

**ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI**  
**FAKULTA STROJNÍ**

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

## **DIPLOMOVÁ PRÁCE**

Přepřevyání normálně rozchodného stoprocentně nízkopodlažního, plně  
otočného podvozků EVO na rozchod 1000mm

Autor: **Bc. Jakub Kalčík**  
Vedoucí práce: **Doc. