nízkou rychlostí, kdy se odpor vzduchu ještě tak výrazně neprojevuje jako u rychlostí vyšších (nad 80 km/h), lze člen  $O_{air}$  s dostatečnou přesností uvažovat za zanedbatelný.

Maximální hodnoty zrychlení omezeného trakcí (adhezí pneumatiky) dosahované motocyklem o předpokládaných parametrech (viz výše) nabývá hodnoty:

Tab. 22 hodnoty adhezí omezeného zrychlování motocyklu

	SM 1J	SM 2J	EM 1J	EM 2J
$a_{maxadh}$ [m.s-2]	6,78	8,59	6,34	7,27

#### 3.5.2. Akcelerace omezená stabilitou

Při akceleraci může také vlivem setrvačnosti hmot dojít k úplnému odlehčení předního kola a možnému následnému převrácení motocyklu dozadu. Teoretický rozbor tohoto jevu je popsán v kapitole 2.1. Dle vzorců z této kapitoly byly dopočítány hodnoty:

Tab. 23 hodnoty zrychlení omezeného stabilitou

	SM 1J	SM 2J	EM 1J	EM 2J
$a_{lim} = a_{převrácení}$ [m.s-2]	8,56	6,07	9,46	7,85

#### 3.5.3. Mechanický model pro akceleraci

Pro akceleraci byl na základě modelu pro statický výpočet vytvořen mechanický model zohledňující setrvačné síly při zrychlování a hnací sílu na kole zadním. Na předním kole byl pro prvotní výpočet uvažován jen valivý odpor a setrvačnost.

<sup>11</sup> Bylo upraveno značení, aby odpovídalo symbolům zavedeným zde.

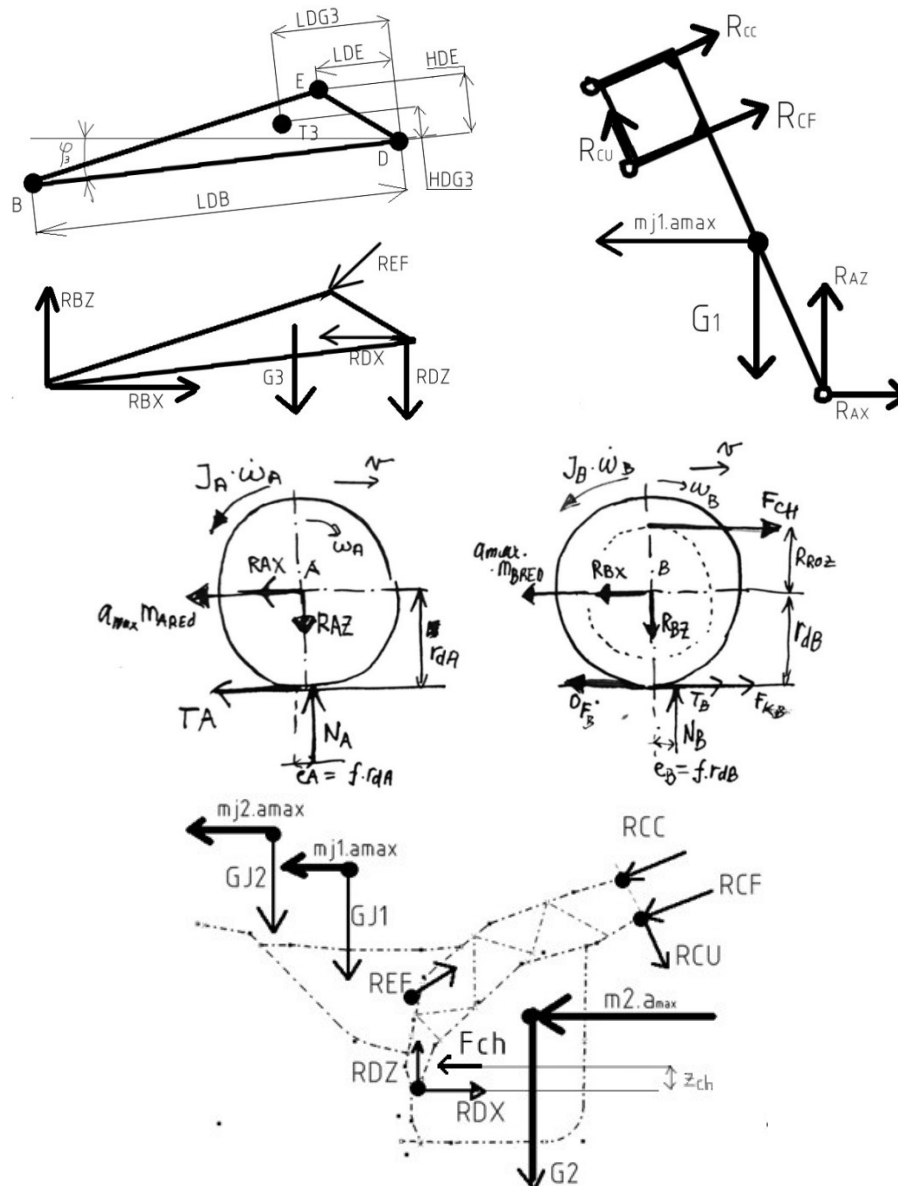
### 3.5.3.1. Kvazistatické rovnovážné rovnice

Na základě uvolnění těles z předchozí kapitoly byly sestaveny příslušné kvazistatické rovnice. Oproti rovnicím statickým se liší uvažováním vlivu valení kola a setrvačnosti těles při zrychlování. Vliv pružení zadní a přední vidlice je z důvodu výpočtu pro prvotní návrh opět zanedbán. Do rovnic byly dosazeny shodné hodnoty jako pro statický výpočet a hodnoty maximálního nebo minimálního zrychlení určené v předchozích kapitolách. Výpočet probíhal pro situaci s jedním jezdce a dvěma jezdcí. Síla v řetězu  $F_{CH}$  byla pro každý výpočet dopočtena dle hodnoty adhezního omezení.

$$F_{CH} = N_{ZK} \mu \frac{r_{dZK}}{R_{ROZ}} \quad (49)$$

Kde hodnota  $N_{ZK}$  odpovídá dynamickému zatížení zadního kola při zrychlování dle rovnice:

$$N_{ZK} = \frac{g m_{moto+j}}{L} * (a + \delta * a_{max} * \frac{h_T}{g}) \quad (50)$$



Obr. 89 Uvolnění těles pro stav zrychlování

Hodnoty polohy těžišť  $a$  a  $h_T$  jsou uvedeny v tabulce Tab. 15 a Tab. 18. Hodnoty normálové reakce zadního kola  $N_{ZK}$  a přibližné síly v řetězu  $F_{CH}$  uvádí Tab. 24.

Tab. 24 Hodnoty zatížení zadního kola NZK a síly v řetězu FCH při zrychlování

Tab. 25 Kontrolní kormálové reakce zadního a předního kola jednotlivých variant při zrychlování

spalovací				elektro			
$N_{ZK}$ [N]		$F_{CH}$ [N]		$N_{ZK}$ [N]		$F_{CH}$ [N]	
1 jezdec	2 jezdci	1 jezdec	2 jezdci	1 jezdec	2 jezdci	1 jezdec	2 jezdci
2443,4	3453	4512	6402,6	2377,3	3459,3	3875	6414,0

V případě výpočtu zatížení jen jedním jezdce byla hmotnost jezdce druhého položena jako rovna nule.

Těleso A (přední kolo):

$$-R_{AX} - m_{Ared} a_{max} - T_A = 0 \quad (51)$$

$$-R_{AZ} + N_A - m_A g = 0 \quad (52)$$

$$N_A f r_{dA} - T_A r_{dA} - J_A \dot{\omega} = 0 \quad (53)$$

Těleso B (kolo zadní):

$$-R_{BX} - m_B a_{max} + T_B + F_{CH} - O_{fB} = 0 \quad (54)$$

$$-R_{BZ} - m_B g + N_B = 0 \quad (55)$$

$$N_B F r_{dB} + J_B \dot{\omega} + T_B r_{dB} - F_{CH} = 0 \quad (56)$$

Těleso 1 (přední teleskopická vidlice – propérování zanedbáno):

$$R_{AX} + R_{CF} \sin \alpha - R_{CU} \cos \alpha + R_{CC} \sin \alpha - m_1 a_{max} = 0 \quad (57)$$

$$R_{AZ} + R_{CF} \cos \alpha + R_{CU} \sin \alpha + R_{CC} \cos \alpha - m_1 g = 0 \quad (58)$$

$$R_{AZ}(L_{AC} \cos \alpha + e_1 \sin \alpha) + R_{AX}(L_{AC} \sin \alpha - e_1 \cos \alpha) - R_{CC} L_{CCC} - m_1 g(L_{CG_1} \cos \alpha + e_1 \sin \alpha) - m_1 a_{max}(L_{CG_1} \sin \alpha + e_1 \cos \alpha) = 0 \quad (59)$$

Těleso 2: (rám, pohony, jezdci):

$$R_{DX} + R_{EF} \sin \psi - R_{CF} \sin \alpha + R_{CU} \cos \alpha - R_{CC} \sin \alpha - m_2 a_{max} - m_{j_1} a_{max} - m_{j_2} a_{max} - F_{CH} = 0 \quad (60)$$

$$R_{DZ} + R_{EF} \cos(\psi) - R_{CF} \cos \alpha - R_{CU} \sin \alpha - R_{CC} \cos \alpha - g(m_2 + m_{j_1} + m_{j_2}) = 0 \quad (61)$$

$$-R_{EF} z_F \sin \psi + R_{EF} x_F \cos \psi - m_2 g x_{G_2} - m_{j_1} g x_{j_1} - m_{j_2} g x_{j_2} + m_2 a_{max} z_{G_2} - m_{j_1} a_{max} z_{j_1} - m_{j_2} a_{max} z_{j_2} + R_{CU} (-x_C \sin \alpha - z_C \cos \alpha) + R_{CF} (-x_C \cos \alpha + z_C \sin \alpha) + R_{CC} (-x_{CC} \cos \alpha + z_{CC} \sin \alpha) + F_{CH} z_{CH} = 0 \quad (62)$$

Těleso 3 (zadní kyvná vidlice – propérování zanedbáno):

$$-R_{DX} + R_{BX} - R_{EF} \sin(\psi) - m_3 a_{max} = 0 \quad (63)$$

$$-R_{DZ} + R_{BZ} - R_{EF} \cos(\psi) - m_3 g = 0 \quad (64)$$

$$-R_{BZ} L_{DB} \cos \varphi_3 + R_{BX} L_{DB} \sin \varphi_3 + R_{EF} \cos(\psi) (L_{DE} \cos \varphi_3 + H_{DE} \sin \varphi_3) + R_{EF} \sin(\psi) (-L_{DE} \sin \varphi_3 + H_{DE} \cos \varphi_3) + m_3 g (L_{DG_3} \cos \varphi_3 + H_{DG_3} \sin \varphi_3) + m_3 a_{max} (L_{DG_3} \sin \varphi_3 + H_{DG_3} \cos \varphi_3) = 0 \quad (65)$$

### 3.5.3.2. Výsledky výpočtu

Výpočet byl opět proveden v rozhraní MATLAB jako řešení soustavy rovnic v maticovém zápisu. Jelikož je však počet neznámých reakcí o jednu menší než počet sestavených rovnic, byla vypuštěna momentová rovnice pro přední kolo. Uvažované

zrychlení působící na model motocyklu bylo uvažováno jako menší z dvojice zrychlení pro adhezní omezení pneumatik a zrychlení pro převrácení motocyklu kolem zadního kola.

Prováděný výpočet by bylo možné ještě zpřesnit o detailnější vyjádření vzájemně působících sil na rám, zahrnutí vlivu setrvačností a aerodynamického odporu.

S ohledem na momentovou rychlostní charakteristiku daného motoru je třeba také ověřit, zda může motocykl takového zrychlení vůbec dosahovat, zda se dříve nedostane na hranici možného výkonu.

Nulové hodnoty sil NA a TA v místě kontaktu předního kola s vozovkou jsou způsobeny úplným odlehčením předního kola.

Hodnoty TA i TB splňují podmínku valení:

$$T \leq N \cdot \mu \quad (67)$$

Nejvyšší zatížení je dosahováno opět tehdy, jsou-li na motocyklu oba jezdci, v místě uložení tlumiče a v místě uložení ložiska zadního kola a to pro zrychlování na mezi adheze u elektrické varianty motocyklu. Velké rozdíly mezi kontrolním výpočtem a výsledky výpočtu pravděpodobně ukazují na chybu v zadání rovnovážných rovnic a zjednodušeného modelu.

Tab. 26 Výsledky výpočtu zatížení zjednodušeného modelu při akceleraci

		SM 1J	SM 2J	EM 1J	EM 2J
$a_{adhezni}$ [m.s <sup>-1</sup> ]		6,78	8,59	6,34	7,27
$a_{převrácení}$ [m.s <sup>-1</sup> ]		8,56	6,07	9,46	7,85
$a_{max}$ uvažované v modelu [m.s <sup>-1</sup> ]		<b>6,78</b>	<b>6,07</b>	<b>6,34</b>	<b>7,27</b>
RAX	[N]	-73	<b>-75</b>	-46	-71
RAZ	[N]	68	<b>-317</b>	205	-300
RBX	[N]	6324	<b>9015</b>	5621	9014
RBZ	[N]	2443	3613	2424	<b>3714</b>
RCF	[N]	229	<b>3903</b>	-553	2045
RCU	[N]	-40	69	-146	<b>284</b>
RCC	[N]	-90	<b>-3150</b>	599	-1731
RDX	[N]	3854	<b>5257</b>	2960	5059
RDZ	[N]	-909	-1492	-1192	<b>-1648</b>
REF	[N]	4092	6270	4420	<b>6590</b>
NA	[N]	127	0	<b>264</b>	-242
TA	[N]	<b>20</b>	0	-7	14
NB	[N]	2541	3711	2522	<b>3812</b>
TB	[N]	1896	2688	1826	<b>2691</b>

### 3.6. Rozbor brzdění

Při brzdění je nejvíce namáháno okolí hlavy řízení. Důvodem je dlouhá přední vidlice, na které je umístěno přední kolo, které je při brzdění navíc ještě přitěžováno vlivem

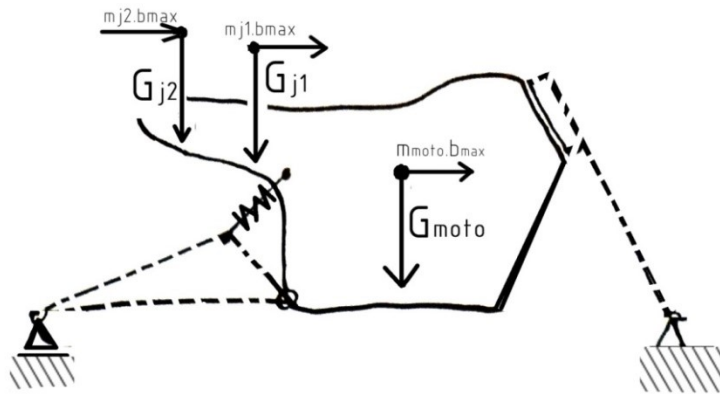
setrvačných sil. Ty byly však pro účely prvotního návrhu koncepce řešení uložení pohonů zanedbány.

### 3.6.1. Brzdění na mezi adheze

#### 3.6.1.1. Uvolnění těles

Pro uvolnění částí brzdícího motocyklu lze vycházet ze stavu akcelerace, přičemž je potřeba uvažovat obě kola brzdící. Na kola také nepůsobí žádná hnací síla a síla od řetězu (resp. řemene).

Pro prvotní návrh byl však uvažován jen zjednodušený model vycházející ze statického modelu, do něhož byly přidány setrvačné účinky hmot 1, 2, 3. Vazby C, CC, D, EF jednotlivých těles odpovídají předchozím modelům akcelerace a statické zátěže, vazby A a B jsou zaměněny dle obrázku Obr. 90, přičemž vazba A (přední kolo) je vazbou rotační a vazba B (kolo zadní) vazbou obecnou umožňující posuv v podélné ose x a rotaci. Toto zjednodušení je na straně bezpečnosti, v reálu dojde při brzdění k vyčerpání meze adheze na brzdách, nebo na pneumatice, a kolo začne prokluzovat. Vliv poloměru kola a závleku byl v modelu zanedbán, což vede k nepřesnostem.



Obr. 90 Brzdění, zjednodušený model

#### 3.6.1.2. Rovnice rovnováhy brzdění

$$R_{CF} \sin \alpha - R_{CU} \cos \alpha + R_{CC} \sin \alpha + m_1 b_{max} = 0 \quad (68)$$

$$R_{AZ} + R_{CF} \cos \alpha + R_{CU} \sin \alpha + R_{CC} \cos \alpha - m_1 g = 0 \quad (69)$$

$$R_{AZ}(L_{AC} \cos \alpha + e_1 \sin \alpha) - R_{CC} L_{CCC} - m_1 g (L_{CG_1} \cos \alpha + e_1 \sin \alpha) + m_1 b_{max} (L_{CG_1} \sin \alpha + e_1 \cos \alpha) = 0 \quad (70)$$

$$R_{DX} + R_{EF} \sin \psi - R_{CF} \sin \alpha + R_{CU} \cos \alpha - R_{CC} \sin \alpha + (m_2 + m_{j_1} + m_{j_2}) b_{max} = 0 \quad (71)$$

$$R_{DZ} + R_{EF} \cos(\psi) - R_{CF} \cos \alpha - R_{CU} \sin \alpha - R_{CC} \cos \alpha - g(m_2 + m_{j_1} + m_{j_2}) = 0 \quad (72)$$

$$\begin{aligned}
 R_{EF} z_F \sin \psi + R_{EF} x_F \cos \psi - m_2 g x_{G_2} - m_{j_1} g x_{j_1} - m_{j_2} g x_{j_2} - m_2 b_{\max} z_{G_2} & \quad (73) \\
 - m_{j_1} b_{\max} z_{j_1} - m_{j_2} b_{\max} z_{j_2} + R_{CU} (-x_C \sin \alpha - z_C \cos \alpha) \\
 + R_{CF} (-x_C \cos \alpha + z_C \sin \alpha) + R_{CC} (-x_{CC} \cos \alpha + z_{CC} \sin \alpha) = 0
 \end{aligned}$$

$$-R_{DX} - R_{EF} \sin(\psi) + m_3 b_{\max} = 0 \quad (74)$$

$$-R_{DZ} + R_{BZ} - R_{EF} \cos(\psi) - m_3 g = 0 \quad (75)$$

$$\begin{aligned}
 -R_{BZ} L_{DB} \cos \varphi_3 + R_{BX} L_{DB} \sin \varphi_3 + R_{EF} \cos(\psi) (L_{DE} \cos \varphi_3 + H_{DE} \sin \varphi_3) & \quad (76) \\
 + R_{EF} \sin(\psi) (-L_{DE} \sin \varphi_3 + H_{DE} \cos \varphi_3) \\
 + m_3 g (L_{DG_3} \cos \varphi_3 + H_{DG_3} \sin \varphi_3) \\
 - m_3 b_{\max} (-L_{DG_3} \sin \varphi_3 + H_{DG_3} \cos \varphi_3) = 0
 \end{aligned}$$

Jako zpomalení byl pro každý výpočet uvažován stav brzdění na mezi adheze, u žádné z variant nedojde vlivem polohy těžiště motocyklu s jezdce v uvažované poloze k odlehčení zadního kola a brzdění na limitu stability před vyčerpáním adheze předního kola. Tento model neuvažuje s posunem těžiště jezdce vlivem jeho setrvačnosti, nebo jeho působení na řídítka. Toto zjednodušení způsobuje, že dle výpočtu dojde nejdříve k vyčerpání adheze a teprve pak k možnému převrácení, což ne zcela odpovídá skutečnosti.

Tab. 27 hodnoty mezních zpomalení při brzdění

$[m \cdot s^{-1}]$	SM 1J	SM 2J	EM 1J	EM 2J
$b_{adhez}$	<b>7,84</b>	<b>9,86</b>	<b>7,85</b>	<b>9,63</b>
$b_{lim}$	11,67	11,71	11,70	10,70

### 3.6.1.3. Výsledky výpočtu

brzdění mez adheze	SM 1J	SM 2J	EM 1J	EM 2J
RAX [N]	-2680	-3975	-2769	<b>-4065</b>
RAZ [N]	1671	1609	<b>1798</b>	1736
RBZ [N]	840	<b>902</b>	831	893
RCF [N]	9152	16270	9226	<b>16346</b>
RCU [N]	-2610	-3154	-2764	<b>-3309</b>
RCC [N]	-7594	-13556	-7648,57	<b>-13611</b>
RDX[N]	-1071	<b>-1146</b>	-1059	-1133
RDZ [N]	-1646	<b>-1768</b>	-1629	-1749
REF [N]	3016	<b>3245</b>	2984	3210

### 3.6.2. Jízda po předním kole

Při dosažení limitního stavu brzdění, kdy výslednice součtu gravitační a setrvačné síly protíná rovinu vozovky v oblasti před bodem dotyku kola předního s vozovkou (viz kap. 2.1), dochází k úplnému odlehčení zadního kola a veškerou hmotnost a brzdnu sílu přenáší kolo přední. Nedojde-li ke stabilizaci, motocykl se převrátí dopředu.

Pro vyšetření stavu zátěže při jízdě po předním kole byl sestaven zjednodušený model motocyklu v rovnovážné poloze (Obr. 91), podle nějž byly sestaveny statické rovnovážné rovnice pro určení reakcí ve vazbách A, C, CC. Uvažováno je zatížení jedním jezdcem a těžší elektrická varianta motocyklu.

$$R_{AX} + R_{CX} = 0 \quad (77)$$

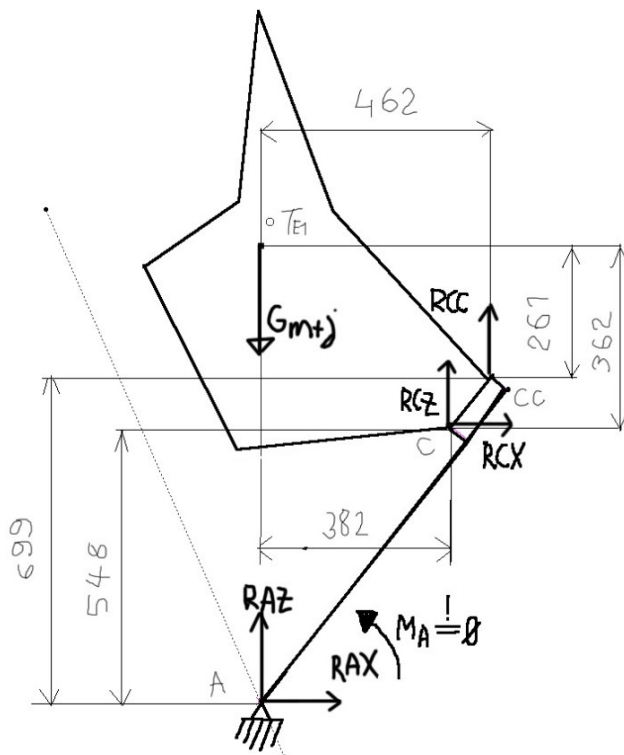
$$R_{AZ} + R_{CZ} + R_{CC} = 0 \quad (78)$$

$$383 \cdot R_{CZ} + 462 \cdot R_{CC} - 548 \cdot R_{CX} - M_A = 0 \quad (79)$$

$$-R_{CX} = 0 \quad (80)$$

$$-R_{CZ} - R_{CC} - G_{m+j} = 0 \quad (81)$$

$$-362 \cdot R_{CX} - 383 \cdot R_{CZ} - 462 \cdot R_{CC} = 0 \quad (82)$$



Tab. 28 Výsledky výpočtu zatížení po kole předním

RAX	[N]	0
RAZ	[N]	-2923
RCX	[N]	0
RCZ	[N]	17096
RCC	[N]	-14173
MA	[Nm]	0

Obr. 91 Zjednodušený model stavu zatížení stojem na předním kole

Dopočtené hodnoty reakcí jsou uvedeny v tabulce Tab. 28.

Úhel natočení od základního souřadného systému značený jako  $\zeta$ , potřebný při přepočtu na axiální a radiální zatížení ložisek hlavy řízení a také pro zadání sil působících na model při strukturní MKP analýze návrhu lze určit buď přímým odměřením z CAD modelu, nebo ze souřadnic jednotlivých bodů pravoúhlého trojúhelníka s přeponou určenou body A a T (střed předního kola a těžiště sestavy elektro varianta motocyklu-jezdec) Polohy bodů jsou uvedeny v kapitole 3.3.5 a v tabulkách a grafech v této kapitole uvedených..

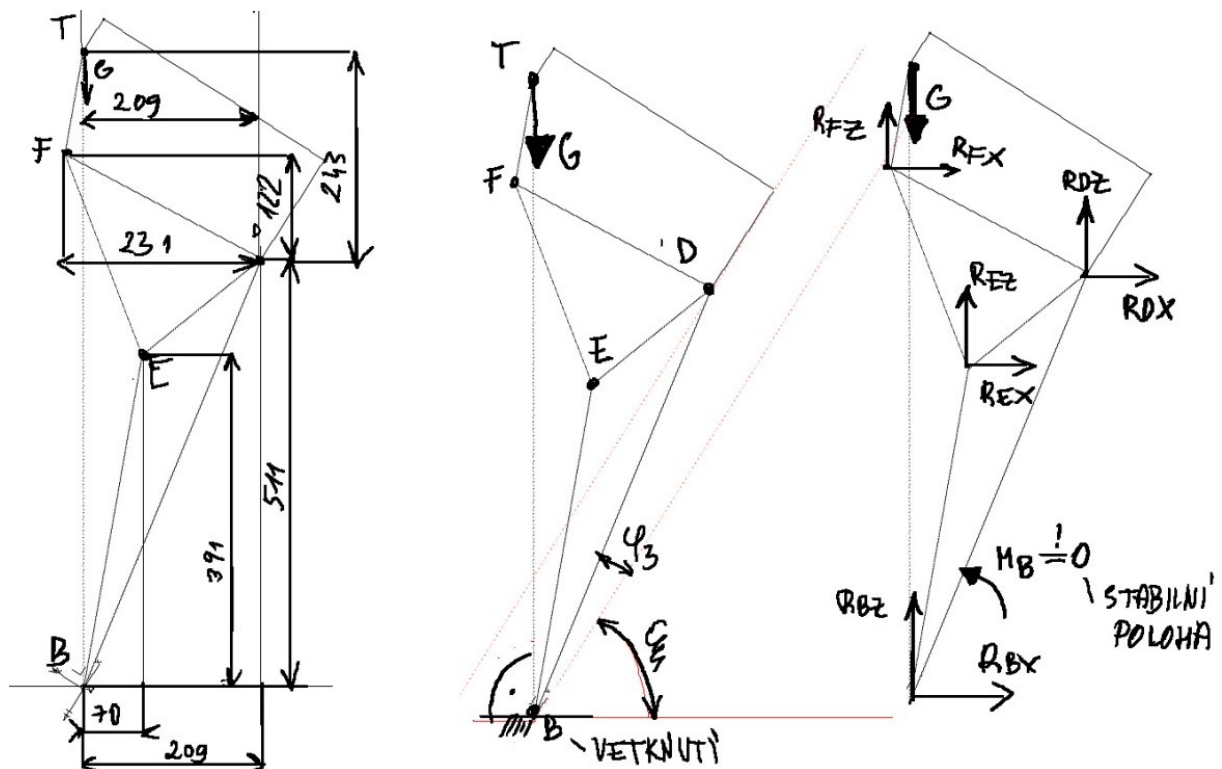


$$\zeta = \arctg\left(\frac{z_T - z_A}{x_A - x_T}\right) = \arctg\left(\frac{272 - (-95)}{960 - 10}\right) = 21,12^\circ \quad (83)$$

### 3.6.3. Jízda po zadním kole

Na zadní kolo se motocykl může dostat při dostatečně velké akceleraci. Vliv na tento jev má i odpor aerodynamický, který působí v aerodynamickém středu čelní plochy, a má tak přímý vliv na momentovou rovnováhu motocyklu. V tomto případě zatím neznám parametry čelní plochy stroje a je uvažováno zrychlování z malé rychlosti, kdy odpor vzduchu není natolik výrazný.

Při jízdě po zadním kole dochází k úplnému odlehčení kola předního, veškeré zatížení do vozovky přenáší jen kolo zadní. Při výpočtu uvažuji stav, kdy motocykl jede po zadním kole ustáleně.



Obr. 92 Stojka na zadním kole- mechanický model zjednodušený pro řešení vazeb B, D, E, F

Při jízdě (stojce) na zadním kole musí být při zanedbání sil od pohonu, setrvačností při zrychlování av neposlední řadě aerodynamického odporu, těžiště motocyklu s jezdce nad bodem dotyku zadního kola s vozovkou, a tedy i nad osou zadního kola. Jedná se o rovnovážnou polohu staticky labilní. Pro vyjádření reakcí ve zjednodušeném modelu byly sestaveny následující statické rovnice. Zanedbána byla tíha kola a ZKV, obě byly přiřazeny k hmotnosti sestavy motocykl-jezdec, reprezentované tíhovou silou G. Rozměry byly odečteny z CAD modelu

$$R_{BX} + R_{DX} + R_{EX} = 0 \quad (84)$$

$$R_{BZ} + R_{DZ} + R_{EZ} = 0 \quad (85)$$

$$-391 \cdot R_{EX} + 70 \cdot R_{EZ} - 511 \cdot R_{DX} + 209 \cdot R_{DZ} + M_B = 0 \quad (86)$$

$$R_{FX} = R_{EX}; R_{EZ} = R_{FZ} \quad (87)$$

$$-R_{DX} - R_{EX} = 0 \quad (88)$$

$$-R_{DZ} - R_{EZ} - G = 0 \quad (89)$$

$$209 \cdot G + 122 \cdot R_{EX} + 231 \cdot R_{EZ} = 0 \quad (90)$$



Zatížení bude nejvyšší při maximální hodnotě tíhy  $G$ , tedy dle Tab. 15 (předpokládané hmotnosti jednotlivých variant motocyklu) bude nejvyššího zatížení dosaženo u elektrické varianty (298 kg včetně jezdce).

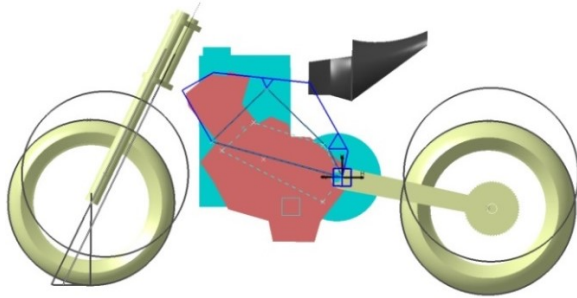
$$G = (m_{elektro} + m_{jezdec}) \cdot 9,81 = (218 + 80) \cdot 9,81 = 2923,4 \text{ N} \quad (91)$$

Tab. 29 Výsledky výpočtu reakcí ve vazbách zjednodušeného modelu jízdy na zadním kole

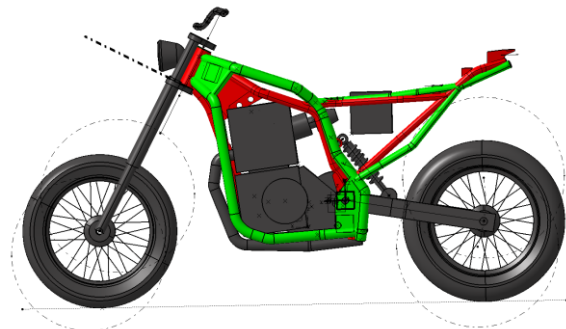
RBX	0	[N]
RBZ	2923	[N]
RDX	-1260	[N]
RDZ	384	[N]
REX=RFX	1261	[N]
REZ=RFZ	-3307	[N]
MB	0	[Nm]

### 3.7. Návrh koncepce nosného rámu dle okrajových podmínek

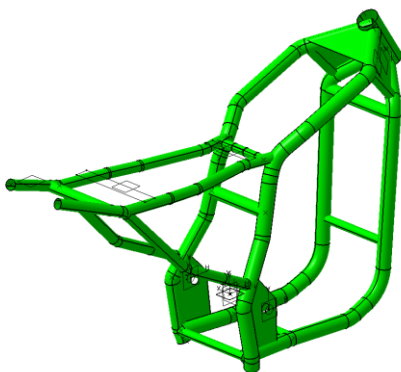
Návrh 3D modelu rámu byl prováděn v programu CATIA V5. Tvorba modelu byla prováděna s ohledem na určené okrajové podmínky a předem provedené výpočty. Během procesu zpracování vzniklo několik verzí modelu, které byly postupně převedeny na verzi následující. Na ukázkou postupu je několik obrázků ukazujících postupný vývoj 3D modelu.



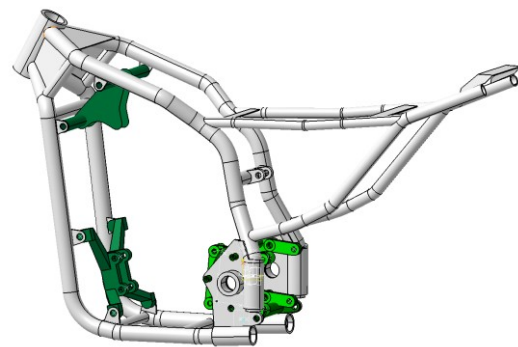
Obr. 93 Stav modelu na začátku projektu. Na obrázku jsou patrné obálky pohonů a sedla, vidět je i předpokládaná přední a zadní vidlice. Naznačena je i základní geometrie rámu.



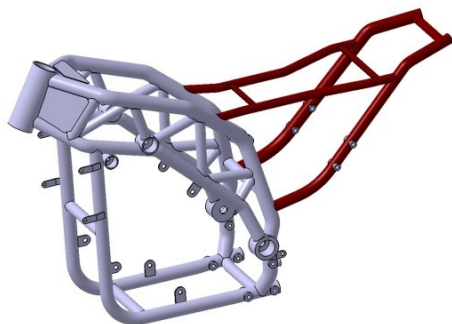
Obr. 94 První verze (zelená) nového rámu stav říjen 2018, porovnání s rámem původním ze stroje Yamaha XT660 (červená). Akumulátory elektro verze byly tehdy uvažovány dva po vzoru ZERO SR



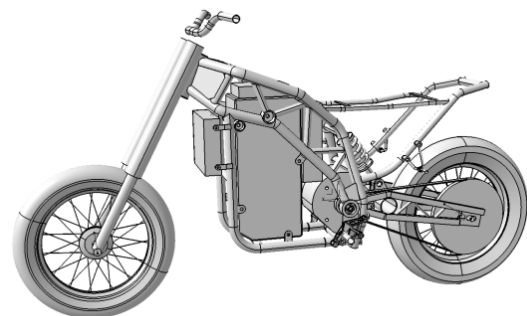
Obr. 95 První náčrt nového rámu (10/2018)



Obr. 96 Rám s montážními body a adaptéry oba systémy pohonů (stav k lednu 2019)



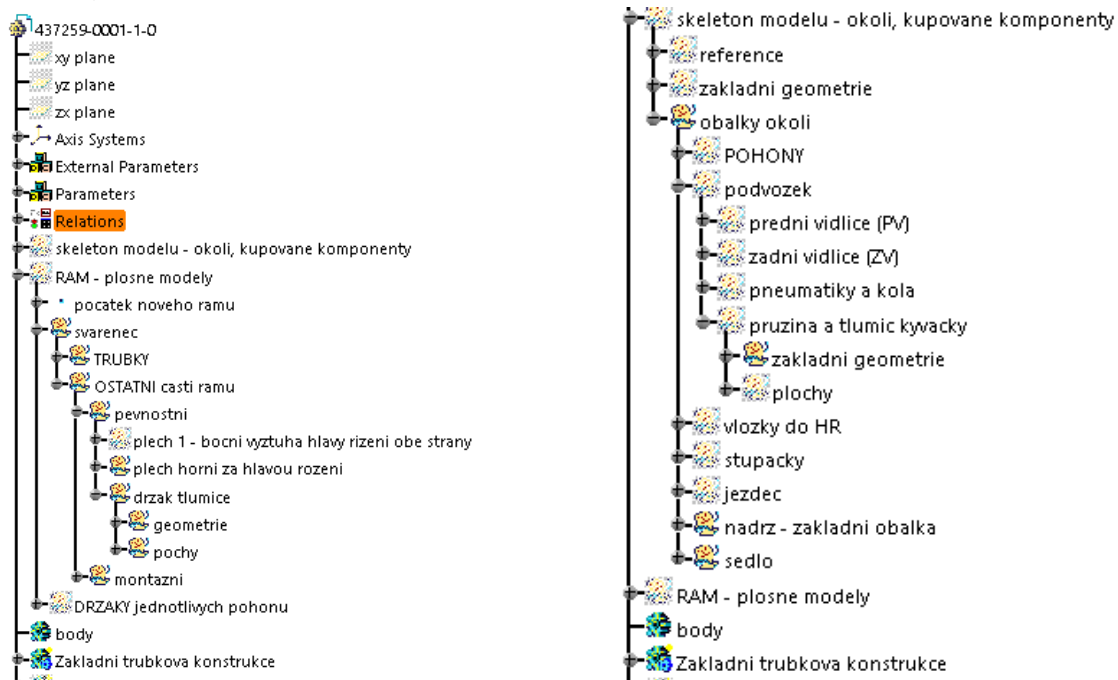
Obr. 97 Současná podoba základního svařence. Přidána výtzuha v podobě příhradové konstrukce. Změna vedení trubek od hlavy řízení



Obr. 98 Současná verze zástavby elektropohonu s jediným blokem akumulátoru

Strom CAD modelu rámu a komponent by měl být správně členěn na geometrii, tzn. roviny skic, skici, body, přímky, křivky, vzájemně na sebe navázané, v další úrovni na plošnou a na objemovou část daného dílu.

Důsledné dodržení jednotné struktury umožní snadnou práci s dílem. Jelikož však seznamování se s metodikou skeletonového a plošného modelování probíhalo během procesu tvorby modelu, jsou někde tyto zásady v přiloženém CAD modelu bohužel drobně porušeny.



Obr. 99 Části struktury stromu plošné části CAD modelu základního dílu rámu členěné na roviny, body, skici a plochy. Vazby mezi jednotlivými díly nejsou ve stromu systému CATIAV5 zobrazeny.

### 3.7.1. Hlavní konstrukční uzly ovlivňující

#### 3.7.1.1. Sekundární převod spalovací varianty

U verze využívající k pohonu motor spalovací bude sekundární převod, tedy převod mezi výstupem z převodovky a zadním kolem, řešen pomocí řetězu, tedy totožně, jako na motocyklech ze kterých byl převzat spalovací motor. Pro tento účel byl zvolen řetěz typu 520 (používaný ve strojích se stejným SM [4] [5]), který také využívají stroje Yamaha XT660 a JAWA 660. Zvolený řetěz byl ověřen návrhem na únosnost maximální síly v řetězu. [2]

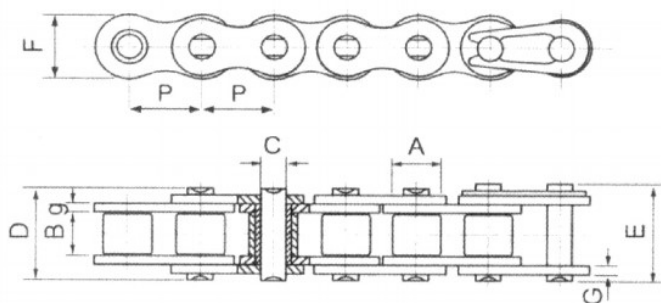
Určení síly působící v řetězu je provedeno na základě maximálního točivého momentu na výstupu z převodovky SM. Ve výpočtovém vztahu symbol  $F_{CH}$  značí sílu v řetězu,  $M_{kSM}$  maximální točivý moment ze spalovacího motoru (viz Obr. 62), a  $i_i$  jsou hodnoty převodů primárního a nejnižšího převodového stupně ( $I^\circ$ ). Parametr  $r_{roz1}$  značí poloměr střední kružnice pastorku řetězového převodu.

$$F_{CH} = \frac{1}{r_{roz1}} \cdot M_{kSM} \cdot i_{prim} \cdot i_{I^\circ} = \frac{1}{0,038} \cdot 57 \cdot 2,097 \cdot 2,5 = 7875 \text{ N} \ll 32 \text{ kN} \quad (92)$$

Tato hodnota je výrazně nižší než únosnost řetězu udávaná výrobcem [28]. (viz Tab. 30).

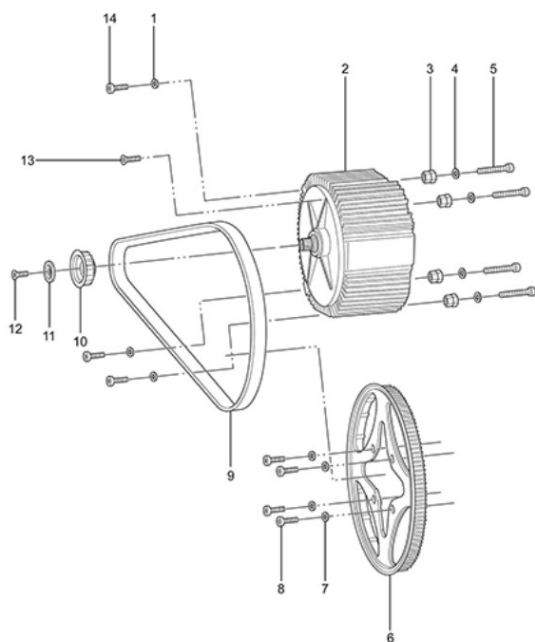
*Tab. 30 Řetěz typu 520*

rozteč P	15,88 mm
vnitřní šířka B	6,48 mm
vnější šířka D	17,9÷20,3 mm
průměr válečku A	10,16 mm
minimální pevnost	32-33 kN

*Obr. 100 Základní rozměry převodového řetězu*


### 3.7.1.2. Převod na kolo u elektrické varianty řešení pohonu

Pohon navrhované elektrické varianty vychází ze schématu pohonu používaného výrobcem ZERO. Elektromotor je tedy uložen v souose s čepý zadní vidlice, a pohyb je přenášen na zadní kolo pomocí ozubeného řetězu. Ten výrobce ZERO používá dle stránek [26] řemen s rozestupy 11 mm a šířce 17 mm (Obr. 101). Jelikož je u navrhovaného stroje tento mechanický převod jediný, je metodickou chybou nazývat jej převodem sekundárním, ačkoli se nachází na stejném místě jako u spalovací varianty.



Callout	Part Number	Part Name	Qty. per Motorcycle
1	90-02104	WASHER ISO 7089 -8-200 HV ZM-F-01 REV 02	1
2	30-08100	ZF75-7 R IPM MOTOR SPLINED SHAFT	1
3	20-04774	MOTOR JACK SCREW INNER	4
4	90-02104	WASHER ISO 7089 -8-200 HV ZM-F-01 REV 02	4
5	90-05179	HEXAGON SOCKET HEAD CAP SCREW ISO 4762 M8X60-8.8 ZM-F-01 REV 03	1
6	30-08109	WHEEL SPROCKET 90T 11MM PITCH 17MM WIDE BELT COATED	1
7	90-02104	WASHER ISO 7089 -8-200 HV ZM-F-01 REV 02	4
8	90-08053	M8X30 HEXOBULAR SOCKET PAN HEAD ISO 14583 CLASS 10.9 ZM-F-01 REV 04 ZM-L-02 REV 01	4
9	30-08086	BELT 158T 11MM PITCH 17MM WIDE	1
10	30-08116	MOTOR SPROCKET 20T 11MM PITCH 17MM WIDE BELT ASSEMBLED	1
11	20-05453	LOW PROFILE BELT SPROCKET MOTOR SHAFT TOPHAT	1
12	90-08108	HEXALOBULAR SOCKET COUNTERSUNK HEAD SCREW ISO 14581 M10X25-10.9 ZM-F-01 REV 03 NOTE: Motor sprocket bolt	1
13	90-08037	HEXALOBULAR (6 LOBE) SOCKET FLAT HEAD COUNTERSUNK SCREW ISO 14582 M8X30-10.9 ZM-F-01 REV 04	1
14	90-02096	MOTOR MOUNTING LEFT FRONT TOP AND LEFT FRONT BOTTOM BOLT	3

*Obr. 101 Řemenový převod stroje ZERO SR s příslušným kusovníkem převzatým z [27]*

Maximální síla v řemenovém převodu byla dopočítána obdobně jako u řetězu k motoru spalovacímu.

$$F_{belt} = \frac{1}{r_{roz1}} \cdot M_{kEM} = \frac{1}{0,035} \cdot 120 = 3428N \quad (93)$$

Převod tohoto mechanismu byl zvolen roven hodnotě 4,5 (viz 3.3.2, opsáno z motocyklu ZERO SR [26][27], Obr. 101). Malou řemenici uvažují o průměru roztečné kružnice zubů 70mm, velká řemenice by tak měla mít roztečnou kružnici o průměru 315mm.

Návrh řemene je odvislý od parametrů elektromotoru a únosnosti. Předběžně je zvolen řemen shodný s řemenem používaným v motocyklu ZERO SR[27], tedy 11mm rozteč a 17mm šířku. Problematickou je délka řemene, která nelze volit jako libovolná, jelikož nelze řemen vyrobit libovolně. Motocykl ZERO SR používá řemen o délce 158 zubů, což při 11 mm rozteči odpovídá délce 1738mm.

Dostupná délka řemene ovlivní délku zadní kyvné vidlice a nepřímo tak i rozvor os kol celého motocyklu. Pastorek a kolo řemenového převodu uvažují jako vyráběné na míru tomuto projektu.

### 3.7.1.3. Průřezy trubek, tloušťky plechů

Pro první návrh byly trubky a plechy navrženy odhadem, jejich průřezy a tloušťky budou případně upraveny podle výsledků statické analýzy.

Pro trubky byl vybrán materiál ČSN 11 373, který je vhodný pro svařování a pro tvorbu rámových konstrukcí. [38], [35], [39], [40]

Základní mechanické vlastnosti tohoto materiálu jsou uvedeny v tabulce Tab. 31.

Navržen byl pouze průřez a velikost trubky hlavy řízení, v níž je uložena osa otáčení přední vidlice. Silové účinky v této části rámu byly zjištěny rozbořem mechanického modelu sestavy motocyklu a dopočteny pro první iteraci návrhu z klasické pevnostní teorie kombinovaného namáhání.

Tab. 31 Vlastnosti materiálu EN 1.0038 (též DIN S235JR; ČSN 11 373)

mez kluzu	mez pevnosti	modul pružnosti v tahu	poissonova konst.	modul pružnosti ve smyku	mez únavy
$\sigma_e$	$\sigma_m$	$E$	$\nu$	$G$	$\sigma_k$
200 MPa	380 MPa	190 GPa	0,29	73 GPa	140 MPa

Avšak s ohledem na celkovou konstrukci sestavy hlavy řízení (viz Obr. 107 Sestava hlavy řízení) a použití ložisek stejných jako v hlavě řízení stroje ZERO SR (viz kap. 0, [27]) byla trubka hlavy řízení tomuto požadavku přizpůsobena. Ve výsledku by tak měla mít průměr 70mm a tloušťku stěny 5mm. Délka trubky je pro první iteraci návrhu uvažována rovna hodnotě 180mm.

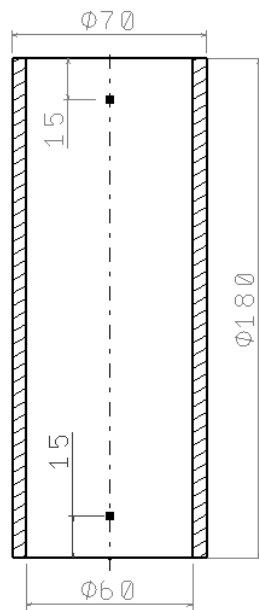
Trubka hlavy řízení byla pro přibližný výpočet namáhání modelována jako vetknutá na obou koncích (simulace svarů se zbytkem rámu) a zatížena v místech uložení ložisek silami odpovídajícími zátěžnému stavu brzdění.

Při návrhu nebyla uvažována síla ve směru osy y. Toto zjednodušení vede k nepřesnostem ve výsledcích.

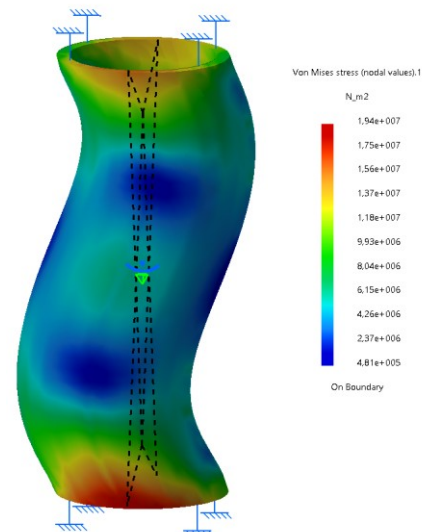
Samotná kontrola průřezu byla provedena ve zjednodušeném modelu v analytickém prostředí CATIA Generative Structural Analysis.

V modelu byly vyznačeny středy uložení ložisek, kam byly zavedeny reakce zjištěné pro zátěžný stav svislého zatížení 3,5g. Maximální napětí na díle je dle výsledků předběžné strukturní analýzy rovno 19,4 N.mm<sup>-2</sup>, což je výrazně méně než dovolené hodnoty napětí pro vybraný materiál. [39]

Ostatní trubky byly navrženy předběžně odhadem a podrobeny přezkoumání při analýze návrhu. Tam je možno udělat i změnu návrhu.



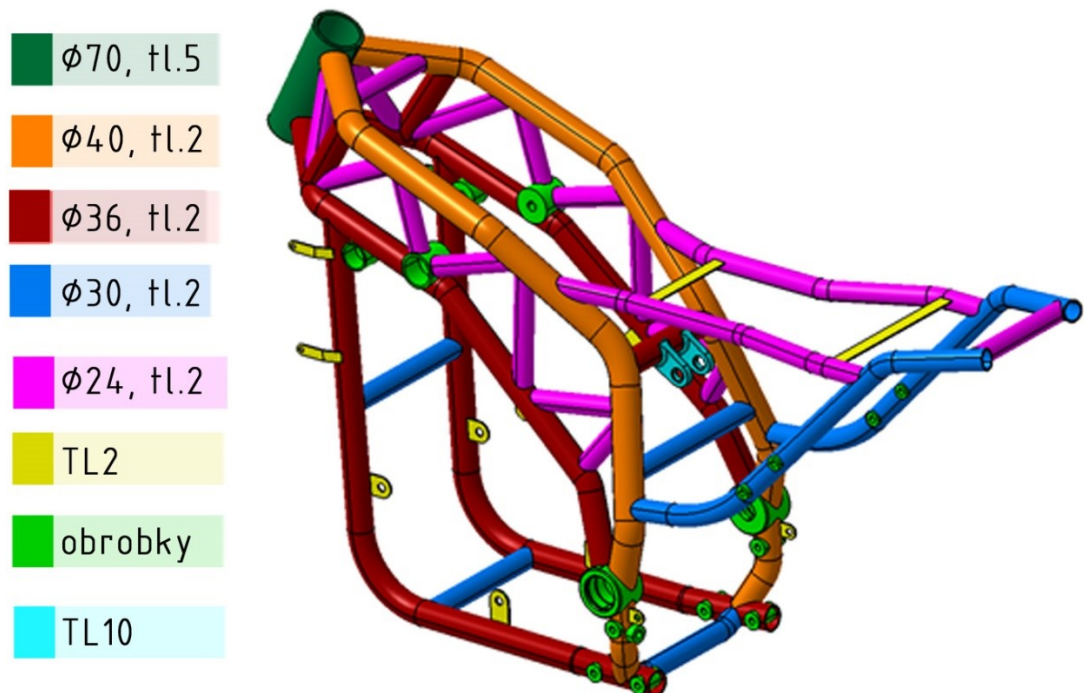
Obr. 102 Základní tvar dílu hlavy řízení použitý pro předběžnou analýzu rozměrů dílu. Vyznačeny jsou body C a CC z mechanických modelů, jež reprezentují středy ložisek uložení osy řízení



Obr. 103 Analýza dílu hlavy řízení pro prvotní kontrolu rozměrů dílu. Deformace záměrně zvětšeny

Naznačení použití jednotlivých průřezů a tlouštěk trubek a plechů je naznačeno na následujícím obrázku Obr. 104.

Tyto zvolené rozměry trubek by měly být následně ověřeny při detailní strukturální analýze rámu a dále optimalizovány, aby bylo zajištěno vhodné využití použitého materiálu, a rám tak nebyl zbytečně těžký.



Obr. 104 Možné řešení jednotlivých dílů společné sestavy svařence rámu dle průměru a tloušťky stěny

### 3.7.2. Volba a návrh jednotlivých komponent namontovaných k rámu

#### 3.7.2.1. Kola a pneumatiky

Kola a pneumatiky použité na navrhovaném stroji jsou zvolena shodná se strojem Yamaha XT660 a JAWA 660 Sportard. S podobnými koly se lze setkat u většiny motocyklů z této kategorie. Pro porovnání jsou uvedeny i rozměry kol a jejich obutí z motocyklu ZERO S, SR, vše dohledáno v katalogích výrobců. Kola a pneumatiky byly do CAD modelu rámu zaneseny jen jako hrubé obálkové plochy určující místo kol v prostoru. V tabulce jsou uvedeny vnější rozměry pneumatik vypočtené z jejich značení.

Všechna kola mají shodně průměr 17", což odpovídá průměru 431,8 mm.

Tab. 32 Kola a pneumatiky referenčních motocyklů

motocykl		JAWA	Yamaha	ZERO
značení pneumatik	přední	120/70-R17	110/80-R17	110/70-R17
	zadní	170/60-R17	150/70-R17	140/70-R17
vnější průměr [mm]	přední	599,8	607,8	585,8
	zadní	635,8	641,8	627,8
šířka [mm]	přední	120	110	110
	zadní	170	150	140

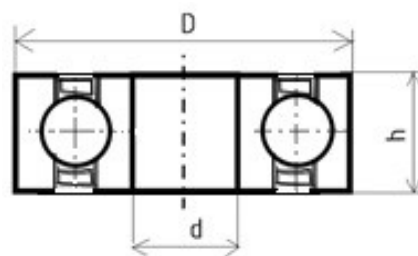
#### 3.7.2.2. Ložiska v kolech

Pro uložení kol na hřídelích byla zvolena ložiska používaná ve stroji ZERO SR [27]. Jelikož je předpokládána hmotnost navrhovaného motocyklu podobná váze motocyklu ZERO SR (210 kg), považuji to za možné řešení.

Jedná se o ložisko značené 6204 a na referenčním motocyklu je použito jak pro uložení kol tak i pro uložení čepů zadní vidlice do rámu. Stejnou cestou jsem se vydal i ve svém návrhu.

Tab. 33 Parametry ložiska 6204

D [mm]	47
d [mm]	20
h [mm]	14
únosnost [kN]	13,5
zátěž v motocyklu [kN]	8,1958



Obr. 105 Rozměry ložiska 6204, obecně

Únosnost zvolených ložisek byla podrobena porovnání s hodnotou zatížení zjištěnou statickým silovým rozbořem (3,5g) [30]. Výsledky jsou v tabulce Tab. 33.

#### 3.7.2.3. Přední teleskopická vidlice

Tab. 34 parametry přední teleskopické vidlice zanesené do CAD modelu rámu

Průměr teleskopického prvku PV	43 mm
--------------------------------	-------

Teleskopické pružicí a tlumicí prvky přední vidlice bude ve výrobě pravděpodobně díl kupovaný, a tak byla přední vidlice do CAD modelu zanesena jen jako obálková plocha sloužící k představě o jejích vnějších rozměrech. S ohledem na podobnost navrhovaného motocyklu s motocykly JAWA 660 a Yamaha XT660 a ZERO SR po stránce parametrů, byla v servisních manuálech ([4]; [5]; [12]; [27]) dohledána používaná přední vidlice v těchto



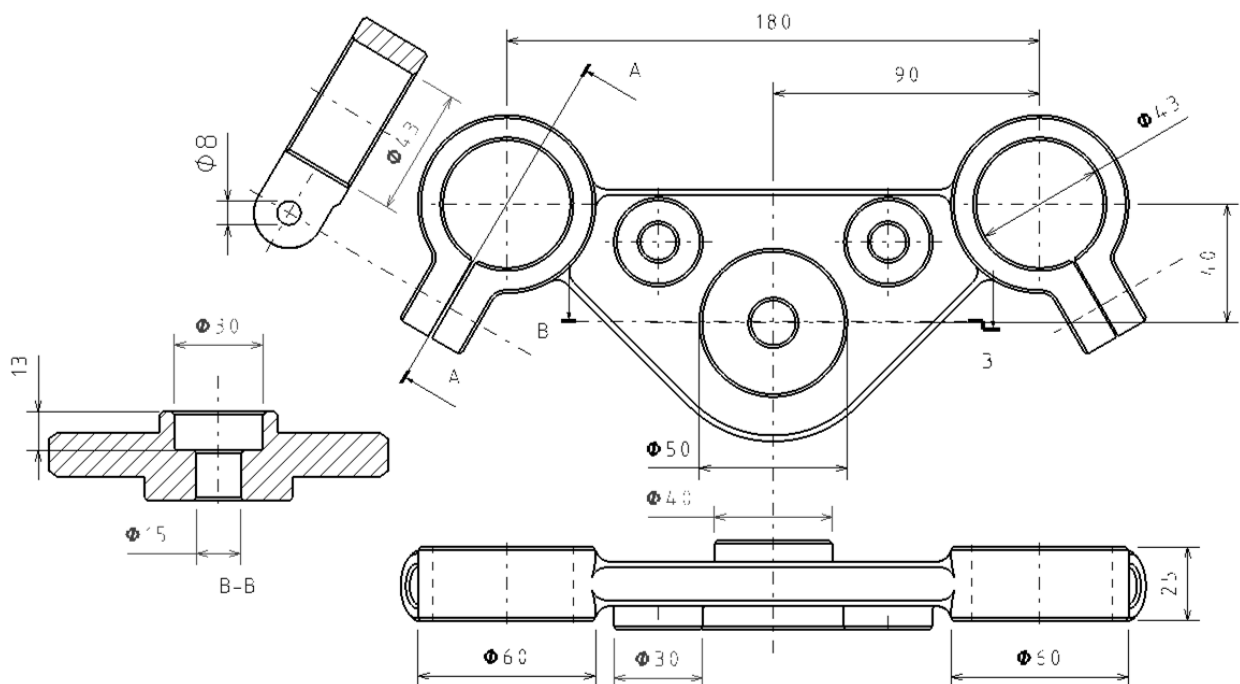
motocyklech ( $\varnothing 43\text{mm}$   $\varnothing 41\text{ mm}$ ). Navrhuji tedy jen osu řízení a způsob uložení sestavy přední vidlice do rámu. (Obr. 107) Návrh vychází z pevnostního výpočtu.

### 3.7.2.4. Brýle přední vidlice (*triple trees*)

Tento díl slouží k uchycení teleskopických elementů přední vidlice k ose řízení, která je přes ložiska uložena v hlavě nosného rámu. Pomocí tohoto dílu lze ovlivnit závlek předního kola motocyklu, který významně ovlivňuje stabilitu a ovladatelnost celého stroje.

Tyto díly ovlivňují významně montáž osy řízení do rámu, a tak je potřeba je podrobit detailnějšímu návrhu. Návrh je však stále spíše náčrtem, jelikož jsou rozměry dané odhadem podle dílů existujících a nezakládají se na žádných výpočtech. Díl je modelován jen jako obálka okolí ovlivňující jen způsob montáže hlavové sestavy.

Základním parametrem pro návrh tohoto dílu je rozteč děr pro teleskopické prvky přední vidlice. Zde byla zvolena rozteč rovna 180 mm. Tento rozměr je možné snadno v dalším návrhu upravit, pokud by došlo k situaci, že by bylo potřeba zvětšit úhel natočení řídítek.



Obr. 106 Brýle řízení, náčrt možného řešení dílu

Dalším důležitým kritériem je pak únosnost zatížení při provozu. Jelikož však tento díl byl navrhován jen jako přibližná obálková plocha rámu, nebyla při tomto návrhu únosnost tohoto dílu adekvátně řešena a přezkoumána.

Prvkem, který ovlivňuje montáž je i řešení uložení a zajištění osy řízení.

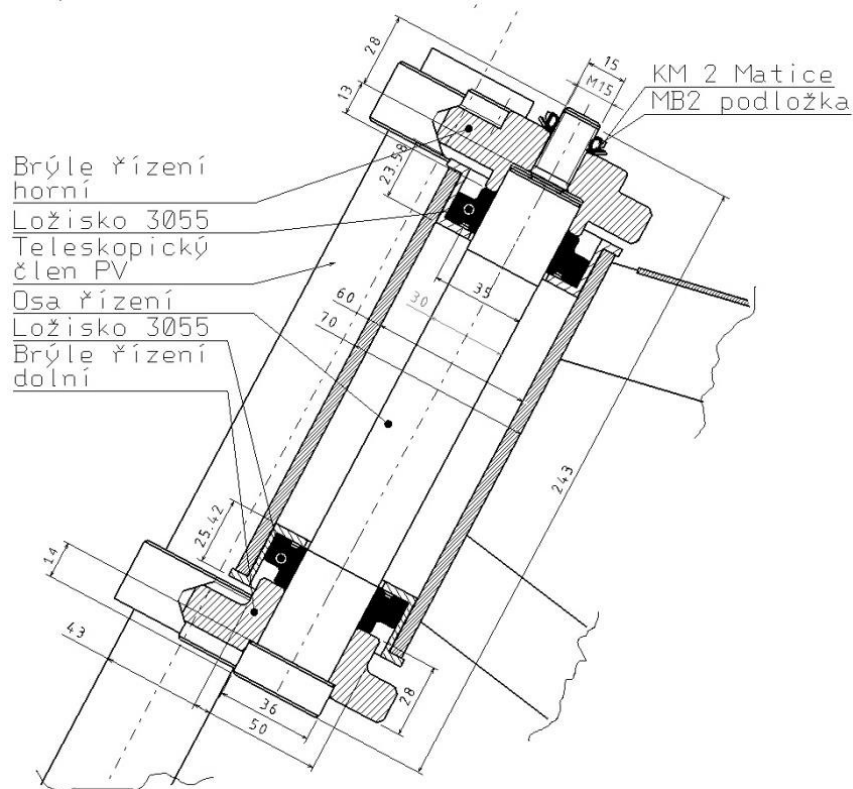
### 3.7.2.5. Osa řízení

Uložení osy řízení lze provést několika možnými způsoby. [3];[2]

V tomto případě bylo zvoleno řešení, kdy osa řízení je nejdříve vložena do spodních brýlí řízení, následně je osa opatřena kuličkovými ložisky s kosoúhlým stykem uloženými v připravených vložkách v hlavě rámu, každá z jedné strany trubky hlavy rámu. Nad horním ložiskem se nachází svrchní brýle vidlice, k nimž jsou dále přimontována řídítka.

Pohyblivou sestavu přední vidlice uzavírá matice s podložkou, vybavené aretací proti uvolnění.

V tomto případě byla použita zajišťovací dvojice matice KM2 dle ISO 2982 s jí příslušnou podložkou. MB2 dle ČSN 3640. [38].



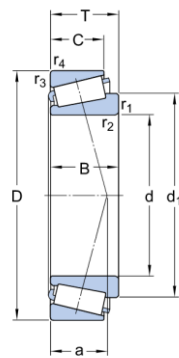
Obr. 107 Sestava hlavy řízení

### 3.7.2.6. Ložiska přední vidlice v hlavě řízení rámu

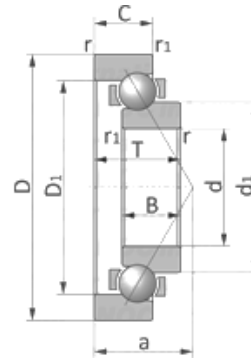
Pro uložení přední vidlice byla porovnána ložiska ze strojů JAWA 660 a ZERO SR. [4];[27] a výrobců ložisek 125[31][32]. Vybrána byla ložiska ze stroje ZERO, aby byla zajištěna vyšší únosnost pro těžší elektro variantu motocyklu.

Tab. 35 Ložiska používaná v motocyklech JAWA 660 a ZERO SR

motocykl	JAWA	ZERO
ložisko	32005X	SAC 3055-1
typ ložiska	kuželíkové ložisko	kuličkové s kosouhlým stykem
D [mm]	47	55
d [mm]	25	30
T [mm]	15	17
d1 [mm]	37,5	-
únosnost [kN]	33,2	-
zatížení v navrhovaném motocyklu [kN] (reakce RCF, RCC)	$R_{CFmax} = 16,364$ (brzdění) $R_{CUmax} = 3,309$ (brzdění) $R_{CCmax} = 13,610$ (brzdění)	



Obr. 108 Rozměry ložisek kuželíkových dle SKF



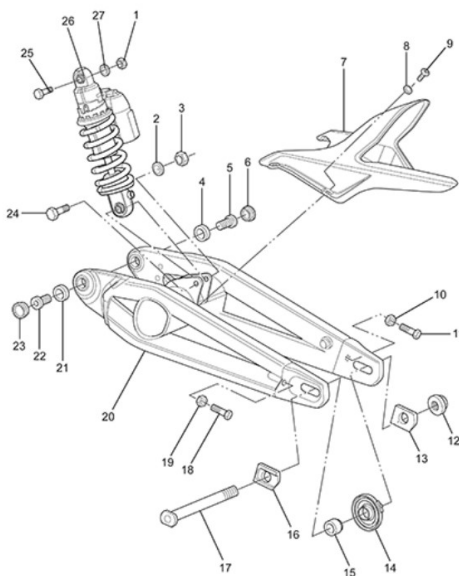
Obr. 109 Ložisko kuličkové s kosoúhlým stykem dle NOC

Dle tabulky je patrné, že vybraná ložiska splňují podmínku únosnosti pro vybraný zátěžný stav brzdění.

### 3.7.2.7. Zadní kyvná vidlice

Díl zadní kyvné vidlice bylo potřeba konstrukčně upravit tak, aby u elektrické varianty nekolidoval s blokem elektromotoru. Základní koncepce tohoto dílu byla převzata od výrobce ZERO (Obr. 110). Z obrázku je patrné, že pro montáž do rámu tento výrobce využívá krátkých čepů (pozice 5, 22) zašroubovaných do těla kyvné vidlice.

Podobná koncepce a způsob uchycení ZKV k rámu byl zvolen i pro navrhovaný model.



1	90-02050	PREVAILING TORQUE TYPE NUT DIN 985 M10-8 ZM-F-01 REV 02
2	90-02100	WASHER ISO 7089 10-200 HV ZM-F-01 REV 02
3	90-02050	PREVAILING TORQUE TYPE NUT DIN 985 M10-8 ZM-F-01 REV 02
4	20-06138	BEARING 6204 SWINGARM/WHEEL NOTE: Bearing used as swing arm bearing in some models and as the wheel bearing (qty of 5; 2 in front and three in rear wheel) in 2015 and later models. NOTE: Manufacturer part number is 6204-2RS
5	20-06130	STUB AXLE
6	20-06937	SDS STUB-PIVOT COVER
7	24-08251	TRIMMED REAR INNER FENDER
8	90-04085	WASHER MS X 11 X 1 NYLON 6/6 BLACK
9	90-04084	HEXAGON SOCKET BUTTON HEAD CAP SCREW ISO 7380 MSX16-8.9 ZM-F-11 REV 03
10	90-05088	HEXAGON FLANGE NUT DIN 6923 M8-1.25 ZM-F-01 REV 03 NOTE: Axle adjusters jam nut
11	90-03030	HEXAGON HEAD SCREW DIN 933 M8X40-10.9 ZM-F-01 REV 03
12	90-05678	U-NUT M20X1.5 FN 275 15H (REAR AXLE NUT) NOTE: Rear Axle Nut
13	26-08123	REAR AXLE ADJUSTER PUSH BLOCK NUT SIDE
14	45-07496	MPI WHEEL SPEED SENSOR
15	23-07489	WHEEL SPACER DRIVE SIDE REAR
16	26-08124	REAR AXLE ADJUSTER PUSH BLOCK HEAD SIDE
17	23-08032	REAR AXLE 20MM HOLLOW, ROUNDED END
18	90-03030	HEXAGON HEAD SCREW DIN 933 M8X40-10.9 ZM-F-01 REV 03
19	90-05088	HEXAGON FLANGE NUT DIN 6923 M8-1.25 ZM-F-01 REV 03 NOTE: Axle adjusters jam nut
20	26-08069	S SWINGARM EXTENDED REAR AXLE SLOT BEARING 6204 SWINGARM/WHEEL NOTE: Bearing used as swing arm bearing in some models and as the wheel bearing (qty of 5; 2 in front and three in rear wheel) in 2015 and later models. NOTE: Manufacturer part number is 6204-2RS
21	20-06138	BEARING 6204 SWINGARM/WHEEL NOTE: Bearing used as swing arm bearing in some models and as the wheel bearing (qty of 5; 2 in front and three in rear wheel) in 2015 and later models. NOTE: Manufacturer part number is 6204-2RS
22	20-06130	STUB AXLE
23	20-06937	SDS STUB-PIVOT COVER
24	90-05711	LOWER SHOCK EYE BOLT M10-1.5X60MM

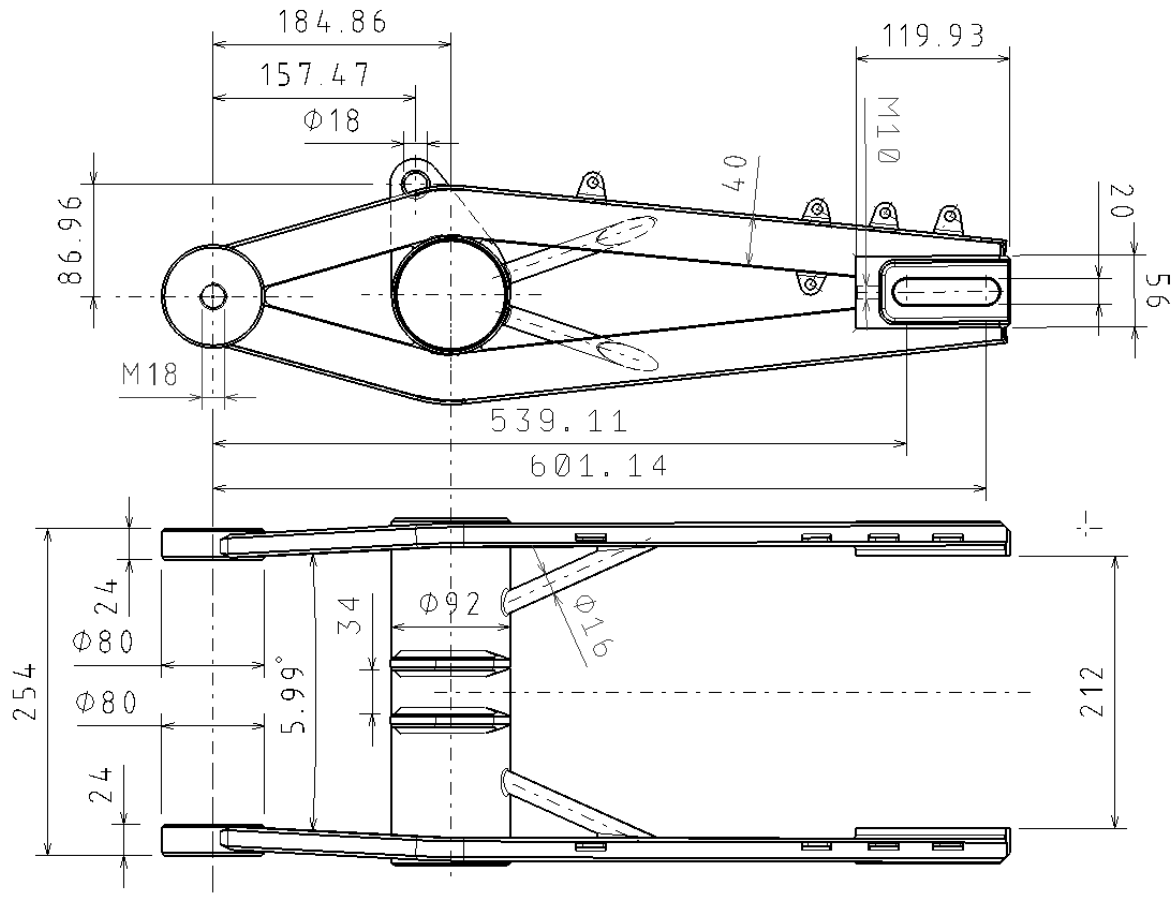
Obr. 110 Zadní kyvná vidlice stroje ZERO SR (2019)

Detailní návrh dílu zadní vidlice včetně rozměrů je vidět na obrázku Obr. 111. Čep je v zadní vidlici uložen v závitě, v rámu v ložisku. Proti uvolnění je jištěn krytem, který zároveň definuje polohu ložiska.

Pro zajištění krytu ložisek proti uvolnění a axiálnímu posuvu existuje více možností zajištění. Nejméně vhodným způsobem je použití závitů na vnějším povrchu pouzdra.

Tento způsob nebude odolný proti vibracím a následnému uvolnění ani v případě použití závitu opačného smyslu a velikosti stoupání než je použit na čepu ZKV. Před uvolněním však bude dobře definovat polohu ložiska.

Použití závlačky či většího počtu šroubů k zajištění víčka ložiska je nevzhledné. Proto byl použit pojistný kroužek 47 dle ČSN 02 2931. Detail návrhu je vidět na obrázku Obr. 113.



Obr. 111 Návrh zadní kyvné vidlice rámu s důležitými rozměry. Z návrhu je patrné oko pro uložení tlumiče, závitové díry pro uložení čepu vidlice a šikmé vzpěry zvyšující příčnou tuhost. Ty jsou však pravděpodobně zbytečné a způsobovaly by naopak namáhání hlavních nosných profilů vidlice. Naznačeny jsou montážní body pro kryty řetězu a hnacího řemene a montáž brzdného třmenu.

### 3.7.2.1. Návrh čepů zadní kyvné vidlice a jejich uložení v rámu

Čepy zadní kyvné vidlice budou dle návrhu dva, uložené symetricky dle podélné roviny  $zx$  na každé straně rámu. Toto řešení bylo zvoleno zejména z důvodu uložení elektromotoru souose s těmito čepy, aby byl umožněn pohon motocyklu pomocí řemenového převodu. Z důvodu jejich nestandardní konstrukce je potřeba je zajistit proti uvolnění při provozu, ale zároveň umožnit jejich snadnou demontáž.

Sílu přenášenou čepem zadní vidlice lze pro prvotní návrh určit z následujícího přibližného vztahu (dle [2])

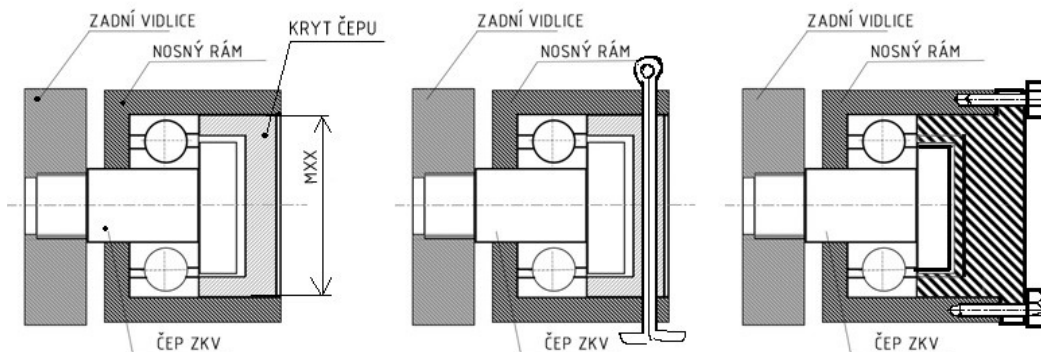
$$F_{ZKVx} = \left(1 + \frac{r_d}{r_{roz}}\right) \cdot F_t \quad (94)$$

Kde symbol  $F_{ZKVx}$  značí sílu ve směru osy  $x$  přenášenou ložiskem zadní kyvné vidlice,  $r_d$  je dynamický poloměr zadní pneumatiky,  $r_{roz}$  je poloměr rozety zadního kola a  $F_t$  hnací síla přenášená zadním kolem. Maximální sílu přenáší zadní kolo tehdy, je-li zatíženo celou

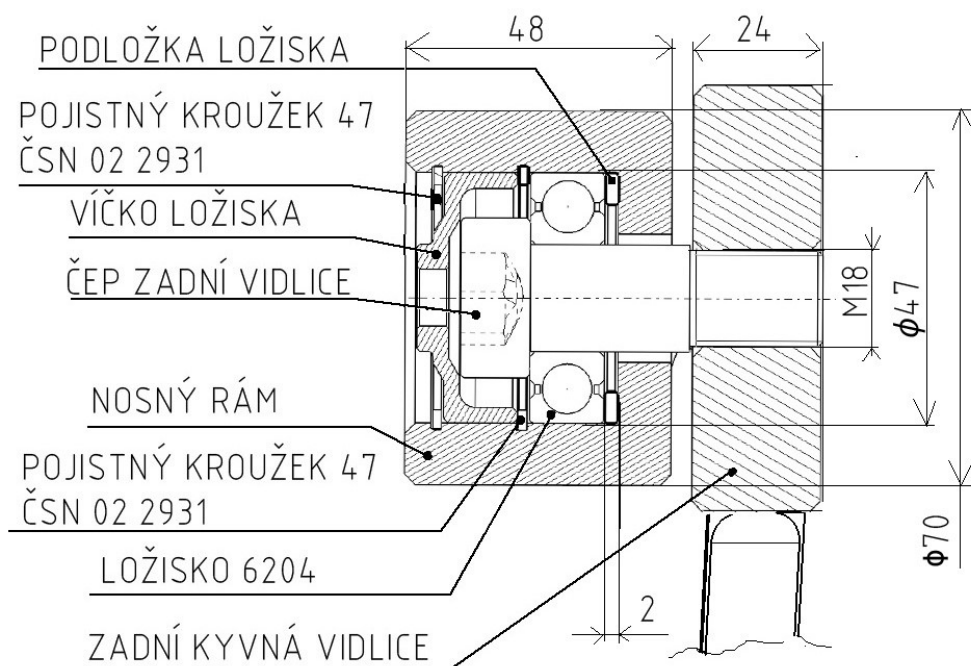
vahou motocyklu. Pak lze přes zadní kolo přenést maximální možnou adhezí omezenou silou rovnu součinu koeficientu adheze a tíhy motocyklu s jezdce. Tento stav bude dosažen pravděpodobně ve stoupání.

$$F_t = \mu m_{moto+j} g \quad (95)$$

S ohledem na předpokládané hmotnosti obou variant (viz Tab. 14, Tab. 15, Tab. 16), které by s oběma jezdci neměly přesáhnout v součtu celkovou hodnotu 400kg je čep navrhován s ohledem na maximální zatížení v tomto dílu (vazba D z mechanického rozboru), které dosahuje maxima při zatížení 3,5g staticky (resp. při ustáleném průjezdu zatáčkou) se dvěma jezdci.



Obr. 112 Náčrt možných řešení uložení zadní kyvné vidlice



Obr. 113 Detail návrhu uložení ZKV v rámu

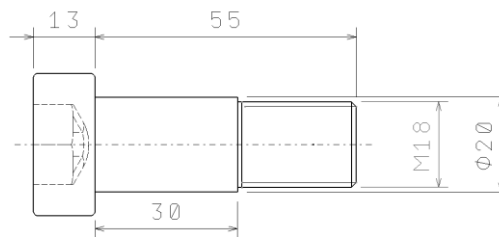
Uvažována je tedy zatěžující síla 9,8kN (viz Tab. 36) navýšená o bezpečnost 1,53 na 15kN.

Díl je modelován v souladu s klasickou teorií pevnosti a pružnosti, jakožto nosník namáhaný na stříh. Jako mezní hodnota smykového napětí v díle byla uvažována hodnota 250MPa, která odpovídá materiálu ČSN 16 220 pro dynamicky namáhané čepy. [38].

$$d_{\text{čep stříh}} = \sqrt{\frac{4F}{\pi \tau_{\text{dov}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 15000}{\pi \cdot 250}} = 8,74 \text{ mm} \quad (96)$$

Tato hodnota platí pro přenos síly jediným čepem. Kyvná vidlice je však uložena na dvou čepích, a tak je výsledná hodnota průřezu čepu na straně bezpečnosti. Čep je v modelu navržen tak, aby se vešel do navrženého ložiska 6204 (viz kap. 3.7.2.2).

Na jednom konci je však na čepu umístěn závit M18, který je zašroubován do těla kyvné vidlice. Závit, respektive jeho ukončení zde bude fungovat jako koncentrátor napětí, vrub, a tak je třeba dovolené napětí ještě snížit podle parametrů příslušného vrubu. Bez vlivu na namáhání čepu nebude ani předpětí v řemenu u elektrovarianty.



Obr. 114 Čep uložení ZKV do rámu

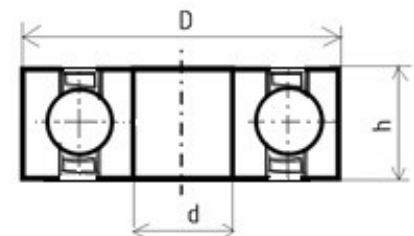
### 3.7.2.2. Ložiska ZKV

Ložiska pro uložení zadní kyvné vidlice byla vybrána ložiska s typovým označením 6204.

Opět zde byl pro vybraná ložiska proveden kontrolní výpočet únosnosti podle stavu maximálního zatížení tohoto dílu, který byl zjištěn z vyšetřovaných zátěžných stavů. Maxima dosahuje dle výpočtů při svislé zátěži 3,5 g ve spalovací variantě se dvěma jezdci.

Tab. 36 Parametry ložiska 6204

D [mm]	47
d [mm]	20
h [mm]	14
únosnost dynamicky [kN]	13,5
únosnost staticky [kN]	6,55
Zatížení v motocyklu [kN]	$R_{Dmax} = \frac{1}{2} \sqrt{(15,1^2 + 12,5^2)} ==$



Obr. 115 Rozměry ložiska 6204, obecně

### 3.7.2.3. Pružina a tlumič zadní vidlice

Pro odpružení a tlumení zadní vidlice byla v souladu se vybraným referenčním strojem (Yamaha XT660, JAWA 660, ZERO SR) zvolena koncepce *monoshock*, tedy jediná tlumicí a pružicí jednotka umístěná v podélné svislé rovině symetrie rámu. S ohledem na zajištění dostatečné tuhosti zadní vidlice a uložení komponent elektropohonu se nepodařilo do rámu umístit zadní odpružení s přepákováním a tedy snazším nastavením progresivity a tuhosti. Tuhost zadní vidlice je zajištěna po vzoru zadní kyvné vidlice motocyklu ZERO SR pomocí výztuhy tvořené trubkou, takže na mechanismus přepákování nezbylo v novém rámu místo.

Do CAD modelu je pružina a tlumič zanesena jen jako přibližná obálková plocha, která může být snadno přizpůsobena v případě pozdějšího detailního návrhu parametrů podvozku (tuhost, tlumení a následné simulace pro ověření správnosti návrhu), který však přesahuje rozsah a zadání této diplomové práce zaměřené na první iteraci návrhu nosného rámu.

Pro správný a detailní návrh odpružení je potřeba ověřit i progresivitu odpružení.

Té lze dosáhnout buď mechanismem s přepákováním, který však zabírá místo, nebo vhodnou geometrií uložení tlumiče, či pomocí pružiny s proměnlivým stoupáním.

V tomto případě, kde vlivem struktury návrhu ZKV není na přepákování dostatek místa, se jako nejvhodnější varianta jeví pružina s proměnlivým stoupáním. Detailní návrh však přesahuje rámec zadání DP a byl by tak, stejně jako optimalizace geometrie uložení sestavy pružiny a tlumiče pérování předmětem dalšího postupu.

Koeficient progresivity  $p$  lze určit dle vzorce, v němž členy  $F_i$  značí zatěžující síly a  $l_i$  propérování zadního kola. Stav 1 odpovídá stavu ustálené jízdy s jedním jezdcem, a stav 2 maximální síle v pružině dle zátěžných stavů. Součinitel  $p$  je u progresivního odpružení větší než 1.

$$p = \frac{\frac{F_2}{F_1}}{\frac{l_2}{l_1}} > 1 \quad (97)$$

Jelikož však zatím není znám koeficient tuhosti pružiny, respektive funkce tuhosti u pružiny s progresivní charakteristikou, nelze správně určit ani koeficient  $p$ .

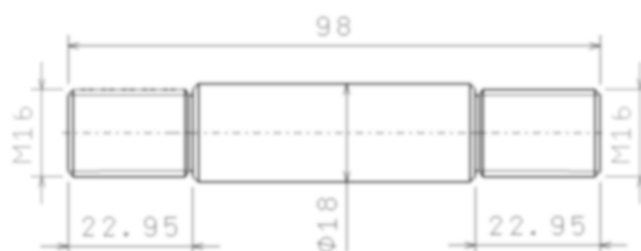
#### 3.7.2.4. Čepy tlumiče

Čepy tlumiče byly navrženy dle maximální přenášené síly. Jelikož se jedná o díl podvozku, je potřeba brát v úvahu i vliv dynamického zatěžování při jízdě po nerovnostech.

Proto byl návrh založen na hodnotách zjištěných výpočtem pro maximální hodnoty zátěže, tedy opět pro stav svislého zatížení 3,5g.

$$d_{\text{čep stříh}} = \sqrt{\frac{4F}{\pi \tau_{dov}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 25424}{\pi \cdot 250}} = 11,4 \text{ mm} \quad (98)$$

Čep tlumiče by tedy měl mít při statické zátěži, která neuvažuje cyklické namáhání dílu průměr  $11,4 \text{ mm}$ . Předběžně byl do návrhu použit čep o průřezu 18mm. V dalším postupu návrhu bude potřeba čep podrobit zkoušce životnosti. Z důvodu montáže do rámu je čep vybaven z obou stran závitem, a v rámu zajištěn korunovou maticí a závlačkou.



Obr. 116 Čep tlumiče

### 3.7.2.1. Uložení stupaček jezdce na rámu

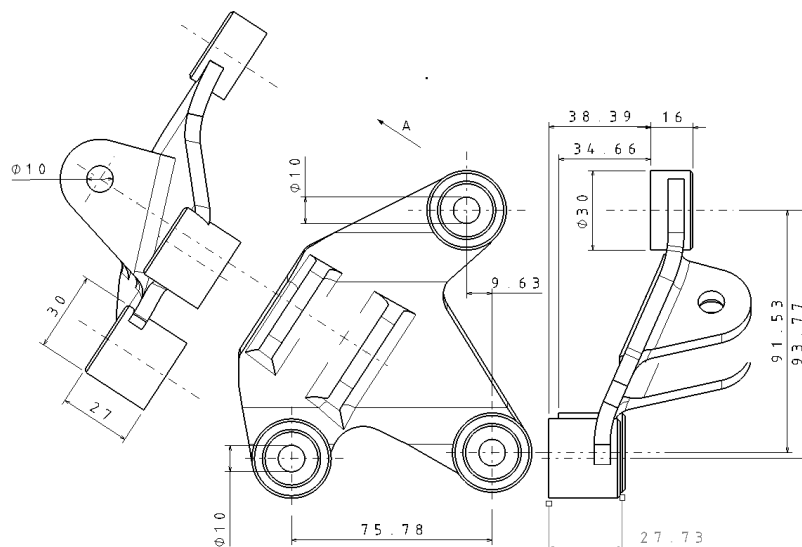
Uložení stupaček je možno ve výrobě zadat jako díl nakupovaný a tomu přizpůsobit i pozice montážních bodů na rámu. V tomto případě však bylo přistoupeno k návrhu vlastního řešení dílu, které slouží však jen jako obálka okolí navrhovaného rámu.

Při regulérním postupu návrhu motocyklu by díly měly být podrobeny detailní strukturní analýze, stejně jako ostatní části rámu, aby byla ověřena jejich únosnost v jednotlivých zátěžných stavech, jelikož se jedná o díl, který má přímý vliv na bezpečnost a pohodlí jezdce.

Pro uložení stupaček jezdce (řidiče) byl vytvořen přibližný díl složený ze třech úchytných bodů k rámu a místa pro uložení samotných stupaček. Díl by neměl kolidovat s ovládacími prvky spalovacího motoru (páka řazení rychlostní převodovky) a s ovládací pákou nožní (zadní) brzdy.

Poloha řadicí páky je součástí sestavy spalovacího motoru, a nelze s ní tak příliš hýbat.

Návrh konečného tvaru držáku stupaček je třeba podřídit tomuto faktu. Vliv na polohu stupaček má i trojúhelník posedu jezdce na motocyklu. Navržený díl z obrázku Obr. 117 by se pravděpodobně vyráběl frézováním. Na obrázku je díl pro levou stranu rámu. Strana pravá vznikne zrcadlovým otočením tohoto dílu.



Obr. 117 Náčrt přibližného možného tvaru držáku stupaček jezdce pro levou stranu rámu

### 3.7.3. Návrh svařence rámu

V této kapitole bude popsána tvorba hlavního svařence rámu s ohledem na předem určené okrajové podmínky. Popis je strukturován dle předpokládané logiky výroby a montáže základního svařence nosného rámu pro obě varianty. Popsány budou základní strukturní prvky, umístění montážních bodů pro jednotlivé součásti obou variant pohonných řetězců. Odlišné části rámu pro jednotlivé varianty jsou



### 3.7.3.1. Základní nosný modul středové části

#### 3.7.3.1.1. Umístění hlavy řízení v prostoru

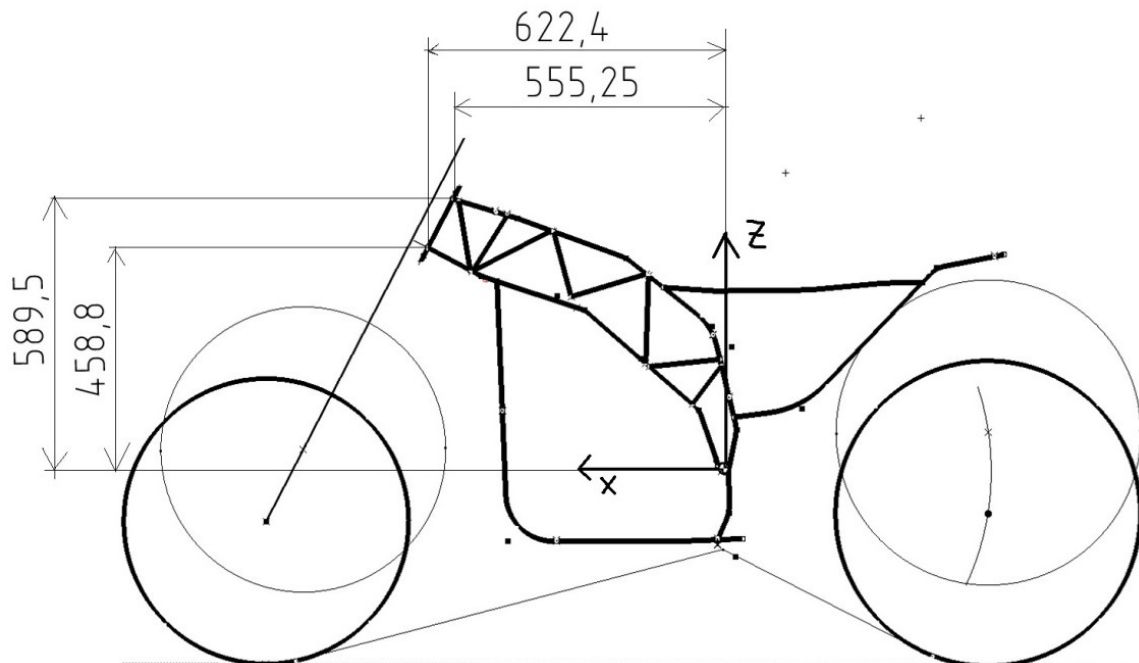
Poloha hlavy řízení určuje geometrii podvozku motocyklu (úhel hlavy řízení), a tak je spolu s místem uložení zadní kyvné vidlice zastoupena osou a skicou v základním skeletu dílu rámu.

Od bodu dotyku předního kola s vozovkou v návrhovém (klidovém, nepropruženém) stavu byla ve směru osy  $x$  vynesena vzdálenost závleku předního kola. Z tohoto bodu byla vedena přímka pod úhlem hlavy řízení. Po proložení a naškálování fotografie referenčního motocyklu (z boku se podařilo dohledat jen rám stroje Yamaha XT660 (viz Obr. 22) byla určena přibližná poloha ložisek řízení, které definují polohu trubky hlavy řízení.

#### 3.7.3.1.1. Trubkové bočnice a jejich triangulace

Aby bylo dosaženo dobré boční tuhosti a tuhosti v krutu, jsou bočnice rámu triangulovány a navrženy jako obálky kolem prostorové křivky.

Křivka, tvořena prvkem *polyline*, který je definován jako prostorová spojnice zadaných bodů umožňující zadat každému vrcholu (bodu) vlastní zaoblení, a mít jistotu, že je ohyb pouze rovinný, je určena body ukotvenými v prostoru pomocí souřadnic základního souřadného systému. Body protínající hlavu řízení jsou prostorově určeny pomocí geometrie hlavy řízení.



Obr. 118 Poloha hlavy řízení v prostoru vůči ose otáčení ZKV (nulový bod modelu)

Obálky trubek jsou do plošného modelu zavedeny pomocí funkce *sweep*, která mimo jiné umožňuje táhnout podél vytvořené křivky kruhový profil. Ořez jednotlivých trubek pro další zpracování v objemovém modelu je provedeno funkcí *split*. Tento postup není nevhodnější, přesnějšího výsledku lze docílit ořezem trubek až v objemovém modelu.

Objemovou část modelu tvoří na plochy přímo navázané prvky *thick surface*, které jsou provázány s předchozí geometrií. Montážní body a ostatní detailování rámu jsou pak

modelovány vesměs všechny jako objemy, nikoli jako plochy z důvodu jednoduchosti výstavby modelu. Skici objemů jsou navázány na geometrii z ploch.

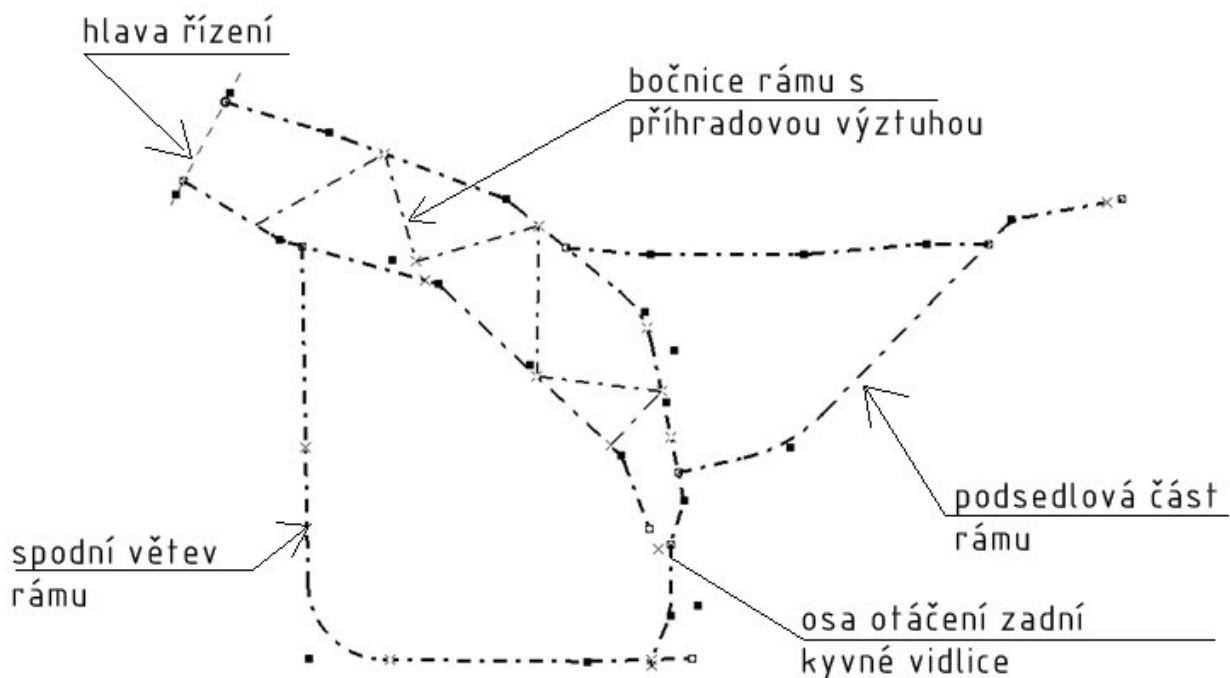
### 3.7.3.1.1. Příčné trubky středové části

Příčné trubky zvyšují torzní tuhost rámu. Zároveň je však potřeba vyhnout se při jejich vedení komponentám pohonu. Z tohoto důvodu je v části pod tlumičem, kde se u elektrické varianty motocyklu nachází blok elektromotoru rám vyztužen hned dvěma trubkami, přičemž krátká horní přenáší zatížení od tlumiče, a krátká dolní slouží po navažení dalších dílů k montáži elektromotoru.

Příčné trubky jsou v CAD modelu definovány jako obálky spojnice bodů, jež jsou vázány na základní křivku svrchní trubky bočnice. Postup tvorby objemového z plošného modelu je shodná s předchozí částí.

### 3.7.3.1.1. Montáž středové části rámu

Všechny prvky základního svařence rámu (na obrázku Obr. 120 barevně) se svaří na vhodném přípravku dohromady. Budou-li za hlavou řízení funkci výztuhy plnit plechy (dle obrázku), budou na střední část navařeny ještě před spojením bočních částí. Horní plech je v pozdějším návrhu nahrazen příčnou trubkou.



Obr. 119 Body a střednice základních trubek nosného rámu

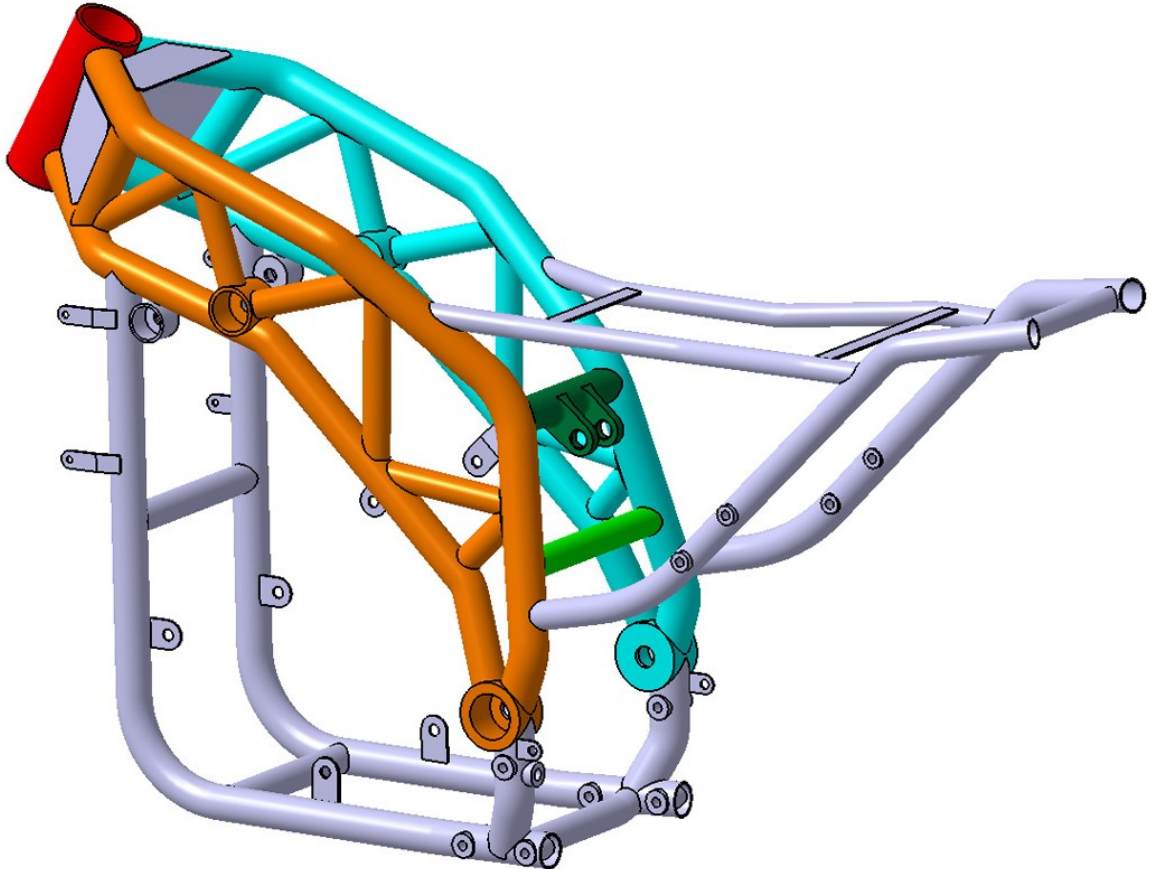
### 3.7.3.1. Spodní větev rámu

Spodní větev rámu slouží k uložení komponent pohonu. Teprve zde v tomto modulu svařence by tedy mělo dojít k první drobné diferenciaci jednotlivých variant rámu.

Jedná se zejména o polohy montážních bodů pro akumulátor a příslušenství SM, které jsou tvořeny oky vyříznutými z plechu a navařenými k příslušnému dílu.

### 3.7.3.1.1. Příčné výztuhy

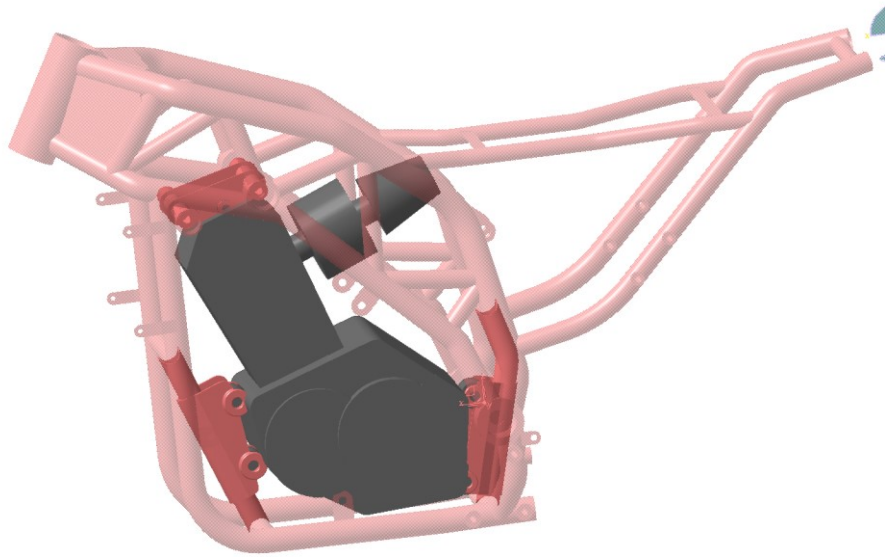
Svařování spodní větve rámu v sobě zahrnuje i navaření příčných výztuh. Ty jsou tvořeny trubkami, a jednotlivé varianty rámu uvažují s přichycením montážních prvků pro jednotlivé pohonné agregáty a jejich příslušenství.



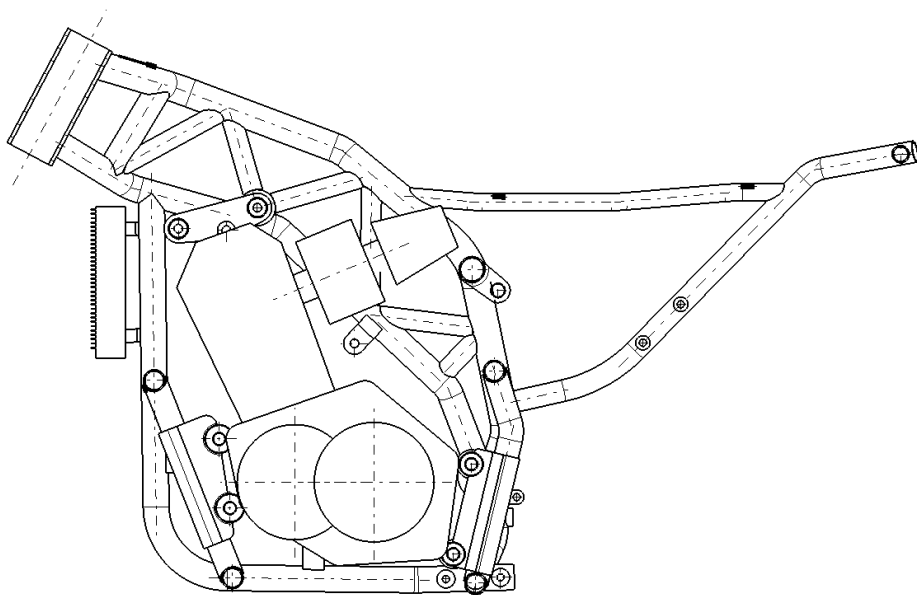
*Obr. 120 Základní díl svařence nosného rámu, vyznačen barevně, šedě je kontext okolí rámu; oranžové a modré prvky jsou v prostoru symetrické dle roviny ZX, spojeny zelenými trubkami a červenou trubkou hlavou řízení. Na tmavě zelené trubce je patrné oko pro uložení sestavy tlumiče zadní kyvné vidlice. Ve spodní části pravé (oranžově) a levé (modře) bočnice se nachází ložiskový domek zadní kyvné vidlice. Zobrazena je verze rámu s plechy za hlavou řízení.*

### 3.7.3.1.2. Spalovací varianta – body pro uchycení spalovacího motoru

Pro montáž spalovacího motoru na připravených montážních uzlech byly vytvořeny speciální díly, které se přivaří na spodní část nosného rámu a jeden díl, který definuje pozici hlavy řízení se z důvodu montáže bloku SM montuje do svrchní části rámu až dodatečně. Tento díl umístěný nad blokem válce motoru není nepřenáší síly od spalovacího motoru, ale slouží jako příčná výztuha rámu.



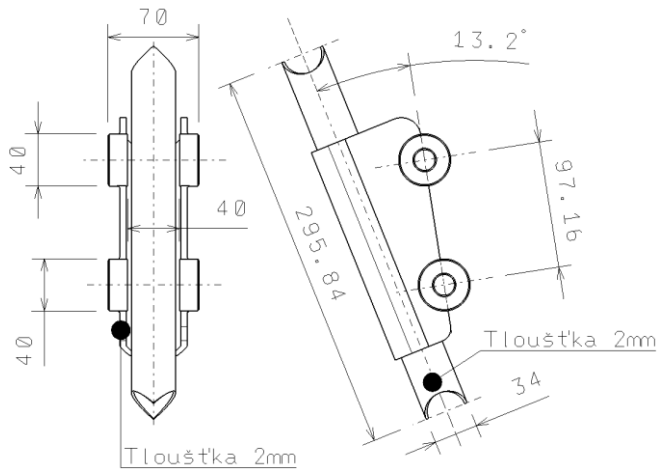
*Obr. 121 Naznačení dílů držáků SM v prostorovém kontextu*



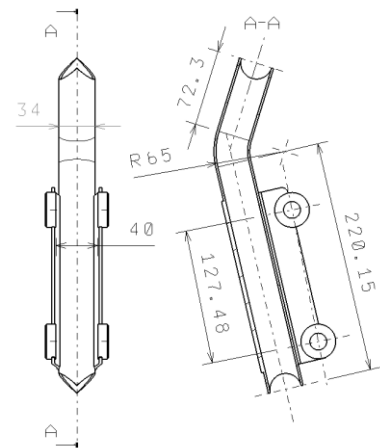
*Obr. 122 Montáž spalovacího motoru; viditelné jsou všechny díly k tomuto účelu navržené  
Díl spalovacího motoru je jen přibližnou obálkou, která by při detailním návrhu měla být zaměněna za  
model skutečného spalovacího motoru Minarelli M/C 660 (XT)*

### 3.7.3.1.3. Držáky spalovacího motoru

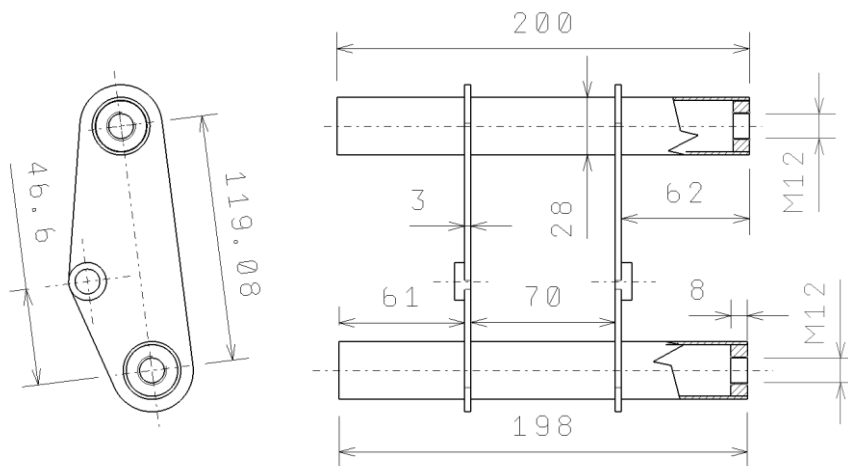
Spalovací motor je původně určen pro rám stroje Yamaha XT660, resp. JAWA 660 Sportard. (Viz Obr. 22 (str. 21)) Při návrhu tedy bylo potřeba přistoupit k několika konstrukčním kompromisům a potřebné montážní body spalovacího motoru umístit do navržené základní konstrukce. Díly svařence rámu spalovací verze k tomuto účelu sloužících jsou zobrazeny v kontextu rámu na obrázcích Obr. 122, Obr. 121, Obr. 123, Obr. 124 a Obr. 125.



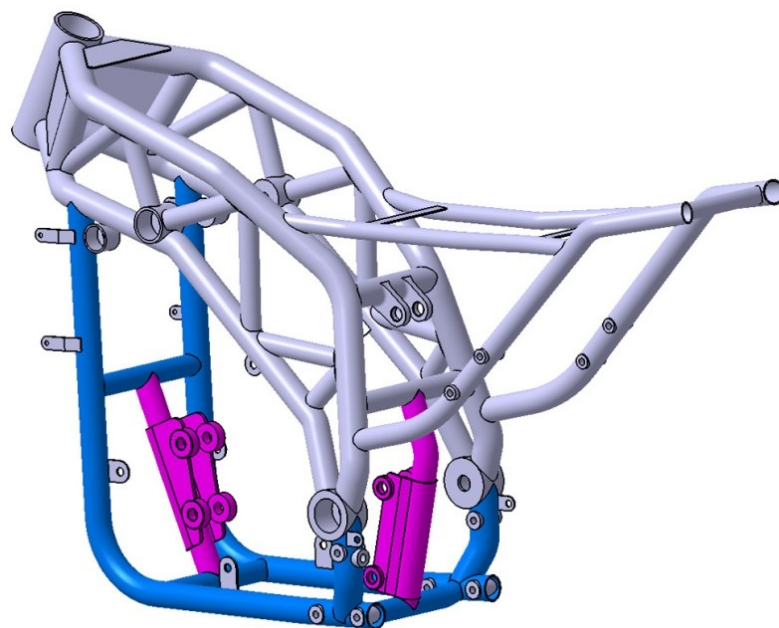
Obr. 123 Díl držáku SM přední



Obr. 124 Díl držáku SM zadní



Obr. 125 Díl horního držáku spalovacího motoru  
Tento díl plní funkci výztuhy prámu, nepřenáší síly od spalovacího motoru.

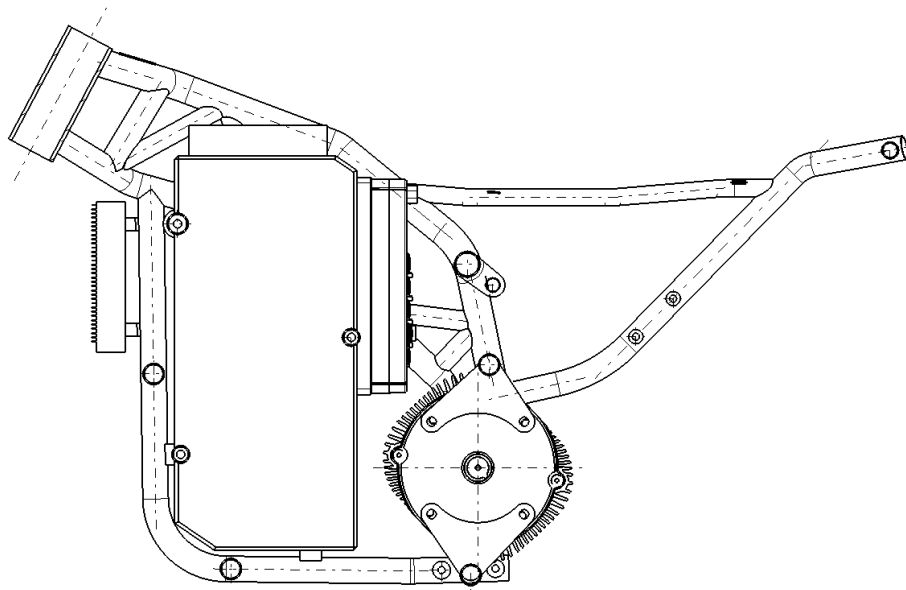


Obr. 126 Spodní větev rámu spalovací varianty  
Barevně je znázorněna právě svařovaná část, šedivá parva značí kontext rámu

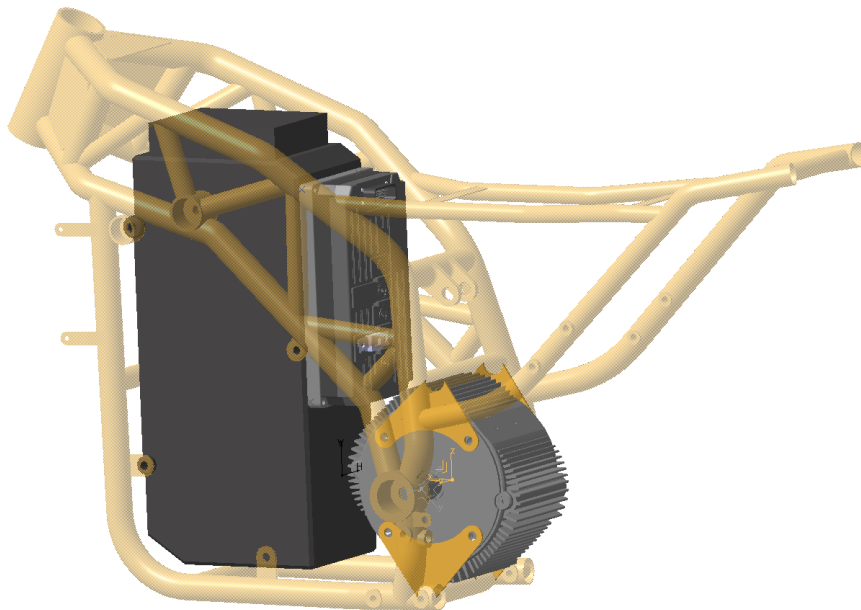
### 3.7.3.1.4. Varianta s elektrickým pohonem – montážní uzly

Pro montáž akumulátoru slouží již připravené montážní body na trubkách rámu a přídavné montážní body tvořené plechovými výpalky. Na bloku akumulátoru by měl být připevněn regulátor elektromotoru (měnič a řídicí jednotka).

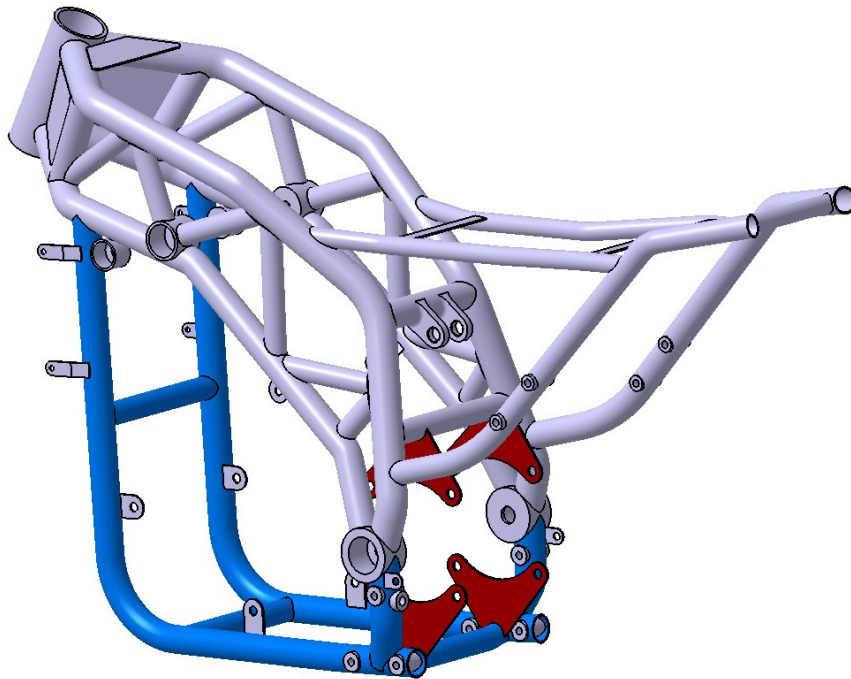
Elektromotor by měl být dle návrhu uložen na jednoduchých, k příčným trubkám navařených plechových dílech, podobně jako je tomu u v rámu výrobce ZERO (viz Obr. 25 a [27]) všechny čtyři plechové výpalky by měly být dle prvotního návrhu tlustý 2 mm, a elektromotor by se k němu měl připojovat z obou stran. V rámu jsou umístěny asymetricky, aby byl zajištěn prostor pro montáž pastorku řemenového převodu.



Obr. 127 Uložení komponent v rámu Elektromotorem poháněné verze, s viditelnými montážními body elektromotoru (pozn. nenacházejí se v rovině řezu).



Obr. 128 Uložení komponent elektropohonu v prostoru rámu; vidět je regulátor přimontovaný k akumulátoru. Patrné jsou montážní body akumulátoru.



*Obr. 129 Spodní větev rámu elektrické varianty,  
Barevně je zvýrazněna svařovaná část, šedá barva značí kontext rámu*

### 3.7.3.2. Spojení horního a spodního dílu

Spojením horní a dolní větve nosného rámu vznikne základní nosný prvek, který přenáší všechny základní silové účinky od podvozku a pohonů. Zbývá připojit ještě část podsedlovou a navařit periferní montážní body obslužných komponent pro jednotlivé varianty řešení pohonů.

### 3.7.3.3. Podsedlová část rámu

Tato část, respektive sestava zobrazená na Obr. 130, je přímo inspirována částí podsedlovou z referenčních motocyklů JAWA 660 a Yamaha XT660 (viz Obr. 22). Základní motivací je možnost montáže shodného dílu sedla.

Hmotnost jezdce a případného spolujezdce je přenášena přes tento díl svařence rámu, který by se dále neměl významně podílet na přenosu sil od podvozku a pohonu.

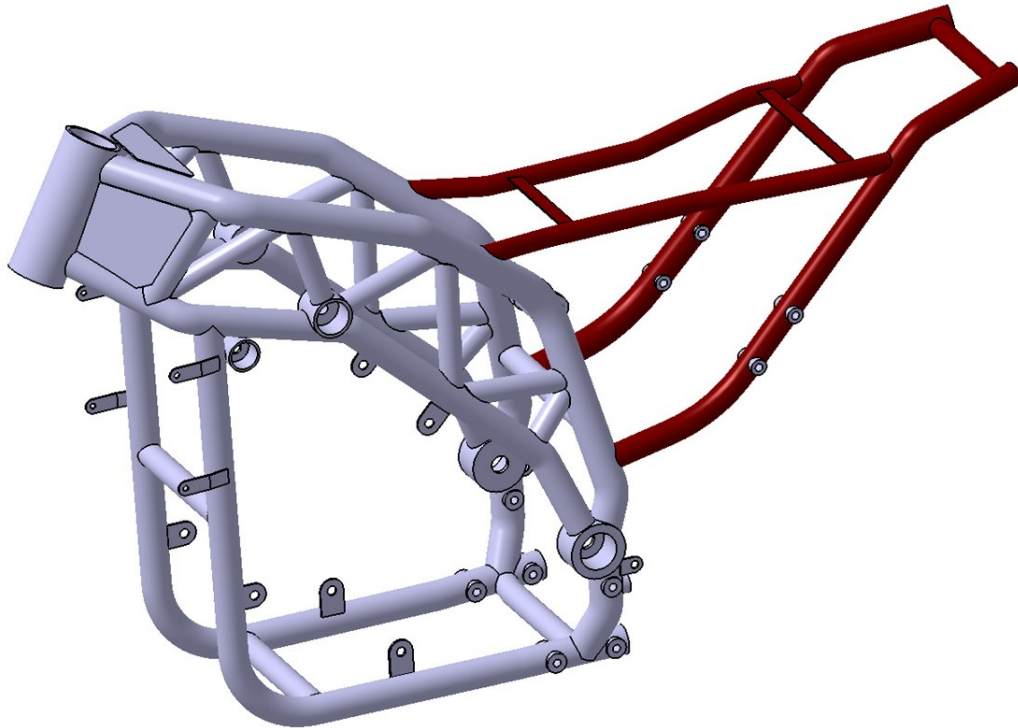
Tato část by se k rámu měla navařit jako poslední samostatný díl. Důvodem je umožnění případné záměny koncové části motocyklu u různých karosářských variant navrhovaného stroje. V návrhu je podsedlový díl navařen z důvodu zachování podobnosti s rámem stroje JAWA 660 a Yamaha XT660.

### 3.7.4. Montážní body pro ostatní komponenty

Do této skupiny patří montážní body pro montáž bloků akumulátoru, dílu chladiče a stupaček jezdce a spolujezdce a díl stojanu.

Díly pro montáž stupaček a stojanu budou do příslušných trubek zavařeny již po ohnutí dané trubky, díly montážních bodů pro akumulátor, chladič, a součásti karoserie vyrobené z plechu by měly být navařeny až po montáži, aby bylo zabráněno jejich poškození při manipulaci s jednotlivými ještě nesvařenými trubkami.

Tímto je rám připraven pro povrchové úpravy svařence (lakování) a následně pak i montáž balíčků pohonů.



*Obr. 130 Základní varianta podsedlové části navrhovaného rámu s neutrální střední částí. Zobrazeny jsou montážní body akumulátoru, které je u spalovací verze možno využít pro přichycení kapotáže či příslušenství.*

### **3.8. Strukturní analýza návrhu – tuhosti rámu a zadní kyvné vidlice**

Ověření správnosti návrhu analýzou ještě před zahájením výroby fyzického prototypu je dnes běžnou praxí. Navržené konstrukční celky, jejich 3D modely je třeba vyzkoušet, zda splňují požadované vlastnosti.

Pro tento prvotní návrh koncepce uložení pohonů v navrženém nosném rámu bude provedena základní strukturní analýza za účelem posouzení pevnosti a přítomnosti kritických míst v daných zátěžných stavech a základní modální analýza pro posouzení frekvenčních vlastností návrhu.

Obě kontroly byly prováděny v prostředí *Generative Structural Analysis* v CAD rozhraní CATIA V5 6R2016 (Student edition). Tento CAD systém není zcela vhodný pro detailní analýzu návrhu s reprezentativními výsledky pro další postup návrhu, je však dostačující pro kontrolu hlavních chyb v návrhu konstrukce.

Pro tento prvotní návrh struktury rámu byly po dohodě se zadavatelem zanedbány vlivy svarů na celkovou pevnost rámu. Při detailní analýze by však k tomuto zjednodušení dojít nemělo. Analýza návrhu však určí, který spoj trubek a ostatních částí rámu bude umístěn v blízkosti bodu maximálního namáhání a který by tak měl být dále vyztužen, či vhodnou konstrukční úpravou přesunut na vhodnější místo.

Z důvodu použití studentské licence verze programu CATIA V5, která neumožňuje napojení jednotlivých sítí pro různé části modelu bylo potřeba celý model rámu sloučit do jediného prvku a přiřadit mu jednotnou tloušťku. Toto zjednodušení má za následek nepřesné výsledky analýzy. Hlavním důvodem je odlišná tloušťka trubky pro uložení



ložisek v hlavě řízení a obrobků pro uložení ložisek kyvné vidlice a chybějící materiál v průniku jednotlivých trubek (důsledek operce *Trim*).

Je tedy potřeba zkontrolovat tyto kritické konstrukční uzly i na samostatném objemovém modelu, jehož provedení však z důvodu vysokých výpočetních časů nebylo shledáno výhodným ve zvoleném SW (CATIA V5, studentská licence). Výpočet s elementy správně velkými (alespoň 3 do tloušťky stěny dílu) by dle odhadu trval na laptopu více než den, na školním pevném počítači zhruba 20 hodin.

Při detailním návrhu s lepší než studentskou verzí programu by bylo vhodné všechny trubky modelovat jako 1D prvky typu beam (prvky přenáší tah, tlak a ohyb), a jim přiřadit průřez, plechy jako 2D smyková pole a obrobky jako objemy, aby byl zohledněn jejich nestandardní tvar. V ideálním případě, byla-li by analýza návrhu prováděna s cílem získat skutečně vypovídající výsledky, bylo by vhodné opustit výpočetní prostředí systému CATIA a využít jiného výpočetního programu (Abaqus, ANSYS, apod.).

### 3.8.1. Tuhost nosného rámu

Ve strukturní analýze byla ověřena pevnost rámu při definovaných zátěžných stavech a tuhosti v jednotlivých směrech. Základem je určení všech důležitých tuhostí rámu a jejich porovnání s běžně dosahovanými hodnotami [1].

V modelech bylo s ohledem na úsporu výpočetního výkonu počítáno s plošnými modely, kterým byla přiřazena tloušťka. S ohledem na výpočetní časy byl zvolen lineární element OCTREE Triangle pro celý rám o velikosti 5mm.

Pro tento účel byl použit zjednodušený plošný model základního konstrukčního celku nosného rámu. Tento prvek neobsahuje díly pro uchycení komponent pohonu, vyšetřován je jen základní společný díl rámu s předpokládanými nedeformovatelnými součástmi pohonů. Vytvořen byl za tímto účelem plošný model tohoto dílu založený na principech zjišťování tuhosti rámu z kap. 2.7.3, znázorněný na snímku z CAD (**Chyba! enalezen zdroj odkazů.**). Červený bod je působištěm zátěžné síly pro určení boční a podélné tuhosti a nachází se v patě kolmice vedené středem ZKV k ose hlavy řízení, jak je naznačeno v kap. 2.7.3. Model je shodný pro určení tuhosti i pro analýzu pevnosti a únosnosti rámu.

Metodika určování tuhosti včetně schémat zatížení je popsána v rámci kapitoly 2.7.3.

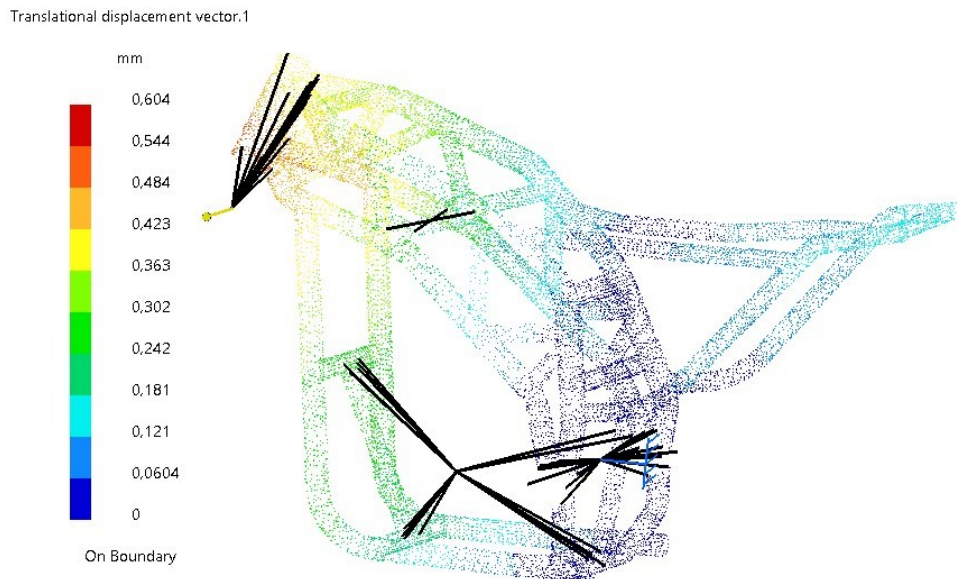
#### 3.8.1.1. Boční tuhost

Model byl vytvořen pro vetknutí uložení zadní kyvné vidlice a zatížení na vidlici přední.

Blok motoru byl simulován napojením prvku Rigid part na trubky a montážní body, kde se budou u spalovací varianty motocyklu nacházet díly pro montáž SM. Díl motoru je tak simulován bez silentbloků, které však v reálné sestavě budou muset být přítomny, aby nedocházelo k přenosu vibrací do rámu.

Již zde se projevuje jako nejkritičtější místo spojení hlavy řízení s bočnicemi rámu.

Model je zatěžován silou 1000N v bodě průmětu středu ZKV do otáčení osy řízení.



Obr. 131 Posunutí bodů na rámu spalovací varianty při zátěži 5kN

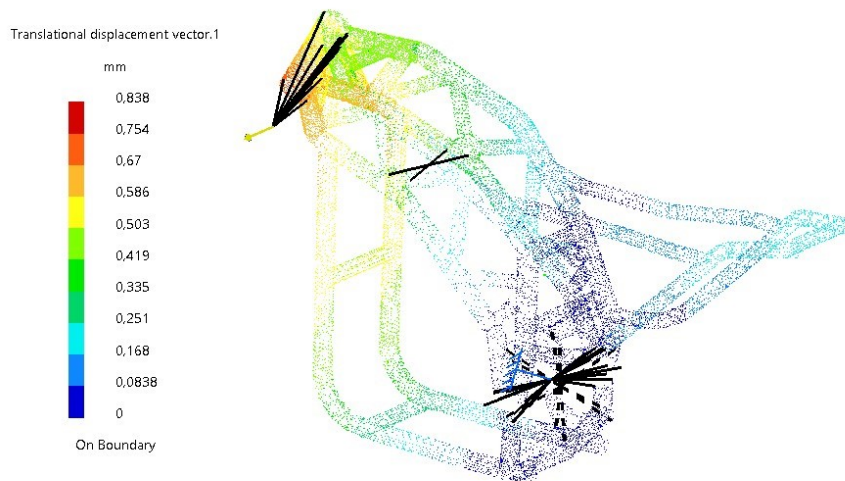
Tuhost rámu je tedy dopočítána následovně:

$$k_{lat} = \frac{F}{\Delta_{max}} = \frac{1}{0,604} = 1,656 \text{ kN/mm} \quad (99)$$

Tato hodnota je v rozmezí tuhostí z tabulky Tab. 5 a lze tak s určitou nepřesností možné považovat rám v ohledu boční tuhosti za srovnatelný s rámy existujícími.

Pro elektrickou variantu byl výpočet proveden zcela analogicky.

$$k_{lat} = \frac{F}{\Delta_{max}} = \frac{1}{0,838} = 1,2 \text{ kN/mm} \quad (100)$$



Obr. 132 Posunutí rámu pro elektrickou variantu rámu a zátěž 5kN

Hodnoty jsou srovnatelné s tuhostmi běžně dosahovanými v motocyklech (Tab. 5 Tuhosti nosného rámu a zadní kyvné vidlice u sportovního motocyklu).

Tab. 37 porovnání bočních tuhostí

	tuhost navrženého	průměr běžných hodnot	rozdíl
spalovací	1,656 kN/mm	2 kN/mm	17%
elektro	1,2 kN/mm	2 kN/mm	40%

### 3.8.1.2. Torzní tuhost

Torzní tuhost je určena pouze jako opravdu přibližný orientační parametr. Průkazné hodnoty by bylo možné získat až měřením na reálném svařenci rámu.

Pro výpočet tuhosti v křutu bylo třeba částečně upravit model, aby odpovídal vyjádření požadované tuhosti v  $\text{kN}/^\circ$  ( $\text{kN}/\text{deg}$ ). Z CAD systému CATIA lze získat pouze vyjádření posunutí v mm. Je tedy potřeba určit osu, kolem které se součást otáčí, a pomocí základních goniometrických funkcí z maximálního posunutí a jeho polohy dopočítat maximální natočení.

Za nulovou osu  $o$  byla zvolena kolmice k ose řízení z bodu středu uložení ZKV (mj. nulový bod základního souřadného systému).

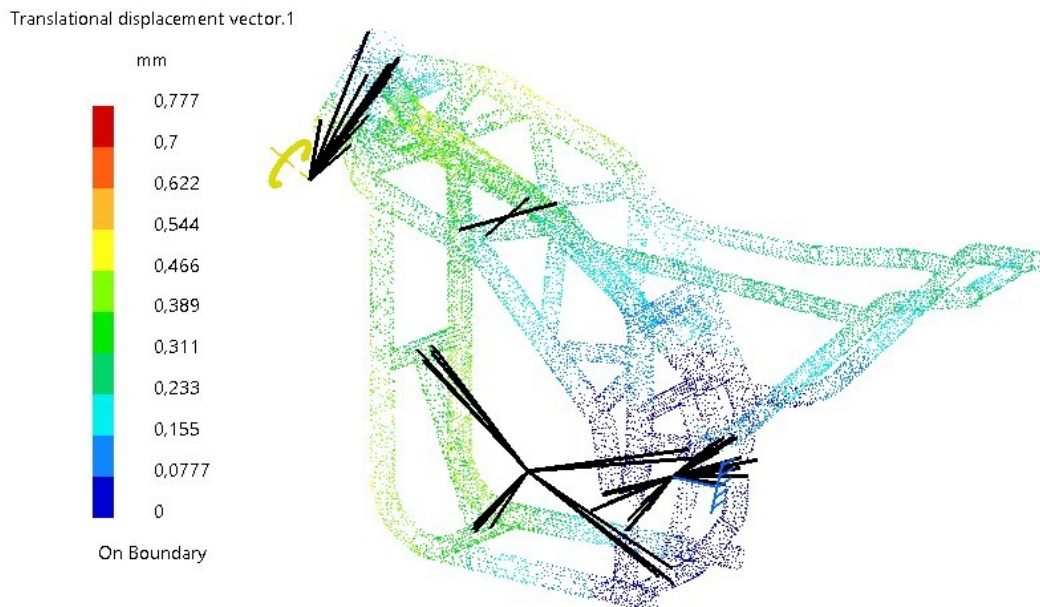
Jelikož jsou hodnoty posuvů malé, lze zanedbat jejich prostorovou orientaci.

Úhel natočení rámu byl počítán dle souřadnic bodu s maximálním posuvem a bodu uložení horního ložiska hlavy řízení. Tento bod je od nulové osy  $o$ , na kterou byl v modelu zaveden točivý moment, vzdálen 261 mm.

Úhel natočení  $\varphi$  je pak možno určit dle rovnice:

$$\varphi = \arctg \left( \frac{\Delta}{261} \right) \quad (101)$$

U spalovací varianty je maximální posunutí dle simulačního modelu rovno 0,777 mm. To je způsobeno vlivem bloku motoru (v modelu reprezentovaný jako nedeformovatelný *rigid virtual part*).



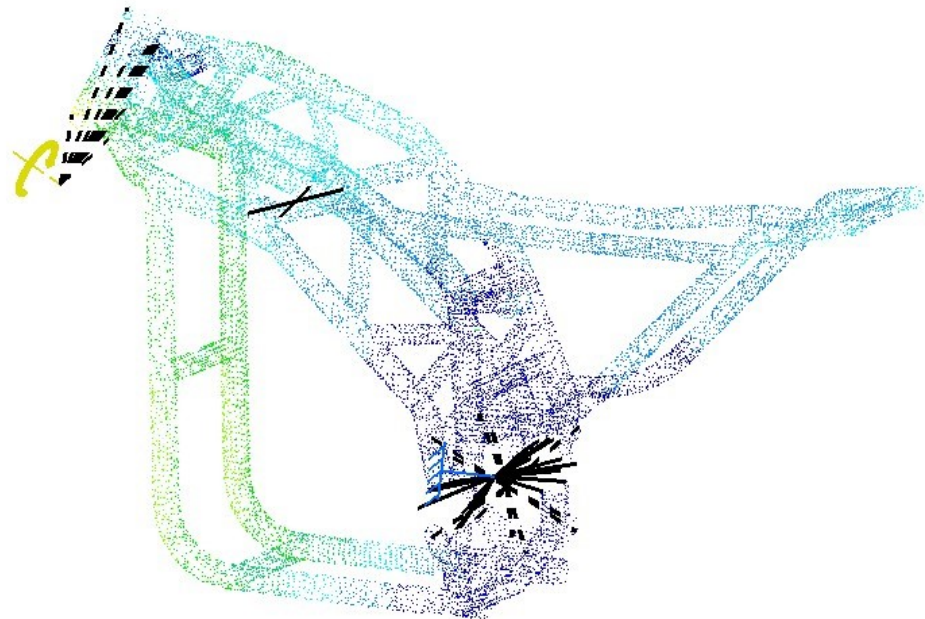
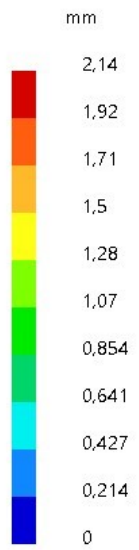
Obr. 133 Posunutí pro určení přibližné torzní tuhosti SM varianty

$$\varphi = \arctg \left( \frac{0,777}{261} \right) = 0,17^\circ \quad (102)$$

$$k_{torzSM} = \frac{M}{\varphi} = \frac{1 \text{ kNm}}{0,17^\circ} = 5,88 [\text{kNm}/^\circ] \quad (103)$$

U elektrické varianty došlo při zátěži 1000 Nm v ose  $o$  k posuvu 2,14 mm.

Translational displacement vector.1



Obr. 134 Posunutí pro určení přibližné torzní tuhosti EM varianty

$$\alpha = \arctg\left(\frac{2,14}{261}\right) = 0,47^\circ \quad (104)$$

$$k_{torzEM} = \frac{M}{\varphi} = \frac{1 \text{ kNm}}{0,47^\circ} = 2,13 \text{ [kNm/}^\circ \text{]} \quad (105)$$

Hodnota torzní tuhosti elektrovarianty je nižší než by u motocyklu měla být. Jelikož však byl výpočet prováděn v SW CATIA a se zjednodušeným CAD modelem, jsou hodnoty tuhostí opravdu jen přibližné. Důvodem je zmiňované nepřesné zadání simulačního modelu, a náhrada těles prvkem *Soft* a *Rigid virtual part*, které nemusí zcela odpovídat skutečnosti.

Tab. 38 porovnání torzních tuhostí

	navržený rám	průměr běžných hodnot	rozdíl
spalovací	5,88 kN/°	5 kN/°	15%
elektro	2,13 kNm/°	5 kN/°	57%

Z tabulky je vidět, že torzní tuhost elektrovarianty bude nedostatečná a bude třeba rám vhodně zpevnit.

### 3.8.1.3. Podélná tuhost

Pro podélnou tuhost byl opět vytvořen model využívající působiště síly v průmětu středu kývačky do přímky osy řízení.

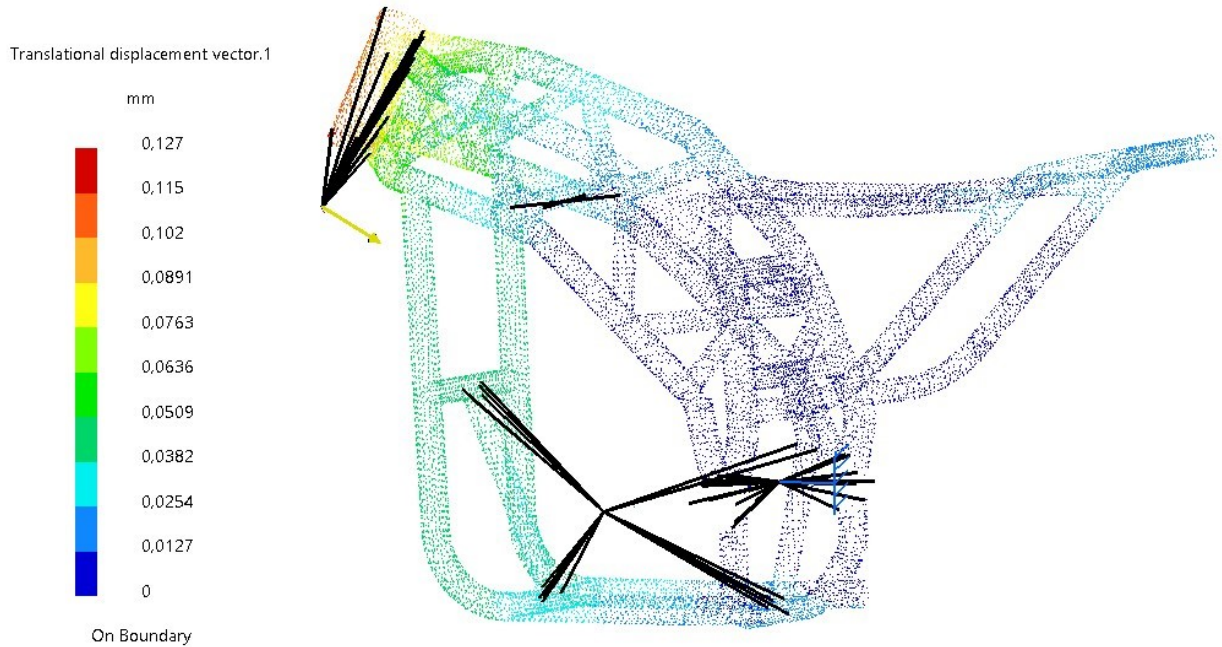
U spalovací varianty bylo při zátěži 1000N dosaženo posunutí 0,127 mm. Podélná tuhost má tak velikost:

$$k_{longSM} = \frac{F}{\Delta_{max}} = \frac{1}{0,127} = 7,87 \text{ kN/mm} \quad (106)$$

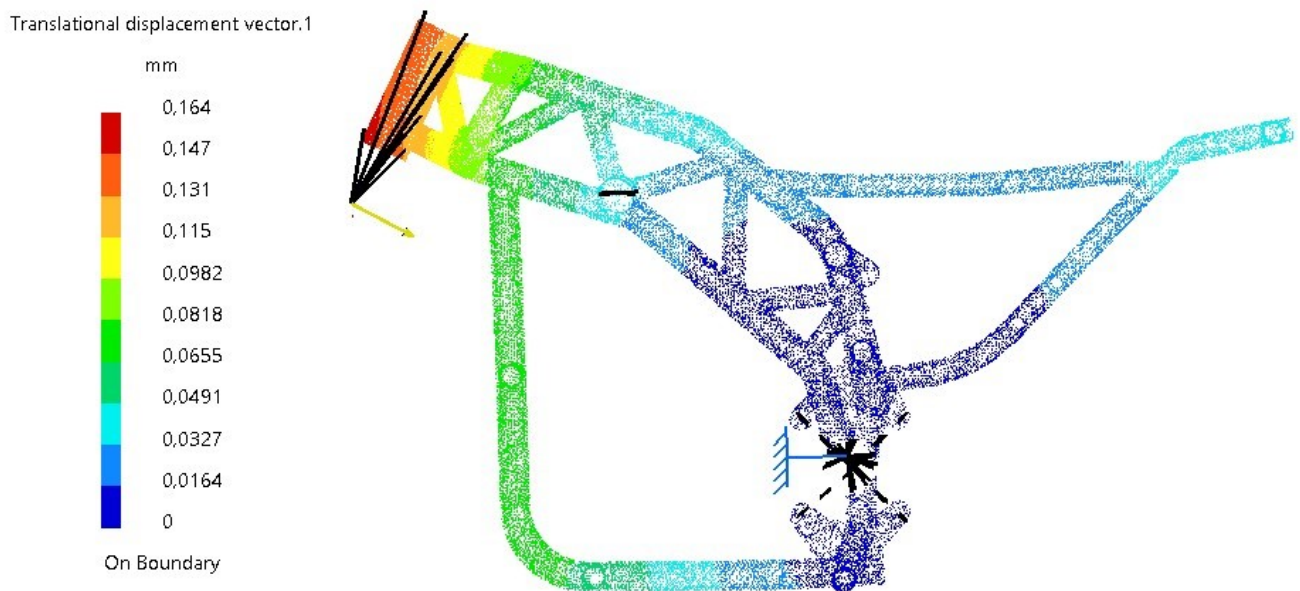
Elektrická varianta byla zatěžována shodně, jen s odlišnou definicí virtuálních součástí.

$$k_{longEM} = \frac{F}{\Delta_{max}} = \frac{1}{0,164} = 6,1 \text{ kN/mm} \quad (107)$$

Obě hodnoty jsou opět srovnatelné s hodnotami z Tab. 5.



Obr. 135 Posunutí pro určení přibližné podélné tuhosti rámu SM varianty



Obr. 136 Posunutí pro určení přibližné podélné tuhosti rámu EM varianty

Tab. 39 porovnání podélné tuhosti rámu

	navržený rám	průměr běžných hodnot	rozdíl
spalovací	7,87 kN/mm	7,5 kN/mm	5%
elektro	6,1 kN/mm	7,5 kN/mm	18%

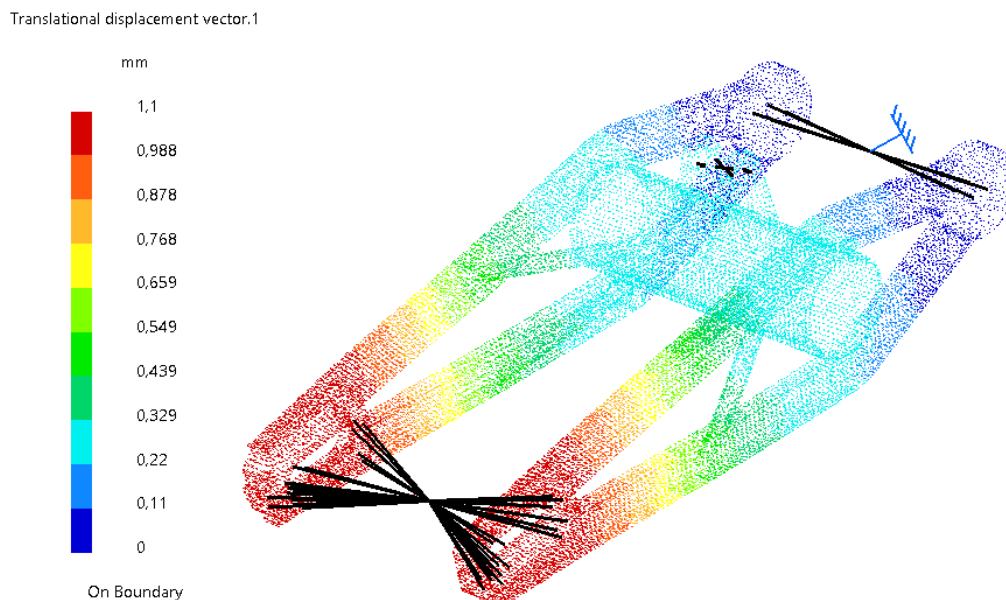
### 3.8.2. Tuhost zadní kyvné vidlice

Model zadní kyvné vidlice byl tvořen z plošných prvků jen částečně, finální detailní podobu se všemi částmi získal model až při CAD modelování s objemy. Z tohoto důvodu bylo potřeba podrobit analýze objemový model.

Model byl opět v prostoru uložen jako vetknutý v místě spojení s rámem a zatížen bodovou silou pro určení boční tuhosti a momentem pro tuhost torzní.

#### 3.8.2.1. Boční tuhost ZKV

Zátěž 5kN působící v místě uložení kola spojená s tělesem dílu přes prvek Rigid virtual part. S ohledem na výpočetní čas je použit element OCTREE tetrahedron linear (základní možnost v CATIA Generative structural analysis) o velikosti hrany 5mm. Tento element je velký a tedy pro správnost výsledků i nevhodný, avšak dostačující pro opravdu základní představu pro odhad chování dílu.



Obr. 137 Posunutí pro posouzení přibližné boční tuhosti ZKV

Maximální posunutí má dle výsledků analýzy hodnotu 1,1 mm. Z toho vyplývá, že boční tuhost navržené vidlice je rovna:

$$k_{lat} = \frac{F}{\Delta_{max}} = \frac{5}{1,1} = 4,5 \text{ kN/mm} \quad (108)$$

Běžné hodnoty se dle Tab. 5 pohybují v rozmezí 0,8 až 1,6. Navržená zadní vidlice je tedy bočně tuhá dostatečně.

#### 3.8.2.2. Torzní tuhost ZKV

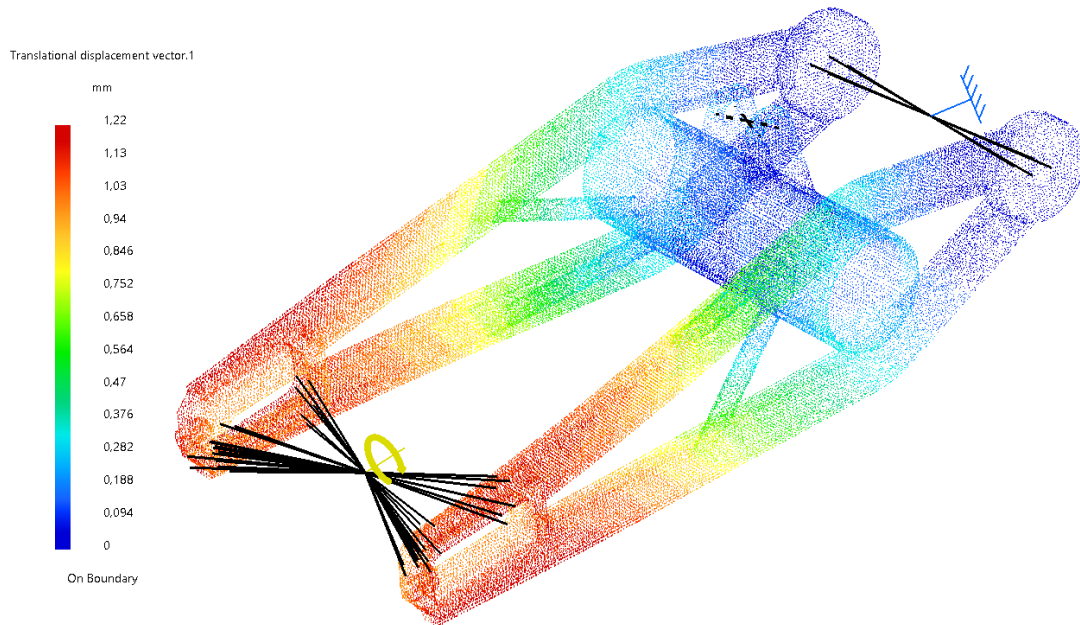
Pro torzní tuhost byl do modelu zaveden moment o velikosti 1000Nm působící na osu zadního kola dle schématu z kapitoly 2.7.3.4

Úhel natočení a tuhost lze vypočítat ze souřadnic bodu maximálního natočení.

$$\alpha = \arctg\left(\frac{133 + 1,22}{32}\right) - \arctg\left(\frac{133}{32}\right) = 0,118^\circ \quad (109)$$

$$k_{torzSM} = \frac{M}{\alpha} = \frac{1 \text{ kNm}}{0,118^\circ} = 8,44 \text{ [kNm/}^\circ \text{]} \quad (110)$$

Torzní tuhost zjištěná výpočtem je opět výrazně vyšší než je tomu u běžných hodnot z Tab. 5. Pro zjištění její přesné hodnoty bude potřeba model podrobit důkladnější analýze v SW přímo určeném pro strukturní analýzu.



Obr. 138 Posunutí pro určení přibližné torzní tuhosti ZKV

### 3.9. Strukturní analýza. Kritická místa při zatěžování, pevnost a únosnost rámu

Strukturní analýza byla prováděna v programu CATIA. Tento CAD systém není zaměřen na pevnostní výpočty, a tak jsou zde uvedená data pouze orientační, a slouží spíše k ověření a určení polohy kritických míst v návrhu, kterým je potřeba při dalším zpracování návrhu věnovat pozornost.

Pevnost rámu byla posuzována v jednotlivých zátěžných stavech naznačených a vyšetřených v kapitole 3.4. Navíc byl vyšetřen i stav rovnováhy na předním a zadním kole.

Vlastnosti použitého materiálu EN 1.0038 (ČSN 11 373) jsou v Tab. 31 (stránka 81).

Návrh je prováděn s bezpečností  $k=1,5$ , proti mezi kluzu  $\sigma_e = 200 \text{ MPa}$ .

Zjištěné hodnoty napětí je však nutno ověřit ještě v lépe zadaném a zasítovaném modelu. Použitý model byl podřízen minimalizaci výpočetního času a proveditelnosti výpočtu i ve studentské licenci programu CATIA V5, která neumožňuje více druhů sítí (mesh) a vlastností sítí (property) v jednom modelu, propojení jednotlivých sítí dohromady (connect) a analýzu sestavy více těles (multibody). Detailní analýzu rámu je též doporučeno provádět v jiném programu než CATIA. Tento CAD systém není zaměřen na tvorbu analýz, a výsledky z něj lze použít jen pro základní určení kritických míst v návrhu.

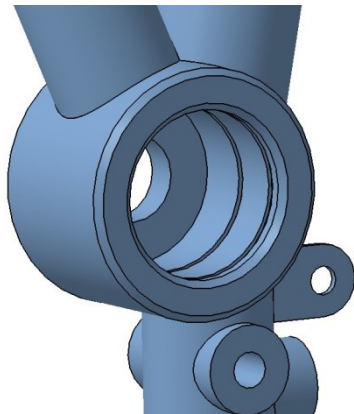
Místa, kde se spojují dvě trubky jsou místa ovlivněná svarem. Svar zanechá svého okolí řadu vlivů, od možných koncentrátorů napětí způsobených nečistotami, přes zbytkové mechanické napětí způsobené rozdílem teplot a postupným tuhnutím roztaveného materiálu, až po změnu mechanických vlastností svařovaného materiálu. Je

tedy otázka, do jaké míry se model s chybějícím materiálem liší od modelu skutečného stavu.

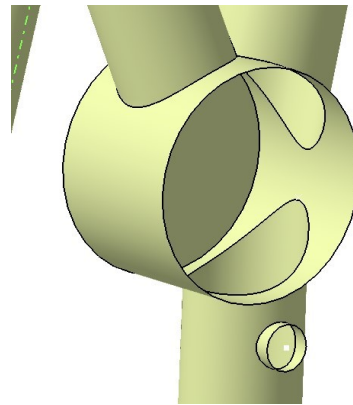
Jezdci jsou do analýzy zadáni jako síla působící přes poddajné virtuální těleso (soft virtual part) na díry pro šrouby držáků stupaček.

Pokud by tak jako zde prováděné analýzy vyšly regulérní a detailně zpracované analýzy správně zadaných a nasíťovaných modelů, bylo by nutné rám navrhnout znovu. Jelikož je však současný model vlivem nedokonalostí určen jen pro předběžné určení kritických míst a tuhosti rámu, je možné konstrukční úpravy jen doporučit pro další zpracování.

Soubory s analýzami (CAD modely) jsou součástí přílohy.



Obr. 139 Skutečná podoba uložení ZKV do rámu v objemovém CAD modelu

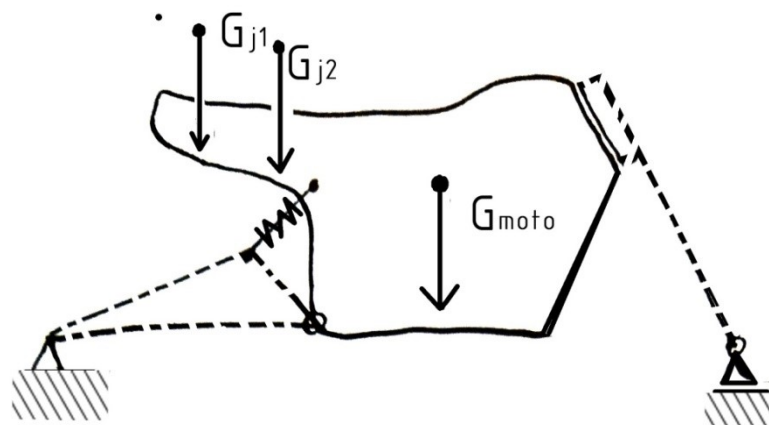


Obr. 140 Podoba uložení ZKV do rámu v simulačním plošném modelu. Tloušťka stěny je uvažována 2mm

### 3.9.1.1. Svislá zátěž 3,5g

Pro tento mód namáhání byl zvolen model dle Obr. 141. Účelem je simulovat přejezd překážky a částečně i přetížení při zatáčení.

Zjištěné hodnoty namáhání ukazují jasně na kritická místa dílu svařence – hlava řízení a uložení kyvné vidlice.



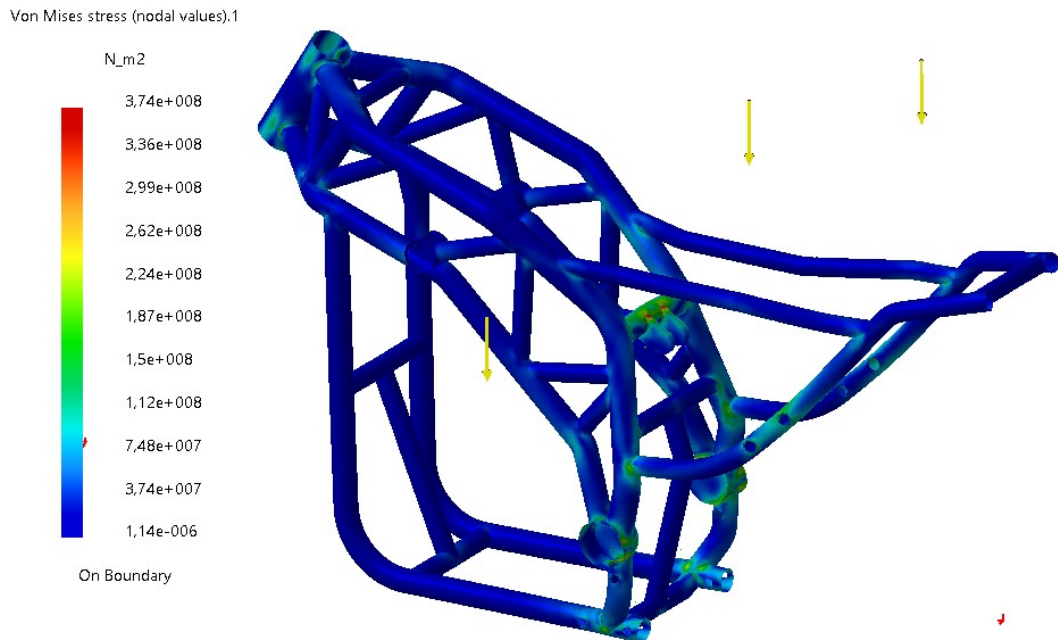
Obr. 141 Statické namáhání  $x \cdot g$

Zde se projevila nevhodnost 3D modelu, kde v místě spojení trubek chybí materiál, a tak vznikají v koncentrátoch napětí (v místech spojení trubek) nereálně vysoké hodnoty

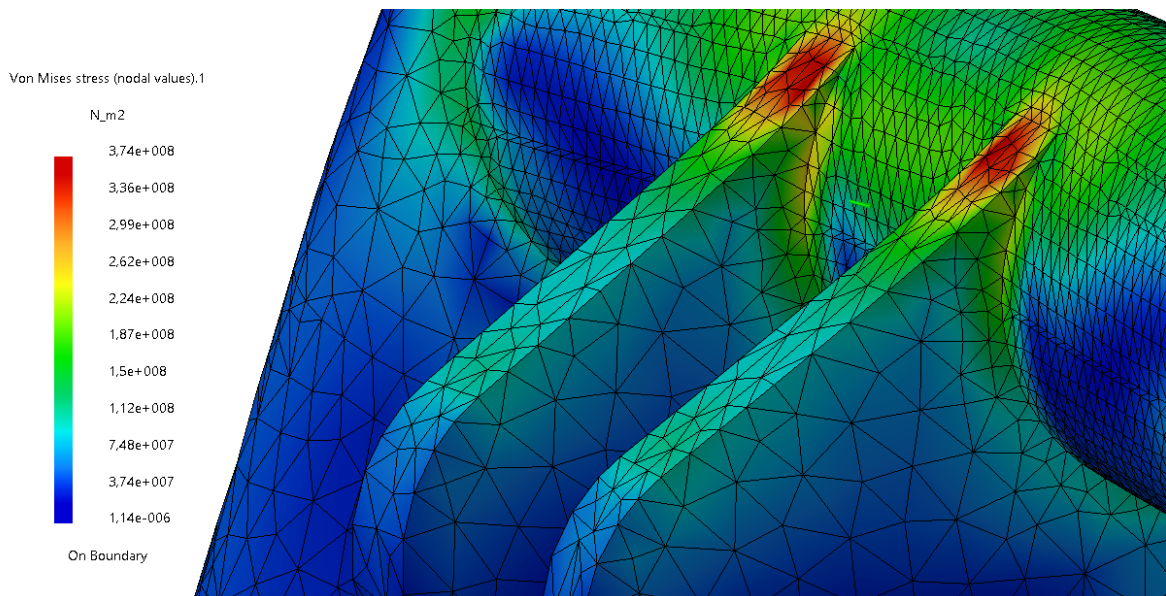


napětí. Nepřesné je i modelování hlavy řízení o stejné tloušťce jako všechny ostatní trubky (2mm).

### 3.9.1.1.1. Spalovací varianta



Obr. 142 Svislá zátěž 3,5g spalovací varianta rámu

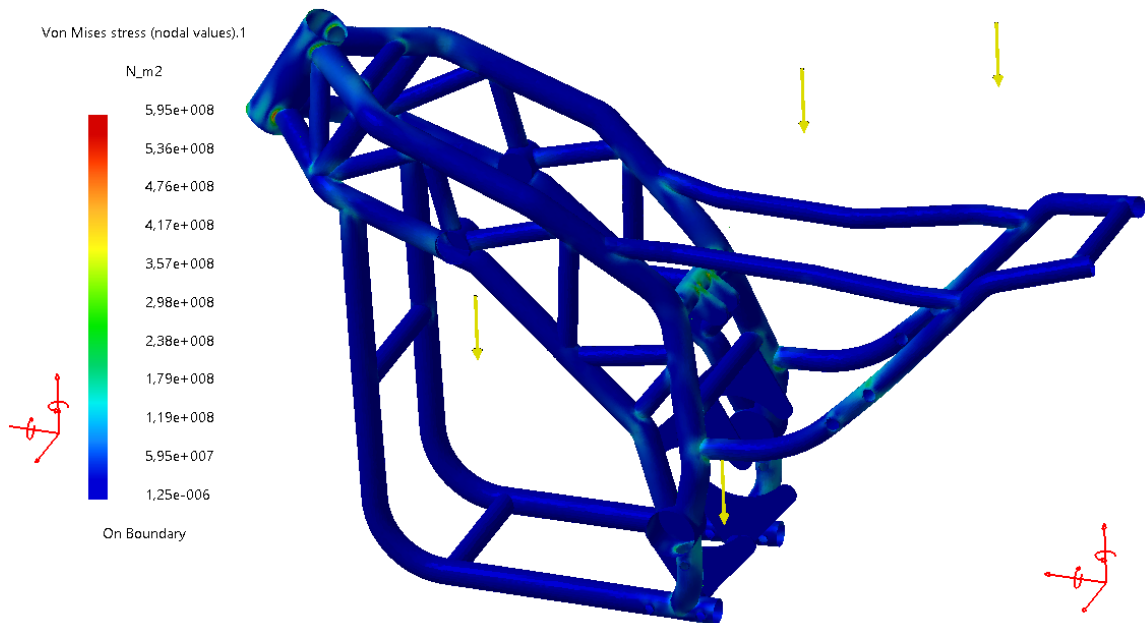


Obr. 143 Detail maximálního namáhání při „3,5g“ zátěži

Kritickým místem je zde uložení tlumiče. Koncentrace napětí je však přítomna v oblasti, kde je model vysíťován nepřesně, oka tlumiče jsou pro síť pouze tenkostěnné prvky. Ve skutečnosti se však jedná o jednolitý kus materiálu o tloušťce 10mm.

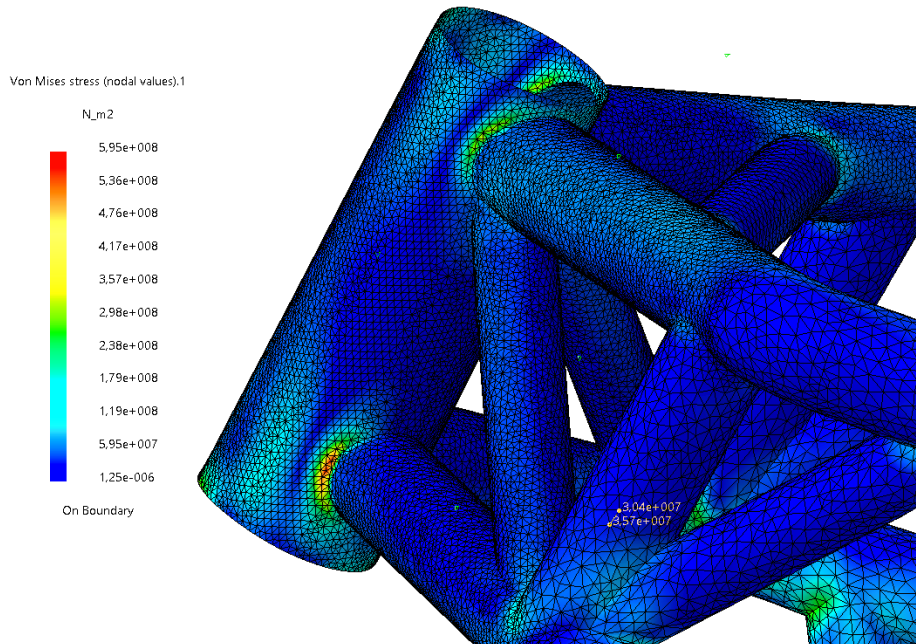
Z obrázků je vidět, že návrh by nesplnil podmínku únosnosti, a bude tak zapotřebí toto místo prozkoumat důkladněji, nebo jej vybavit přídatnou výztuhou.

### 3.9.1.1.2. Elektro varianta:



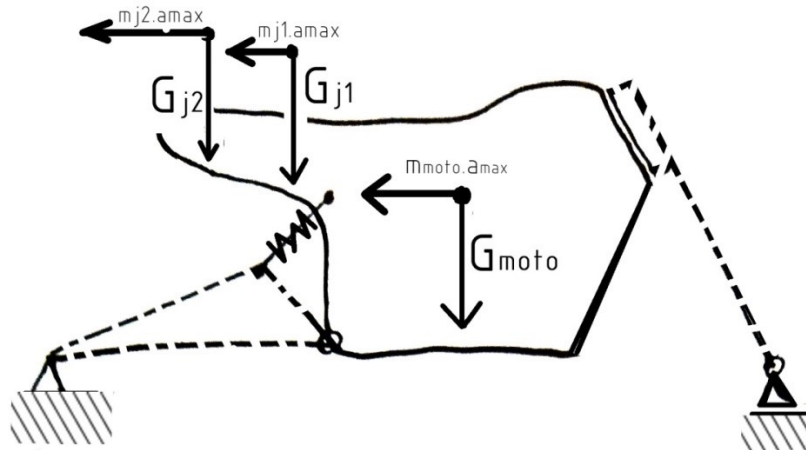
Obr. 144 Namáhání rámu elektrické varianty svislým zrychlením 3,5g

Ani tato verze rámu opět nesplnila požadavek únosnosti. Zde je kritickým místem pravděpodobně hlava řízení. Je zde však opět místo s chybějícím materiálem v místě spoje trubek a trubka hlavy řízení navíc, z důvodu omezení licencí programu CATIA, nemá přiřazenu správnou tloušťku (2mm namísto 5mm). Výsledky jsou zobrazeny pro jednotnou tloušťku celého dílu svařence rámu.



Obr. 145 Detail zatížení elektro varianty svislým zrychlením 3,5g

### 3.9.1.2. Zrychlování na mezi adheze

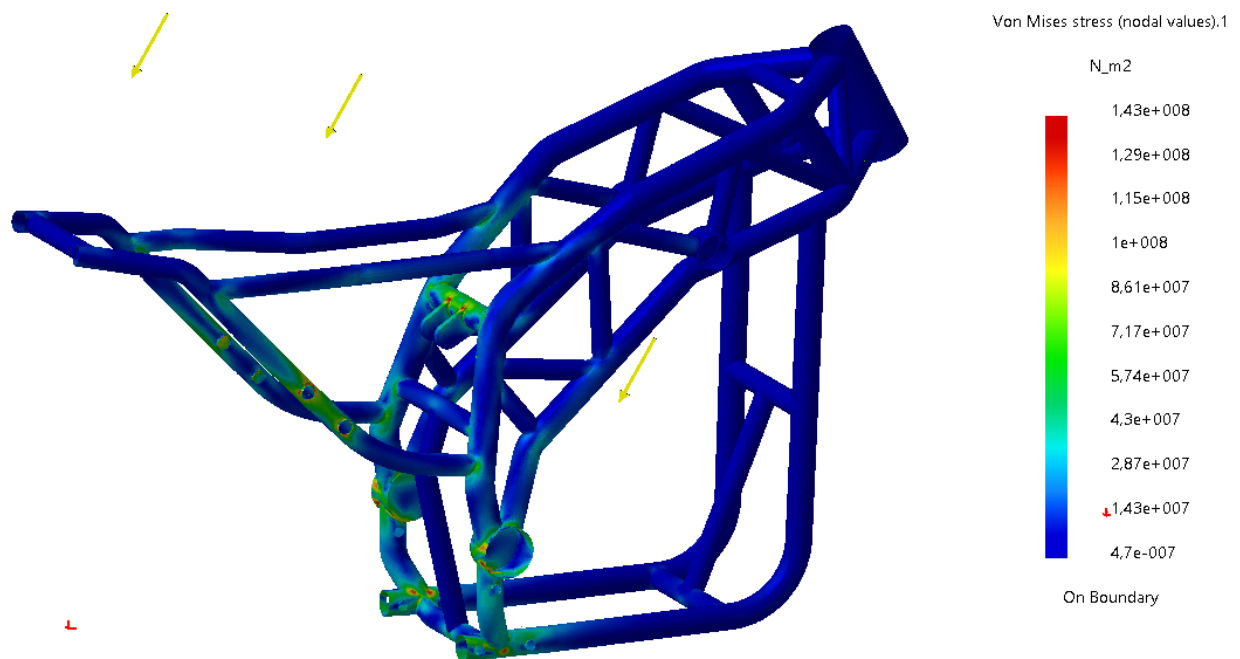


Obr. 146 Dynamické namáhání při akceleraci - zjednodušeně, pro CAD analýzu

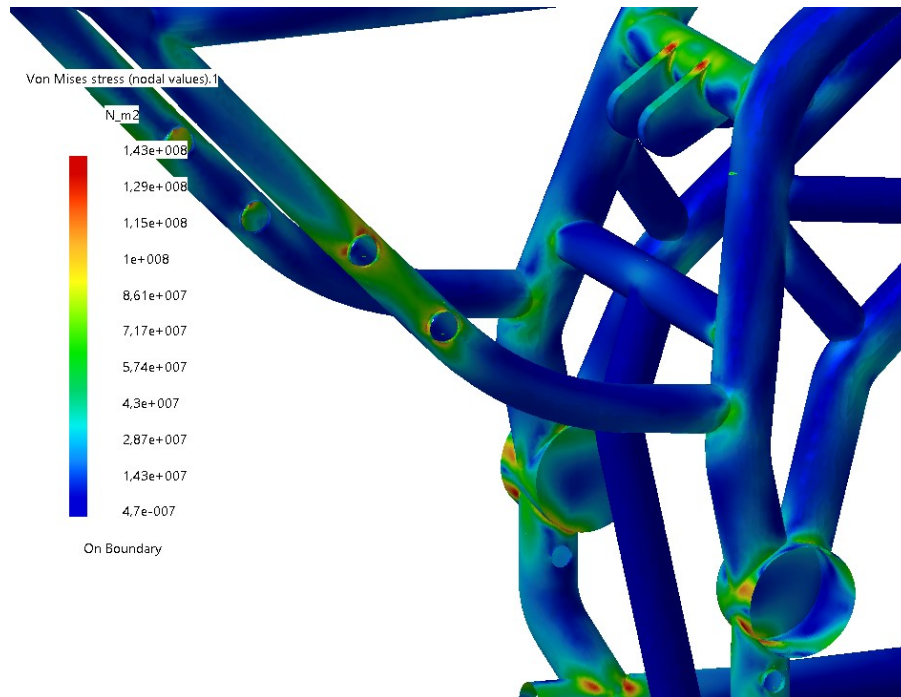
Na díl rámu zde působí tíhy a setrvačnosti komponent pohonů a jezdců. V obou variantách je v souladu s předpokladem kritickým místem uložení kývačky, uložení tlumiče a montážní body pro držáky stupaček, které přenášejí síly od jezdců.

#### 3.9.1.2.1. Spalovací verze

Zde je kritickým místem s největším vypočteným napětím opět uložení tlumiče, které je však modelováno jinak, než by mělo ve skutečnosti vypadat. Velkou sílu přenáší též držák stupaček spolujezdce a uložení kývačky. Hlava řízení je dle předpokladu zcela odlehčena.



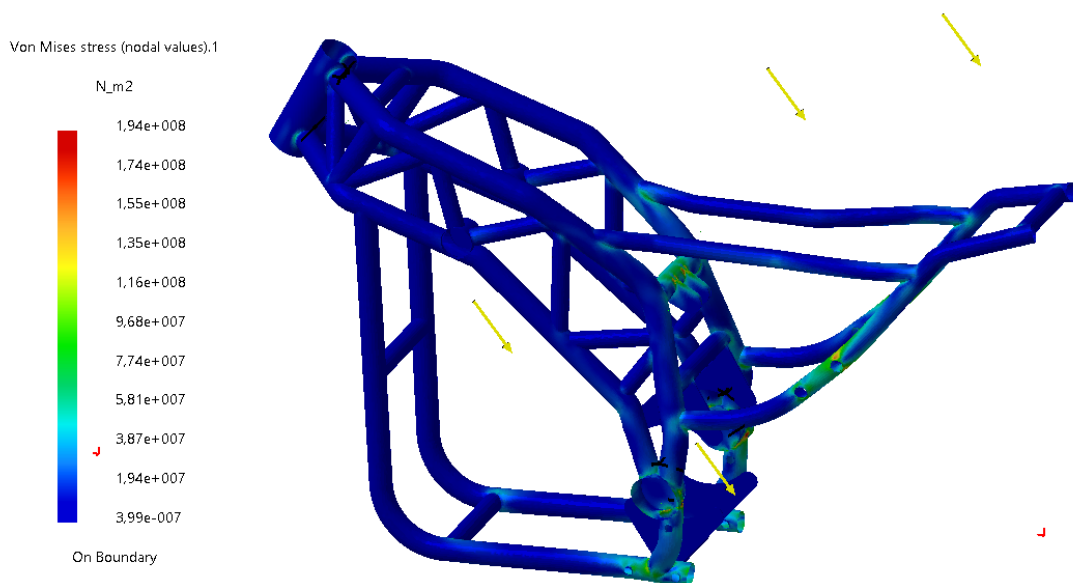
Obr. 147 Zrychlování na mezi adheze, spalovací varianta



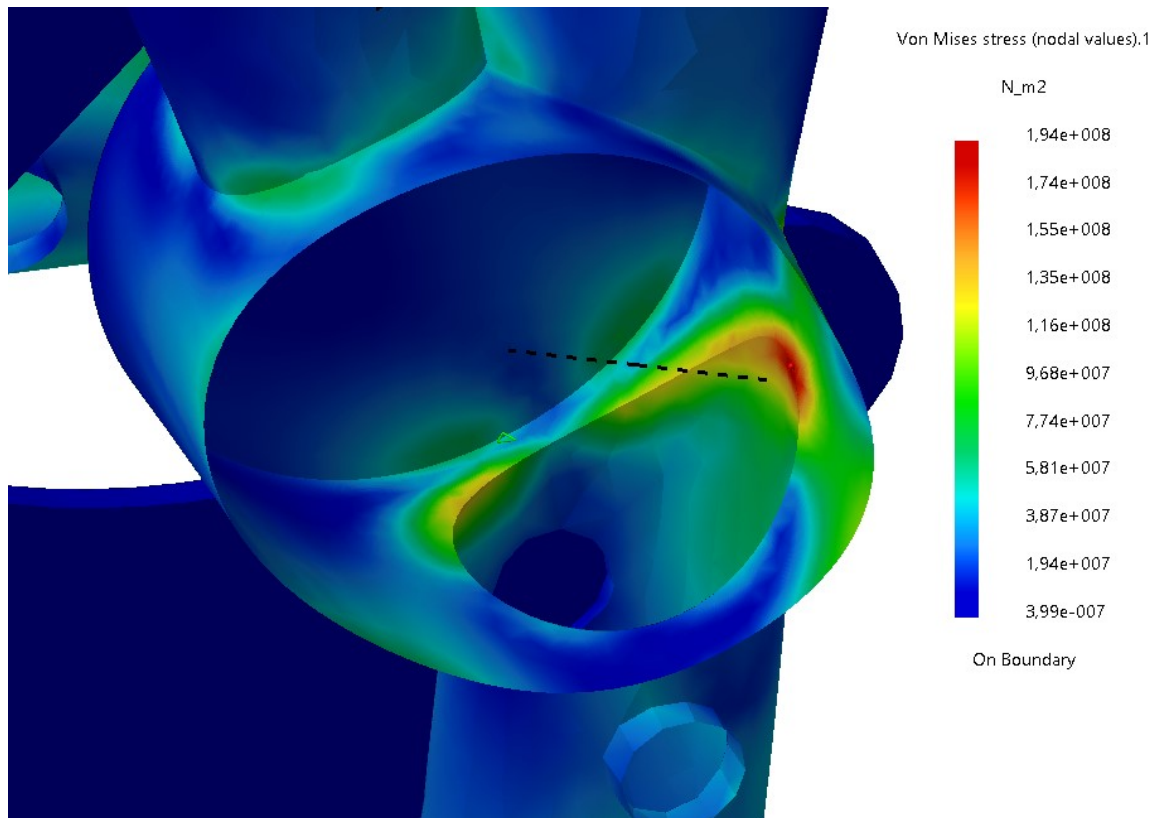
Obr. 148 Detail namáhání při zrychlování na mezi adheze u spalovací varianty

### 3.9.1.2.2. Elektro verze

U elektrovarianty je při zrychlování dle provedené simulace kritickým místem uložení tlumiče, uložení kyvné vidlice a montážní bod stupaček spolujezdce. Je však potřeba připomenout, že uložení ložisek ZKV bude ve skutečnosti navrženo odlišně, než jak bylo modelováno v simulaci zatížení. Totéž platí i o uložení stupaček a částečně i o uložení tlumiče pérování. Nepřesnost vlivem uložení modelu v prostoru (vazba na přední vidlici zamezující zvednutí) pravděpodobně způsobila i malou špičku napětí na napojení hlavy řízení k trubkám rámu. Na obrázku detailu je patrné nepřesné zadání modelu.

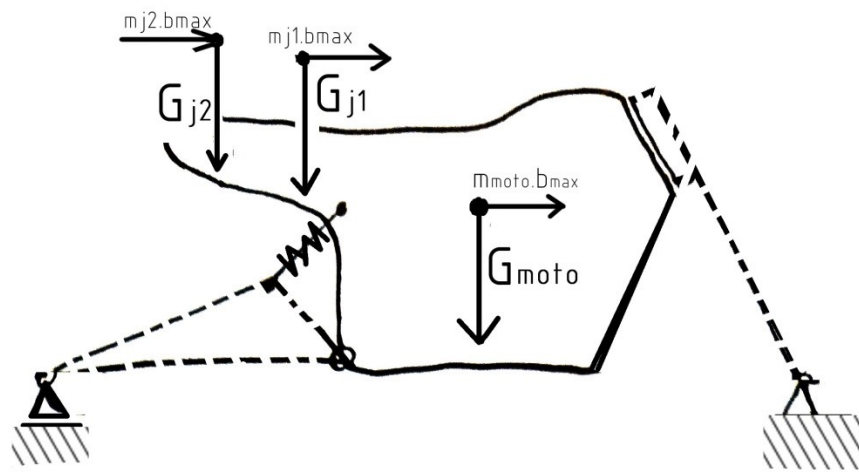


Obr. 149 Namáhání elektro verze při zrychlování na mezi adheze



Obr. 150 Detail namáhání uložení ZKV u elektroverze při zrychlování na mezi adheze

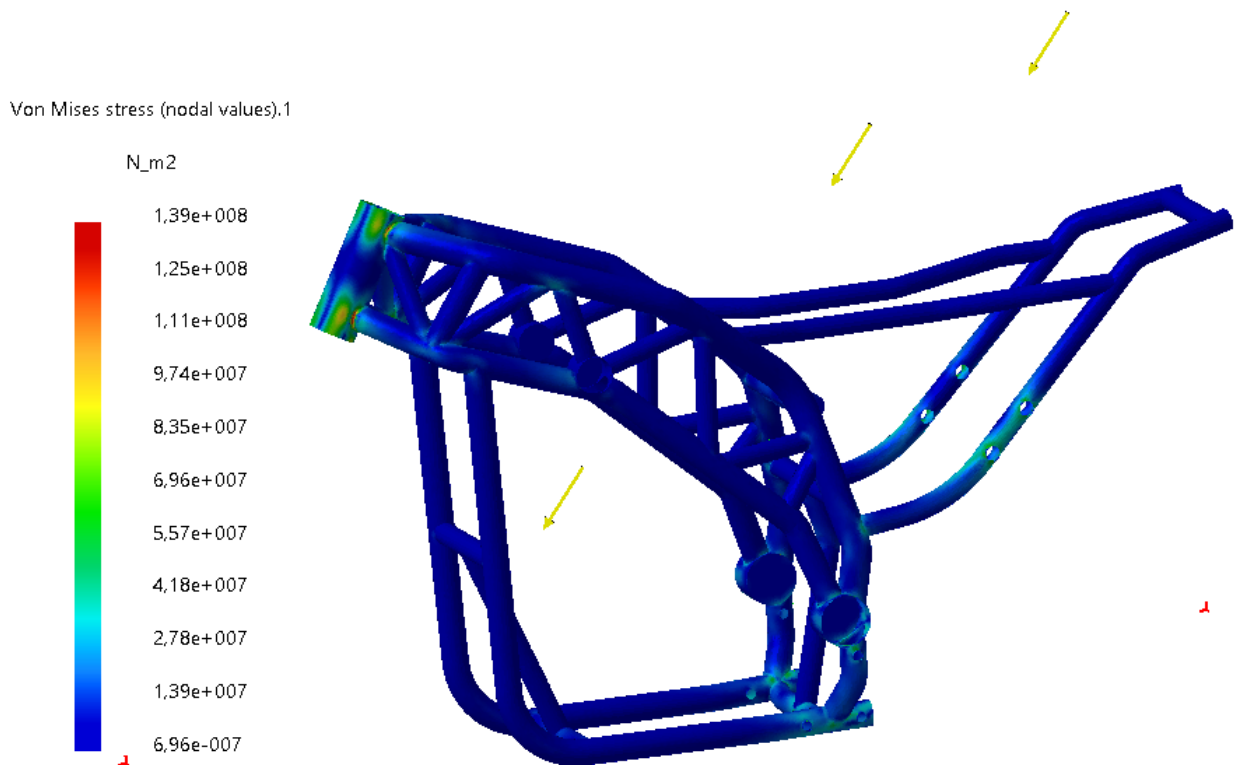
### 3.9.1.3. Brzdění mez adheze



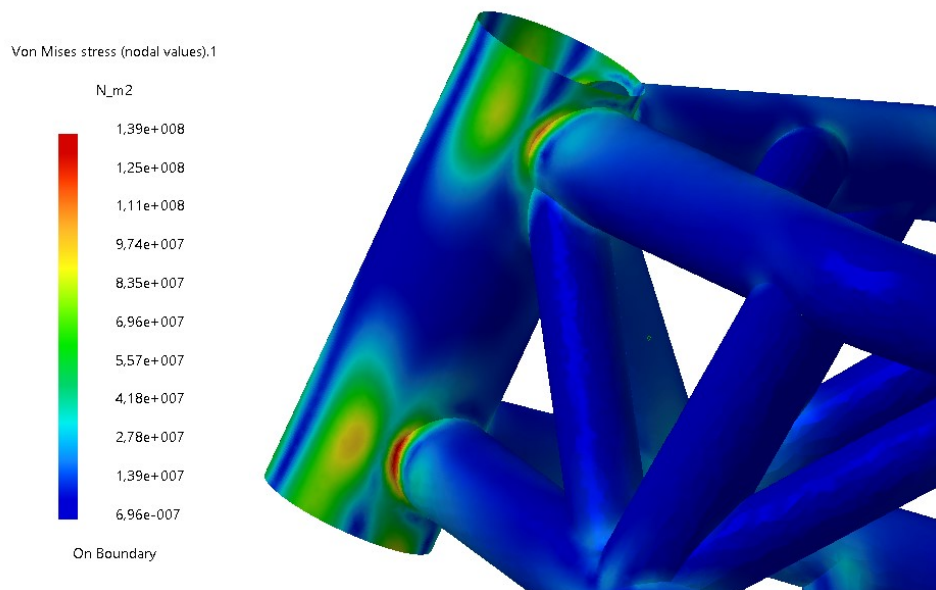
Obr. 151 Dynamické namáhání při brzdění - zjednodušeně, pro CAD analýzu

Na díl rámu působí tíha a setrvačnost komponent pohonů a jezdců. V obou variantách je kritickým místem uložení hlavy řízení a montážní body pro držáky stupaček, které opět přenášejí síly od jezdců.

### 3.9.1.3.1. Spalovací verze



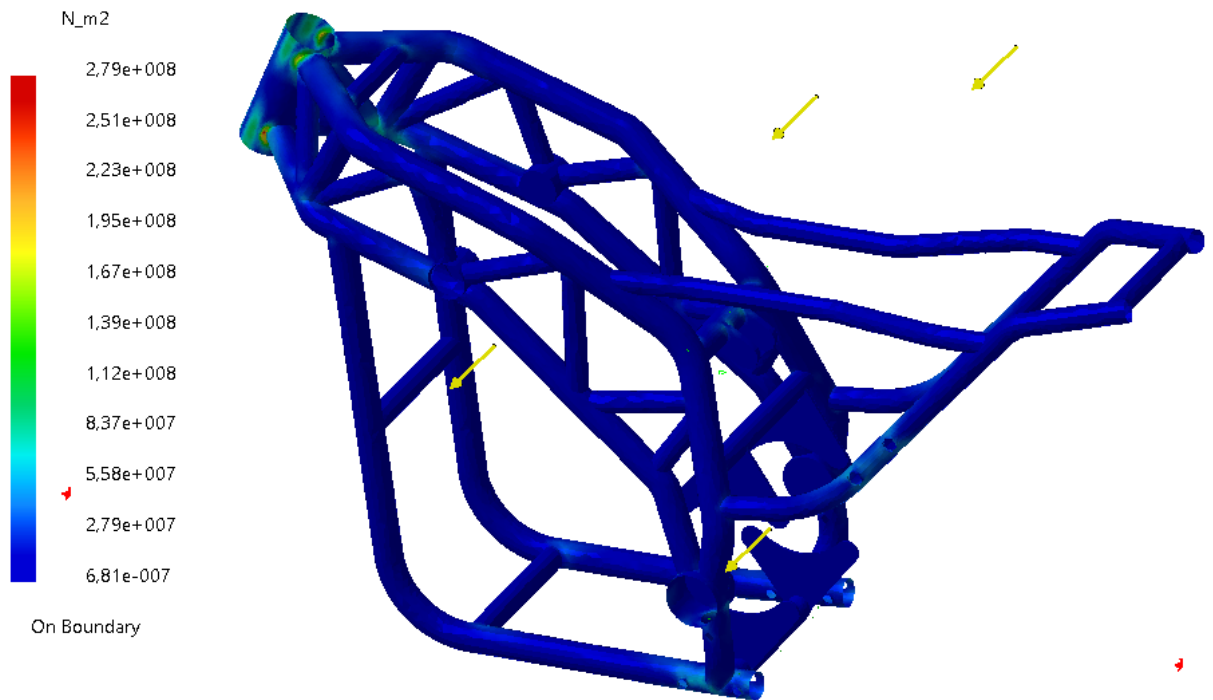
*Obr. 152* Namáhání spalovací verze kvazistaticky brzděním na mezi adheze nosného ramu. Napětí na trubce niavy řízení mimo svar by nemělo být tak výrazné, jelikož trubka bude mít v reálu větší tloušťku stěny. Bude však stále nejvíce namáhaným místem v tomto módu zatížení.



*Obr. 153* Detail namáhání spalovací verze kvazistaticky brzděním na mezi adheze

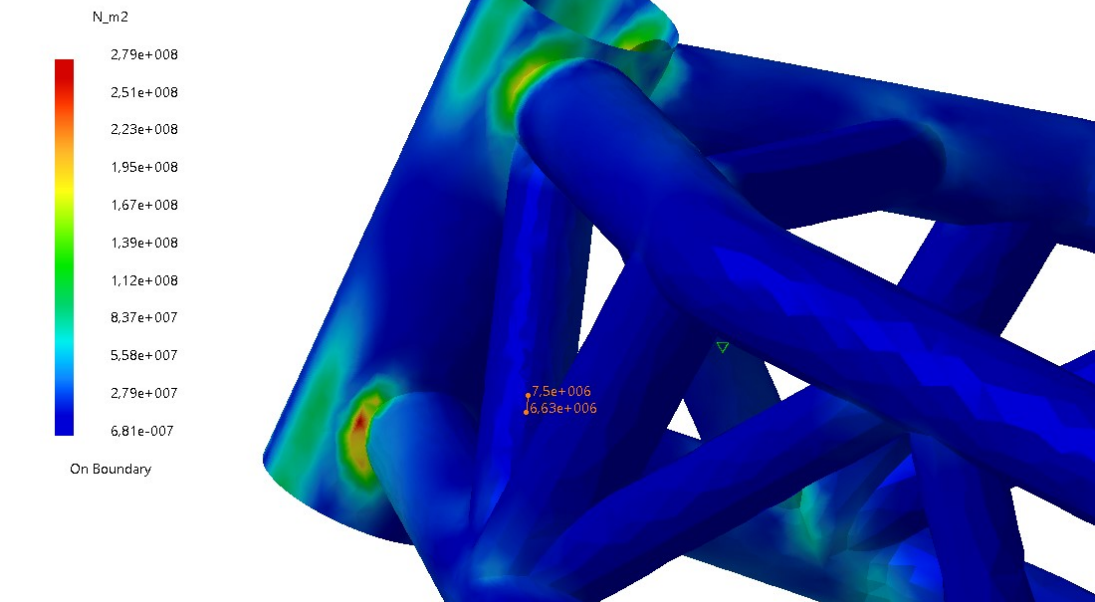
### 3.9.1.3.2. Elektro verze

Von Mises stress (nodal values).1



Obr. 154 Namáhání elektro verze rámu brzděním na mezi adheze

Von Mises stress (nodal values).1

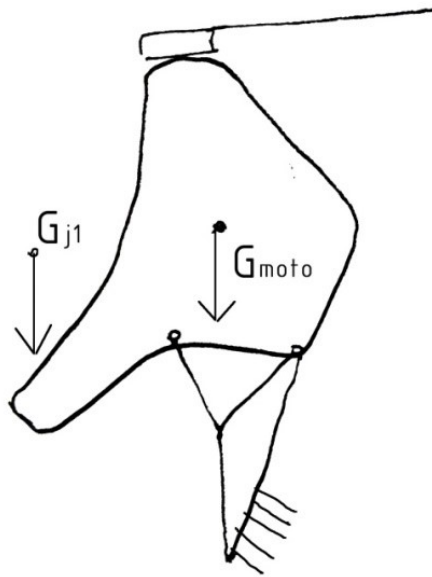


Obr. 155 Detail namáhání elektro verze brzděním

### 3.9.1.4. Rovnovážná poloha při stojce na zadním kole

Při zatížení pouze zadního kola působí na nosný rám pouze gravitační síla jezdce a komponent. Uvažována je pouze těžší elektrická) varianta.

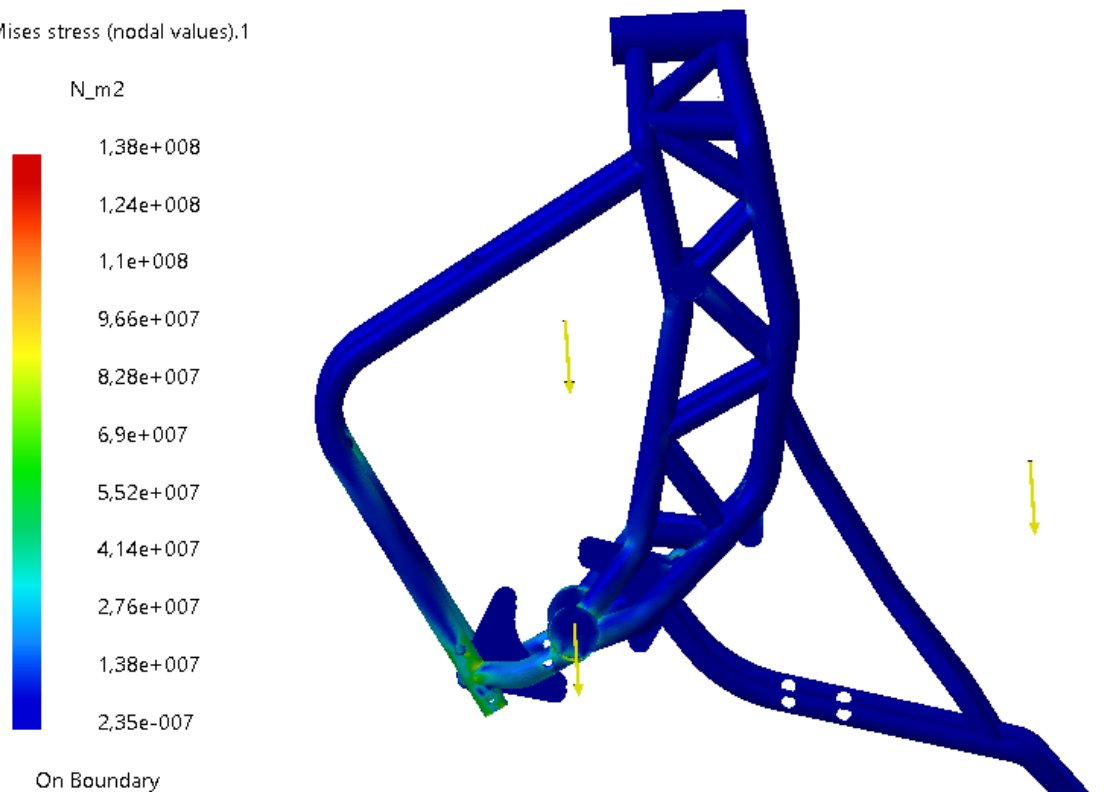
Kritickým místem je zde dle předpokladu uložení ložisek a čepu zadní kyvné vidlice. Jelikož je však maximální napětí na místě, které je však přítomno v oblasti velmi pravděpodobně ovlivněné nepřesným modelováním a chybějícím materiálem v součásti



Obr. 156 Model zatížení rámu jízdou po zadním kole

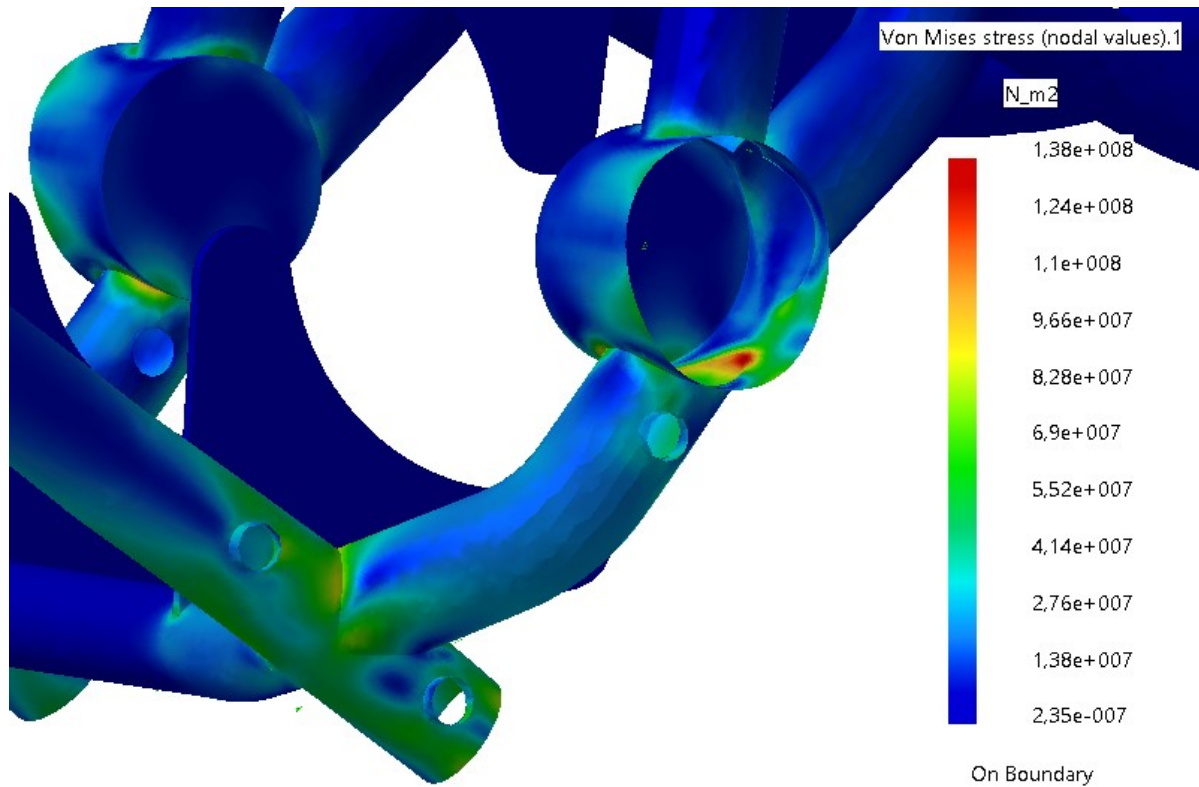
Dalším místem, kde dochází ke koncentraci napětí je okolí svaru pod uložením ZKV.

Von Mises stress (nodal values).1



Obr. 157 Namáhání rámu při stojce na zadním kole

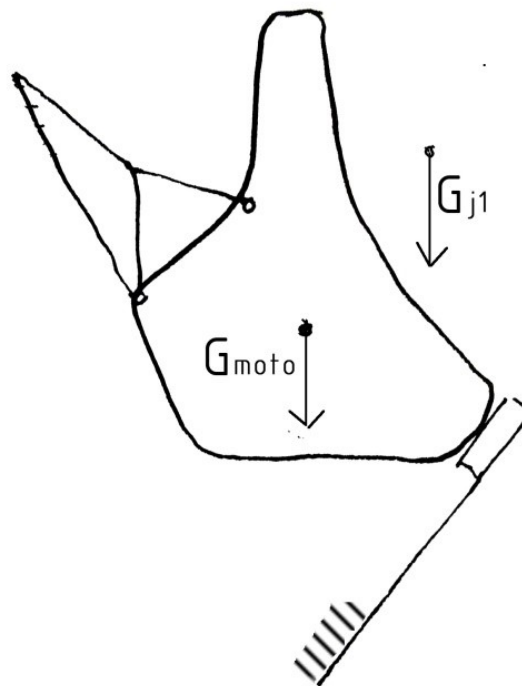




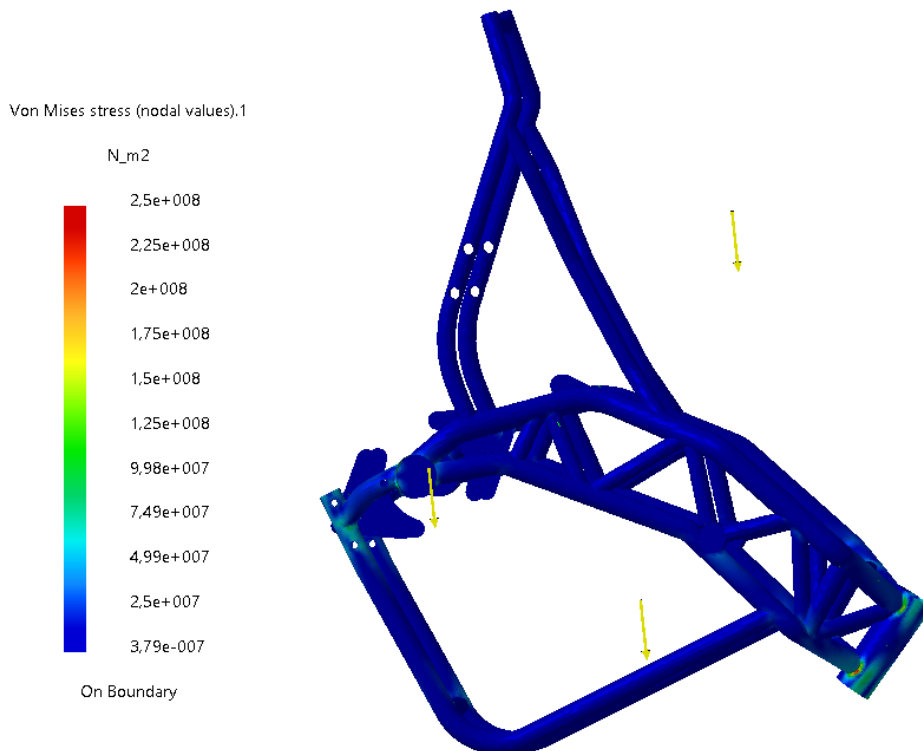
Obr. 158 Detail namáhání rámu při stojce na zadním kole

### 3.9.1.5. Rovnovážný stav při stojce na předním kole

Při tomto módu zatížení je nejcitlivějším místem spojení trubek přední části rámu a hlavy řízení. Uvažována je zátěž pouze jediným jezdcem,

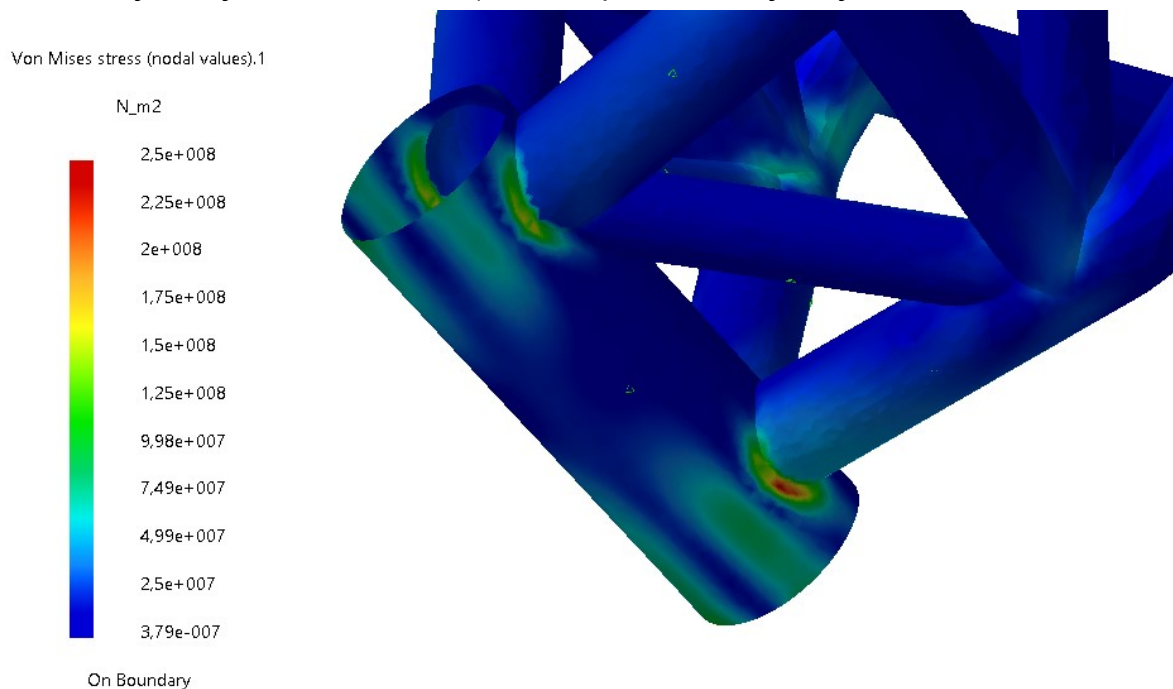


Obr. 159 Stojka na kole předním, mechanický zjednodušený model pro analýzu



*Obr. 160 Stav zatížení motocyklu stojem na předním kole*

Kritickým místem je opět dle předpokladu hlava řízení, přičemž je pravděpodobně vinou nesprávného zadání modelu přesažena jako u předchozích mez kluzu. Zda je skutečně tato část namáhána tolik, že dojde ve svaru k plastizaci materiálu, by ukázala detailní analýza objemového modelu, nebo experiment s fyzickým modelem rámu.



*Obr. 161 Detail zatížení motocyklu stojem na předním kole*

### 3.10. Modální analýza navrženého rámu

Při modální analýze by měly být určeny vlastní frekvence rámu a porovnány s frekvencemi kmitání vnášenými do rámu od vozovky a buzených vlivem komponent pohonů.

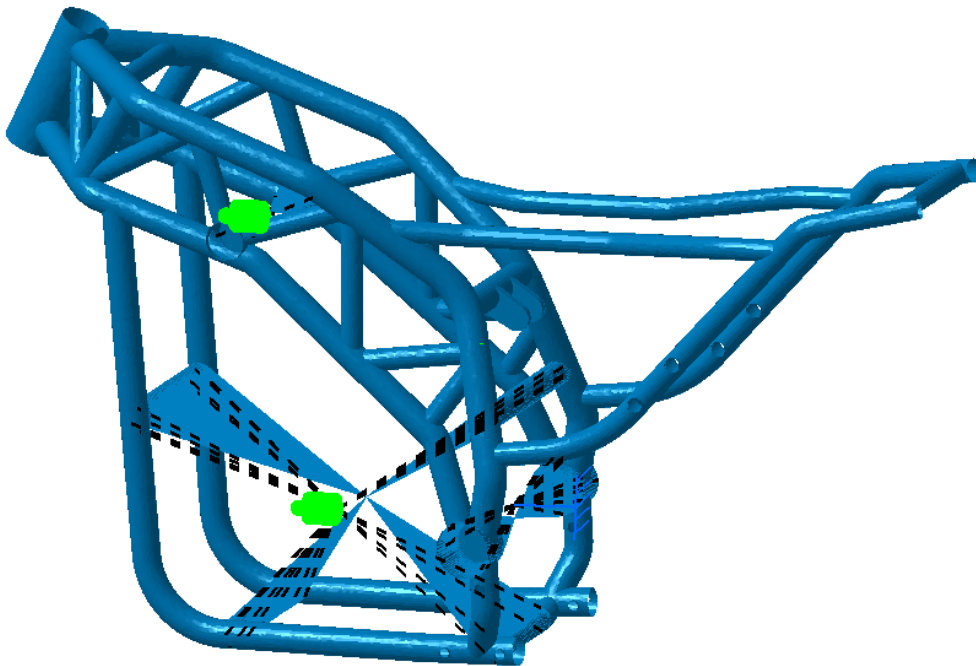
Jelikož však pro vypracování nebyla k dispozici data popisující frekvenční vlastnosti pohonů, zejména pak pístového spalovacího motoru, nebylo možno posoudit, zda dojde v provozním spektru otáček k rezonanci buzení s vlastní frekvencí rámu.

Zjišťováno je nebezpečí přiblížení se těchto vlastních tvarů kmitů sestavy rámu k frekvencím zmíněného buzení z okolí. Pro detailní frekvenční analýzu by měly být známy i tuhosti pružin a tlumicích vlastnosti použitých tlumičů. Jelikož jsou však z důvodu rozsahu a zaměření této DP zatím neznámy, jsou v tomto výpočtu zanedbány. Pro další postup při návrhu motocyklu využívajícího navržený nosný rám je však detailní modální analýza předpokladem správného a korektního řešení konstrukční úlohy, které zajišťuje správně fungující soustrojí.

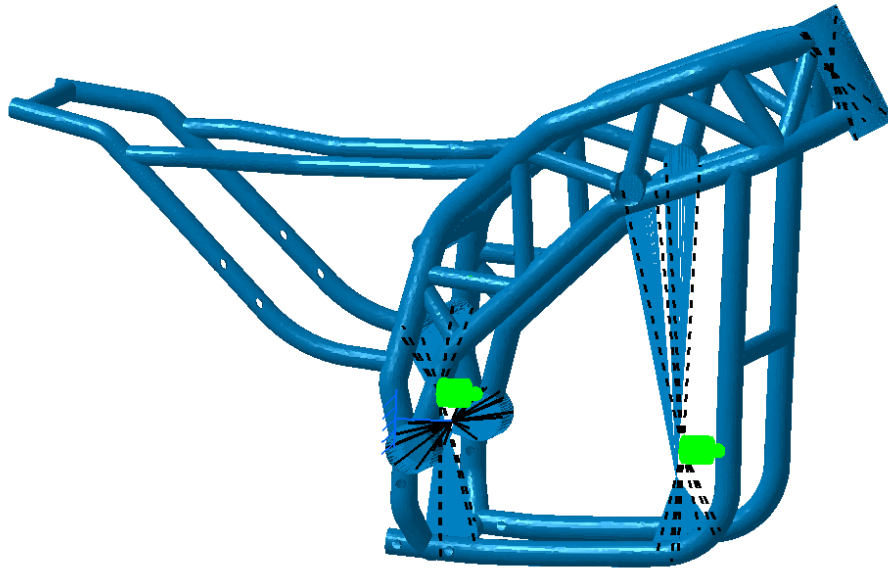
Analýza byla prováděna opět v systému *CATIA V5 Generative Structural Analysis*, v módu *Frequency analysis*, což vyžaduje pevné uložení modelu v prostoru. Toto ovlivňuje výsledky výpočtu, které jsou tak opět pouze orientační.

Hodnoty vlastních frekvencí závisí také na hodnotách tuhostí a hmotností dílů pohonů, a na způsobu, jak jsou k rámu přimontovány. Významný vliv na hodnoty budou mít například silentbloky spalovacího motoru.

Do modelů byla zadána virtuální tělesa představující pohony, a byly jim přiřazeny hmotnosti. Vetknuto bylo uložení zadní kyvné vidlice.



Obr. 162 Model pro simulaci frekvenčních vlastností spalovací varianty



*Obr. 163 Model pro simulaci frekvenčních vlastností elektro varianty*

Model pro modální analýzu je zadán obdobně jako pro analýzy strukturální, tedy plošný model dílu rámu, síť je vytvořena z elementů *Octree Triangle, linear*, celý model je plošný a je mu přiřazena jednotná tloušťka 2 mm. Toto je hlavním zdrojem nepřesností návrhu, jelikož tloušťka ovlivňuje tuhost a hmotnost dílu, které jsou základními vstupními parametry pro určení vlastní frekvence.

Pro výpočet byl použit 3D model shodný pro obě varianty rámu, přičemž se liší způsob zanesení prvků SM a AKU a EM.

Vlastní tvary kmitů dosahují pro spalovacím motorem či akumulátorem nezpevněný rám v zásadě tří základních módů. Torze kolem osy x, kdy dochází k největší výchylce mezi osou hlavy řízení a uložením kyvné vidlice, podélné kmity a kmity příčné.

Pro jízdní stabilitu jsou nejvíce nebezpečné kmity příčné a torzní.

Vlastní frekvence rámu, jak již bylo v úvodu kapitoly zmíněno, by se neměla při běžném provozu dostat do rezonance s buzením od pohonu. Je tedy potřeba v dalším postupu zkontrolovat, zda nedochází k přiblížení k otáčkám motoru, či vlastním frekvencím z pérování.

Toto je však možno posoudit pouze při znalosti dat spalovacího motoru, elektromotoru a po detailním návrhu pérování.

Soubory s modální analýzou, u nichž lze v prostředí CATIA spustit i animované průběhy, jsou součástí přílohy DP.

*Tab. 40 Výpis přibližných vlastních frekvencí rámu s netlumenými díly pohonů*

pořadí	elektro varianta	spalovací varianta
	frekvence [Hz]	
1	20	29
2	25	41
3	70	62
4	72	82
5	94	83
6	154	183
7	204	184
8	234	219
9	241	236
10	255	265
11	262	287
12	289	302
13	303	315
14	318	341
15	340	351
16	354	367
17	381	401
18	382	413
19	424	414
20	426	426

### 3.11. Nástin dalšího postupu zpracování

Téma bylo od začátku koncipováno jako první iterace návrhu se zaměřením na studii proveditelnosti, a tak je pro další postup v návrhu nového motocyklu potřeba detailněji zpracovat některá témata zde probíraná.

Základním krokem je detailní specifikace zástavbových komponent pohonných řetězců, včetně obslužných agregátů jako chlazení, soustava sání spalovacího motoru, hydraulické rozvody brzdné soustavy, výfukové potrubí ze spalovacího motoru, nabíjecí modul pro akumulátor elektro varianty, akumulátor elektroinstalace varianty spalovací, kabelové svazky a ostatní nezbytné součásti, kolem kterých bude motocykl stavěn.

Jelikož je motocykl vozidlem pohybujícím se po veřejných komunikacích, musí splňovat i platné legislativní předpisy týkající se zejména bezpečnosti a pohodlí jezdce (ergonomie posezu, stabilita a ovladatelnost), okolí (hluk, ovladatelnost), servisní obsluhy a také velice důležitých emisních limitů spalovacího motoru.

Při konstrukci nosného rámu kolem definovaných součástí pohonu a ergonomicky vhodně usazeného jezdce a spolujezdce je dále potřeba pamatovat i na technologii výroby. Je třeba minimalizovat počet nezbytných ohybů trubek a počet svarů, které snižují výrobní přesnost a zvyšují výrobní cenu. Navrhnout je také třeba řešení podvozku, kde je třeba specifikovat tuhost pružin a tlumicí vlastnosti tlumičů, a to s ohledem na

předpokládaný charakter vozovky, respektive obecného povrchu, po kterém se bude motocykl pohybovat.

Optimalizace návrhu se také týká detailního posouzení pevnosti, tuhosti a životnosti všech nově navržených i zpětně využitých dílů a sestav, detailní posouzení zátěžných stavů. Vyšetřované zátěžné stavy v této práci postihují pouze maximální jednorázové módy zátěže, nepostihují cyklické namáhání, kterému je vystaven skutečný stroj.

Pro posouzení životnosti je třeba definovat detailní předpokládaný jízdní cyklus, který bude obsahovat jednotlivé stavy zátěže.

Po provedení detailní strukturní a modální analýzy, včetně porovnání možných rezonancí s buzením z pohonů a vozovky.

Společně s návrhem konstrukce je třeba neustále ověřovat smontovatelnost a proveditelnost výrobního a montážního postupu, a jejich vhodnost pro sériovou výrobu. Bez zřetele nesmí zůstat ani požadavek na snadnou přístupnost k dílům, jichž se týká běžná údržba. Proveditelnost běžných servisních úkonů, tj. výměna oleje, doplnění paliva, výměna bloku akumulátoru, výměna řemene či řetězu, kontrola rozvodu SM, kontrola a výměna zapalování SM je nutno definovat, ověřit, popsat a sestavit servisní příručku.

Nedílnou součástí návrhu nového stroje jsou také zkoušky na reálném prototypu. Zde jsou ověřeny všechny teoreticky určené vlastnosti návrhu, přes tuhost, pevnost a životnost, tak i smontovatelnost a provedení servisních úkonů, až po ověření jízdních vlastností a optimalizace vlastností podvozku.

Nutností je také opětovné splnění legislativních předpisů při validaci návrhu a homologaci před uvedením na trh.

## 4. Závěr

S ohledem na stále intenzivnější zavádění vozidel s elektrickým pohonem do výroby a prodeje byl vypracován návrh koncepce kombinace elektrického a konvenčního systému pohonu ve dvou variantách motocyklu sdílejícího co největší počet dílů podvozku, zejména nosný rám a zadní kyvnou vidlici. Byly prozkoumány vybrané existující motocykly s elektrickým a konvenčním pohonem. Následně bylo přistoupeno k ukázkovému a značně nekompletnímu návrhu základu pro motocykl, který by vyhovoval určeným okrajovým podmínkám.

Byly zvoleny a vybrány komponenty pohonů, které by měly oba navrhované motocykly využívat. V návaznosti na výběr pohonů byl následně navržen základní nosný rám pro motocykl umožňující zástavbu elektrického a bez větších konstrukčních změn i konvenčního spalovacího pohonného řetězce. Rám se skládá z univerzální základní části a přídatných dílů sloužících k montáži komponent jednotlivých variant pohonů.

Návrh byl od začátku zaměřen jako průzkum možností a postupů pro konstrukci. Je zde mnoho míst, které by bylo nutné při regulérní konstrukci se záměrem opravdu motocykl vyrábět doladit, a upravit dle konkrétních známých parametrů. Vypracování návrhu na základě fotografie a převzatých přibližných dat a jinak odhadnutých hodnot je z podstaty také pouze přibližné. Důkladnější přístup při tvorbě motocyklu by měl být věnován i strukturní a modální analýze návrhu, aby se eliminovaly nechtěné chyby v konstrukci.

Konstrukce motocyklu pro zástavbu různých systémů pohonů je ze svého principu plná kompromisů, ale není nerealizovatelná.

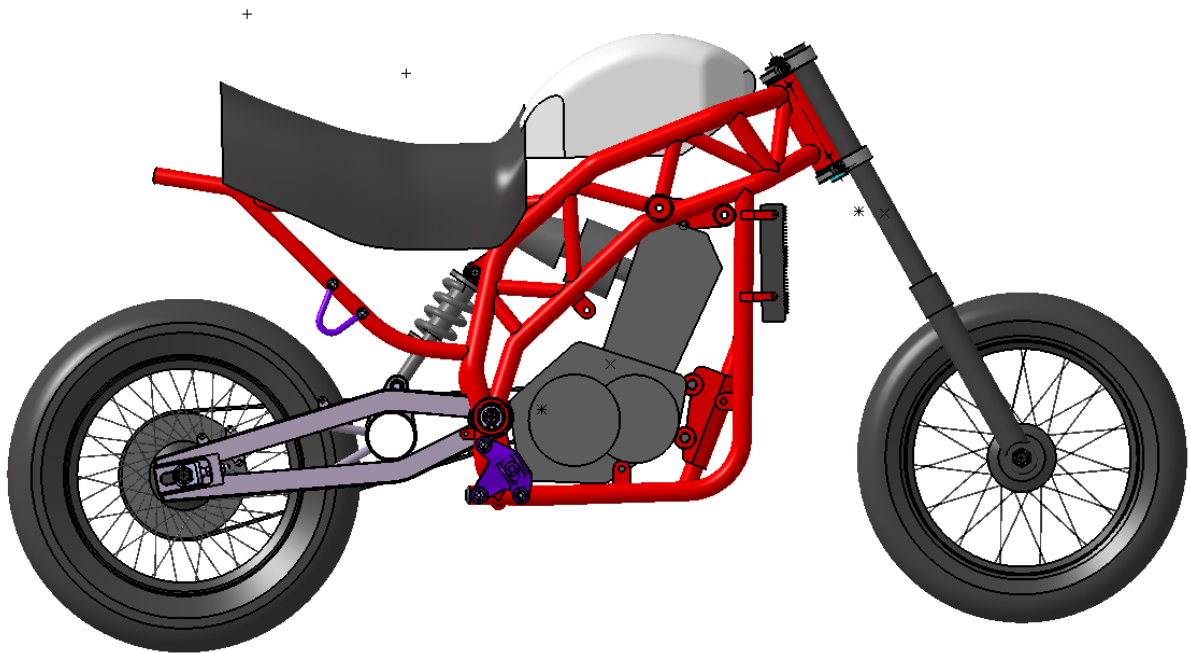
Elektro-varianta při současných technologických možnostech nedosahuje parametrů spalovací varianty. Dle výsledků porovnání se však elektrická varianta bude díky níže položenému těžišti chovat stabilněji, a bude dosahovat vyšších hodnot zrychlení při malých rychlostech, což ji spolu s nízkým dojezdem omezeným dostupnou technologií a kapacitou akumulátoru předurčuje především k městskému provozu.

Hlavní výhodou celého řešení univerzálního rámu je teoretická možnost snížit náklady na výrobu dvou modelů motocyklu pomocí použití shodných dílů, a tedy i přípravků pro hrubou výrobu rámu a montáž. Pro ověření tohoto tvrzení je však potřeba vytvořit detailní výrobní plán postup pro obě varianty včetně technologického postupu a rozpočtu.

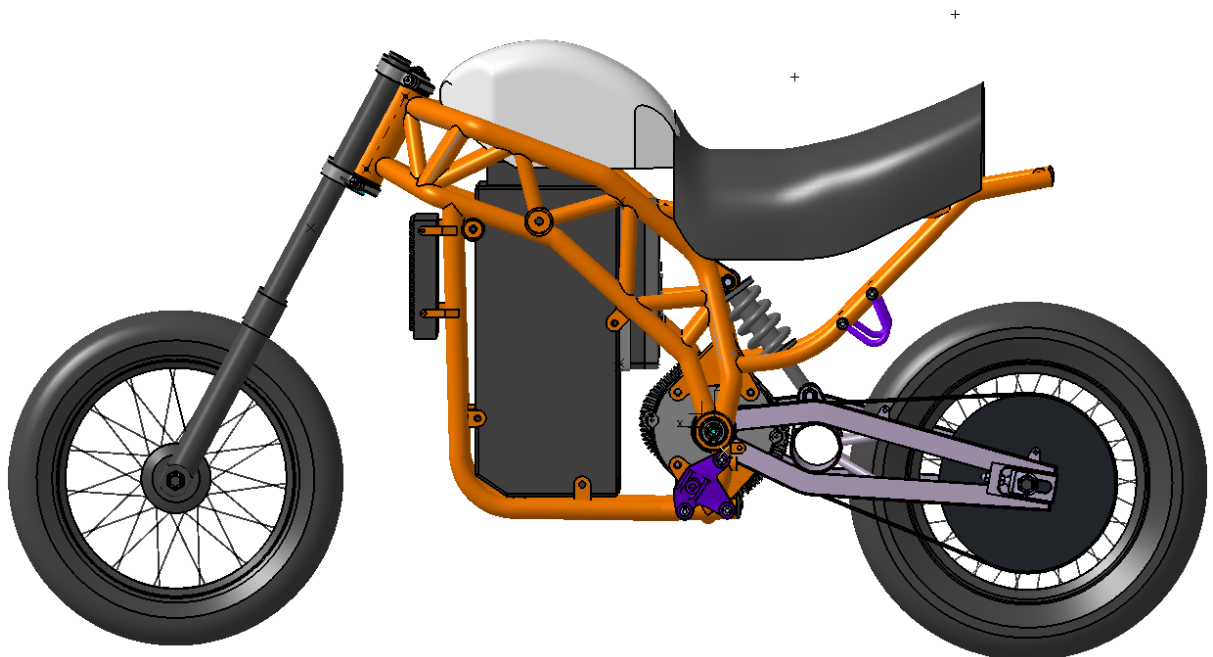
V konkrétním případě navrženého rámu s příhradovou výztuhou je však otázkou, v jakém poměru bude snížení celkových výrobních nákladů na oba modely motocyklu v porovnání s náklady na velký počet svarů v návrhu.

Pro opravdu efektivní splnění cíle snížení nákladů na výrobu by bylo potřeba takový rám optimalizovat, včetně jeho detailních analýz, což by překračovalo rozsah této diplomové práce.

Dalším krokem v návrhu rámu, respektive celého motocyklu, by bylo detailní provedení strukturní analýzy s detailním, například objemovým, modelem ve vhodnějším programu pro MKP výpočty, nebo alespoň s modelem, který bude respektovat skutečnou navrženou povahu jednotlivých částí rámu a nebude je vlivem chybějících funkcí programu zjednodušovat.



*Obr. 164 Spalovací varianta*



*Obr. 165 Elektro varianta*



## 5. Zdroje

- [1] COSSALTER, Vittore. *Motorcycle dynamics*. 2nd English ed. [S.l.: Lulu], 2006. ISBN 978-1430308614.
- [2] FOALE, Tony. *Motorcycle handling and chassis design, the art and science*. 2002. Spain: Tony Foale, 2002. ISBN 8493328634.
- [3] VLK, František. *Teorie a konstrukce motocyklů*. Brno: Prof. Ing. František Vlk, DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2004. ISBN 80-239-1601-7.
- [4] *Katalog náhradních dílů JAWA 660 Sportard, typ/836-6*. Vydání pro 1. korekci. Týnec nad Sázavou: Obchodně technická služba, dokumentační oddělení, JAWA Moto spol. s r. o., 2011.
- [5] YAMAHA XT660R(W), XT660X(W) Supplementary service manual. 1. MBK Industrie, 2006.
- [6] *Kuberg.com* [online]. [cit. 2019-04-29]. Dostupné z: [www.kuberg.com](http://www.kuberg.com)
- [7] *FARASIS Cell Type: IMP06160230P25A*. August 2011. Hayward: Farasis Energy. 510.732.6600. Dostupné také z: <https://evmc2.files.wordpress.com/2013/12/fei-datasheet-imp06160230p25a-pouch-25ah-v5.pdf>. ;[www.farasis.com](http://www.farasis.com).
- [8] Yamaha MT-03. *Motokatalog serveru Motorkari.cz* [online]. [cit. 2019-05-02]. Dostupné z: <https://www.motorkari.cz/motokatalog/yamaha/yamaha-mt-03.html>
- [9] JAWA 660 Sportard. *JAWA.eu* [online]. 2018 [cit. 2019-05-02]. Dostupné z: <https://www.jawa.eu/jawa-660-sportard>
- [10] Yamaha XT660 Ténéré (2016). *Bikez.com* [online]. [cit. 2019-05-02]. Dostupné z: [https://bikez.com/motorcycles/yamaha\\_xt660z\\_tenere\\_2016.php](https://bikez.com/motorcycles/yamaha_xt660z_tenere_2016.php)
- [11] M/C 660 (XT). *Motori Minarelli S.P.A.* [online]. [cit. 2019-05-02]. Dostupné z: <http://www.motoriminarelli.it/pdfeng/xt660.pdf>
- [12] Yamaha XT 660 X (2004-05). *Motorcyclespecs* [online]. [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: [https://www.motorcyclespecs.co.za/model/yamaha/yamaha\\_xt660x%2004.htm](https://www.motorcyclespecs.co.za/model/yamaha/yamaha_xt660x%2004.htm)
- [13] Yamaha MT-03 (2010). *Motorcyclespecs* [online]. [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: [https://www.motorcyclespecs.co.za/model/yamaha/yamaha\\_mt03%2010.htm](https://www.motorcyclespecs.co.za/model/yamaha/yamaha_mt03%2010.htm)
- [14] Final results for the XT660X to Raptor + Stage 1 Hot Cam conversion. In: *XT660* [online]. [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: <https://www.xt660.com/showpost.php?p=54998&postcount=27>
- [15] SEVCON GEN4. *SEVCON* [online]. [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: <http://www.sevcon.com/products/low-voltage-controllers/>
- [16] Motenergy ME 1507 PMAC. *MOTENERGY* [online]. [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: <http://www.motenergy.com/mepmbrmo.html>
- [17] ME 1304 PMAC Water Cooled. In: *MOTENERGY* [online]. [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: <http://www.motenergy.com/mepmwacomo.html>
- [18] MOTENERGY ME1304. In: *EMF power* [online]. [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: <https://www.emf-power.com/product/motenergy-me1304/>
- [19] , Uživatel fóra Endless Sphere *e-vektor*. ME1304 with SEVCON GEN4. In: *Endless Sphere: Electric Vehicle and Technology Forums* [online]. Spain, 2018, 15.10.2018 [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: <https://endless-sphere.com/forums/viewtopic.php?f=30&t=94143&sid=e29a29402177731173efafeab0a5188f&start=25#p1418790>
- [20] , MGM COMPRO. *HBC series V7 50063/280120-3 Manual*. Zlín: mgm-compro.com.
- [21] MGM Compro HBC speed controllers. MGM Compro [online]. [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: <https://www.mgm-compro.com/products/high-voltage-hbc-hv/>
- [22] Momentová charakteristika XT660. In: Only Racing Verona [online]. [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: <https://www.onlyracingvr.it/elaborazioni/centraline-motore/YamahaXT660X/>
- [23] BU-302: Series and Parallel Battery Configurations. In: Battery university [online]. [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: [https://batteryuniversity.com/learn/article/serial\\_and\\_parallel\\_battery\\_configurations](https://batteryuniversity.com/learn/article/serial_and_parallel_battery_configurations)
- [24] Motorcycle ergonomics simulator. *Cycle-ergo.com* [online]. [cit. 2019-05-05]. Dostupné z: <http://cycle-ergo.com/>
- [25] *Design and Analysis of Frame for Electric Motorcycle* [online]. IJIRSET, 2017 [cit. 2019-05-05]. ISSN (online) 2319-8753. Dostupné z:



- [http://www.ijirset.com/upload/2017/october/39\\_Design1.pdf](http://www.ijirset.com/upload/2017/october/39_Design1.pdf). International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology.
- [26] Unofficial ZERO owners Manual. *ZERO manual* [online]. [cit. 2019-05-06]. Dostupné z: [https://zeromanual.com/wiki/Main\\_Page](https://zeromanual.com/wiki/Main_Page)
- [27] ZERO Motorcycles: SR 2019 Exploded Views. In: *AF1 Racing* [online]. [cit. 2019-05-06]. Dostupné z: <https://www.af1racing.com/store/ProdlImages/st3/19SR.pdf>
- [28] Katalog motocyklových a rozvodových řetězů Challenge. In: *Řetězy.biz* [online]. [cit. 2019-05-06]. Dostupné z: [http://www.retezy.biz/domain/retezy/files/retez.katalog.pdf/1\\_retezy\\_velo\\_moto\\_rozvo\\_dove.pdf](http://www.retezy.biz/domain/retezy/files/retez.katalog.pdf/1_retezy_velo_moto_rozvo_dove.pdf)
- [29] ZERO S: Official site. *ZERO Motorcycles* [online]. [cit. 2019-05-10]. Dostupné z: <https://www.zeromotorcycles.com/zero-s/>
- [30] 6204 Bearing parameters, SKF. *SKF* [online]. [cit. 2019-05-11]. Dostupné z: <https://www.skf.com/uk/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/index.html?designation=6204>
- [31] SAC 3055 dimensions. *NOC international* [online]. [cit. 2019-05-11]. Dostupné z: <https://www.noc.ua/online-catalog-bearings/itemdescriptionopen.html?bearing=16336669406f5b7a4e10&title=SAC+3055-1>
- [32] Obr. 108 SKF tapered bearing 32005X. In: SKF [online]. [cit. 2019-05-11]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/roller-bearings/tapered-roller-bearings/single-row-tapered-roller-bearings/single-row/index.html?designation=32005%20X>
- [33] GADSON, Aastan, Motenergy ME1507 Electric Motor: CAD model. In: *GrabCAD.com* [online]. 12.8.2018 [cit. 2019-05-15]. Dostupné z: <https://grabcad.com/library/motenergy-me1507-electric-motor-1>
- [34] GADSON, Aastan, Sevcon Gen 4 Size 6 Controller: CAD model. In: *GrabCAD.com* [online]. 16.8.2018 [cit. 2019-05-15]. Dostupné z: <https://grabcad.com/library/sevcon-gen-4-size-6-controller-1>
- [35] SVOBODA, Josef. *Návrh rámu elektrického motocyklu*. Praha, 2018. Bakalářská práce. ČVUT Fakulta dopravní. Vedoucí práce Ing. Jan Plomer, Ph.D.; doc. Ing. Petr Bouchner, Ph.D.
- [36] RŮŽIČKA, Michal. *Konstrukce motocyklu pro soutěž MotoStudent: Návrh rámu*. Praha, 2016. Bakalářská práce. ČVUT Fakulta dopravní. Vedoucí práce Ing. Jiří First.
- [37] *CATIA doc* [online]. [cit. 2019-05-16]. Dostupné z: <http://catiadoc.free.fr>
- [38] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-807-3610-814.
- [39] ČSN 11373 – nelegovaná ocel obvyklých jakostí pro konstrukce. In: *CZ Ferro Steel* [online]. [cit. 2019-05-19]. Dostupné z: <http://www.czferrosteel.cz/pdf/tyce-11373.pdf>
- [40] Normalized (+N) 1.0038 Steel. *MakeItFrom.com* [online]. [cit. 2019-05-26]. Dostupné z: <https://www.makeitfrom.com/material-properties/Normalized-N-1.0038-Steel>
- [41] MILÁČEK, Stanislav. *Modální analýza mechanických kmitů*. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2001. ISBN 80-010-2333-8.
- [42] CINERT, Jan. *Metodika Skeletonu* [online]. 25. 1. 2011 [cit. 2019-05-26]. Dostupné z: [http://www.catia-forum.cz/articles/?article\\_id=22](http://www.catia-forum.cz/articles/?article_id=22)
- [43] CATIA V5 6R2016 Student Edition. Dassault Systems.
- [44] *MATLAB*. Mathworks.
- [45] Energica EGO specifications. *Energica Motor* [online]. [cit. 2019-06-22]. Dostupné z: <https://www.energicamotor.com/energica-ego-electric-motorcycle/>
- [46] Brammo Empulse specifications. *Motorcyclespecs* [online]. [cit. 2019-06-22]. Dostupné z: [https://www.motorcyclespecs.co.za/model/Brammo/brammo\\_empulse.htm](https://www.motorcyclespecs.co.za/model/Brammo/brammo_empulse.htm)
- [47] Brammo Enertia Specifications. *Motorcyclespecs* [online]. [cit. 2019-06-22]. Dostupné z: [https://www.motorcyclespecs.co.za/model/Brammo/brammo\\_enertia\\_electric.htm](https://www.motorcyclespecs.co.za/model/Brammo/brammo_enertia_electric.htm)

## 6. Použitá neautorská vyobrazení

- Obr. 16 PATOLE, Patrik. Motorcycle Trellis Frame- All You Need To Know. In: Bikesmedia.com [online]. 31.12.2017 [cit. 2019-04-25]. Dostupné z: <https://www.bikesmedia.in/reviews/motorcycle-trellis-frame-all-you-need-to-know.html>
- Obr. 14 Suzuki Unveils U.S.-Bound SV1000/1000S. In: Motorcycledaily.com [online]. 2002 [cit. 2019-04-25]. Dostupné z: <http://www.motorcycledaily.com/2002/09/24september02suzuki2003sv1000/>
- Obr. 21 Yamaha XT 660 X 2004 frame. In: The Biker Market [online]. [cit. 2019-04-25]. Dostupné z: <https://www.thebikemarket.co.uk/yamaha/xt/xt660x>
- Obr. 26 ZERO FX. In: Zeromotorcycles.com [online]. [cit. 2019-04-22]. Dostupné z: <https://www.zeromotorcycles.com/es/zero-fxs-features-2017>
- Obr. 25 ZERO S 2017. In: Zeromotorcycles.com [online]. 2017 [cit. 2019-04-22]. Dostupné z: <https://www.zeromotorcycles.com/zero-s/2017/features.php>
- Obr. 27 BEELER, JENSEN. Under the hood of the Energica Ego. In: Asphaltandrubber.com [online]. 2019, 18.3.2019 [cit. 2019-04-22]. Dostupné z: <https://www.asphaltandrubber.com/bikes/energica-ego-superbike-no-fairings/>
- Obr. 28 Energica aku v rámu. In: Crpmeccanica.com [online]. [cit. 2019-04-22]. Dostupné z: <https://www.crpmeccanica.com/energica-motorcycle-battery-housing/>
- Obr. 29 Brammo Empulse R, first look. In: Rideapart.com [online]. 19.4.2012 [cit. 2019-04-22]. Dostupné z: <https://www.rideapart.com/photos/622218/brammo-empulse-r-first-photos/>
- Obr. 30: Brammo Enertia 2014. In: MCS [online]. [cit. 2019-04-22]. Dostupné z: [https://www.motorcyclespecs.co.za/model/Brammo/brammo\\_\\_enertia\\_\\_electric.htm](https://www.motorcyclespecs.co.za/model/Brammo/brammo__enertia__electric.htm)
- Obr. 31 SuperSOCO TS frame. In: Motorino.ca [online]. [cit. 2019-04-22]. Dostupné z: <https://motorino.ca/super-soco-ts>
- Obr. 32 Kuberg Young Hero. In: Kuberg [online]. [cit. 2019-04-29]. Dostupné z: <https://www.kuberg.com/en/young-hero>
- Obr. 33 Kuberg Challenger. In: Kuberg.com [online]. [cit. 2019-04-29]. Dostupné z: <https://www.kuberg.com/en/challenger>
- Obr. 35 Kuberg Freerider. In: Kuberg [online]. [cit. 2019-04-29]. Dostupné z: <https://www.kuberg.com/en/freerider>
- Obr. 36 Harley Davidson LiveWire. In: Harley Davidson [online]. [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: <https://www.harley-davidson.com/cz/cs/motorcycles/future-vehicles/livewire.html#overview>
- Obr. 21 Yamaha MT 03 (2013). In: Topspeed.com [online]. [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: <https://www.topspeed.com/motorcycles/motorcycle-reviews/yamaha/2013-yamaha-mt-03-ar153033.html>
- Obr. 20 Yamaha XT660 Ténéré (2012) [online]. In: . [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: <https://www.yamaha-zlin.cz/xt660z-tenere>
- Obr. 23 JAWA 660 Sportard. In: JAWA [online]. [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: <https://www.jawa.eu/jawa-660-sportard>
- Obr. 24 JAWA 660 Vintage. In: JAWA [online]. [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: <https://www.jawa.eu/jawa-660-sportard>
- Obr. 38, Obr. 37 Alta pack. In: Alta Motors [online]. [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: <https://www.altamotors.co/technology#the-alta-pack>
- Obr. 39 Alta Redshift EXR 2019. In: Alta Motors [online]. [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: <https://www.altamotors.co/redshift-exr#redshift-exr-1>
- Obr. 40 CTU Lions EVO 1.1 Electric [online]. In: . [cit. 2019-05-02]. Dostupné z: <https://k616.fd.cvut.cz/motostudent/rocnik2018.php>
- Obr. 57, Obr. 60 XT660 Engine Technical Highlights. In: XT6.nl [online]. [cit. 2019-05-02]. Dostupné z: <http://www.xt6.nl/XT660R/XT660Engine.html>
- Obr. 59 Katalog náhradních dílů JAWA 660 Sportard, typ/836-6. Vydání pro 1. korekci. Týnec nad Sázavou: Obchodně technická služba, dokumentační oddělení, JAWA Moto spol. s r. o., 2011.
- Obr. 71 MGM COMPRO. HBC series V7 50063/280120-3 Manual. Zlín: mgm-compro.com.
- Obr. 70 SEVCON GEN4. SEVCON [online]. [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: <http://www.sevcon.com/products/low-voltage-controllers/>
- Obr. 73, Obr. 74, Obr. 75 BU-302: Series and Parallel Battery Configurations. In: Battery university [online]. [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: [https://batteryuniversity.com/learn/article/serial\\_and\\_parallel\\_battery\\_configurations](https://batteryuniversity.com/learn/article/serial_and_parallel_battery_configurations)
- Obr. 15 PODUŠKA, Petr. Rám motocyklu Kawasaki Ninja H2R. In: Motorkari.cz [online]. 2015, 20.1.2015 [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: <https://www.motorkari.cz/clanky/clanky-predstavujeme/kawasaki-ninja-h2r-turbo-mega-super-bike-30425.html>
- Obr. 132 004 Kawasaki Ninja ZX-12R ZX1200B FRAME. In: Bike Bandit [online]. [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: <https://www.bikebandit.com/oem-parts/2004-kawasaki-ninja-zx-12r-zx1200b-frame/o/m149248sch301000>
- Obr.17 HUZE, Cyril. When The Featherbed Frame Revolutionized Motorcycle Construction. In: *Cyril Huze Post* [online]. 2014, 20. 11. 2014 [cit. 2019-05-05]. Dostupné z: <http://cyrilhuzeblog.com/2014/11/20/when-the-featherbed-frame-revolutionized-motorcycle-construction/>

- Obr. 18 RCM A16 Tailored Restomod. In: Rocket Garage [online]. [cit. 2019-05-05]. Dostupné z: <https://rocket-garage.blogspot.com/2018/02/rcm-a16-tailored-restomod.html>
- Obr. 41, Obr. 5 FOALE, Tony. *Motorcycle handling and chassis design, the art and science*. 2002. Spain: Tony Foale, 2002. ISBN 8493328634.
- Obr. 43 Měření polohy těžiště; VLK, František. *Teorie a konstrukce motocyklů*. Brno: Prof. Ing. František Vlk, DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2004. ISBN 80-239-1601-7.
- Obr. 63 FOALE, Tony. *Motorcycle handling and chassis design, the art and science*. 2002. Spain: Tony Foale, 2002. ISBN 8493328634.
- Obr. 19 FOALE, Tony. *Motorcycle handling and chassis design, the art and science*. 2002. Spain: Tony Foale, 2002. ISBN 8493328634.
- Obr. 101, Obr. 110 ZERO Motorcycles: SR 2019 Exploded Views. In: *AF1 Racing* [online]. [cit. 2019-05-06]. Dostupné z: <https://www.af1racing.com/store/ProdImages/st3/19SR.pdf>
- Obr. 100 Katalog motocyklových a rozvodových řetězů Challenge. In: Řetězy.biz [online]. [cit. 2019-05-06]. Dostupné z: [http://www.retezy.biz/domain/retezy/files/retez.katalog.pdf/1\\_\\_retezy\\_\\_velo\\_\\_moto\\_\\_rozvodove.pdf](http://www.retezy.biz/domain/retezy/files/retez.katalog.pdf/1__retezy__velo__moto__rozvodove.pdf)
- Obr. 108 SKF tapered bearing. In: SKF [online]. [cit. 2019-05-11]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/roller-bearings/tapered-roller-bearings/single-row-tapered-roller-bearings/single-row/index.html?designation=32005%20X>
- Obr. 109 SAC 3055 dimensions. In: NOC international [online]. [cit. 2019-05-11]. Dostupné z: <https://www.noc.ua/online-catalog-bearings/itemdescriptionopen.html?bearing=16336669406f5b7a4e10&title=SAC+3055-1>
- Obr. 11 VLK, František. *Teorie a konstrukce motocyklů*. Brno: Prof. Ing. František Vlk, DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2004. ISBN 80-239-1601-7.
- Obr. 44; Obr. 45; Obr. 46; Obr. 47; Obr. 48 Obr. 49 Loading conditions for evaluating stiffness of the frame and motorcycle and swingarm, COSSALTER, Vittore. *Motorcycle dynamics*. 2nd English ed. [S.l.: Lulu], 2006. ISBN 978-1430308614.
- Obr. 67 Motenergy ME 1507 PMAC. *MOTENERGY* [online]. [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: <http://www.motenergy.com/mepmbrmo.html>
- Obr. 7 VLK, František. *Teorie a konstrukce motocyklů*. Brno: Prof. Ing. František Vlk, DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2004. ISBN 80-239-1601-7.

## 7. Přílohy

### 7.1. Výkresová dokumentace návrhu

Výkresová dokumentace je natištěna na listech přiložených k práci, respektive je součástí elektronické přílohy práce.

### 7.2. CAD model

Veškeré CAD modely použité pro vypracování zadání jsou součástí elektronické přílohy.

Základním modelem je soubor se sestavou. Tento díl obsahuje odkazy na díly ostatní. Pozor na modifikace dílu rámu, vlivem odkazů mezi díly toto ovlivní i přiložené soubory se strukturní analýzou.

Díl rámu obsahuje skeleton a základní plošnou i objemovou geometrii a data pro obě varianty.

### 7.3. MS EXCEL

Data uložená v tabulce formátu MS EXCEL jsou součástí elektronické přílohy práce.

Byly zde provedeny výpočty týkající se dat pohonů a polohy těžišť jednotlivých variant.

### 7.4. MATLAB kód použitý pro výpočet mechanického rozboru

V programu MATLAB byl proveden výpočet statických a kvazistatických rovnovážných rovnic popisujících základní zátěžné stavy z kapitoly 3.4.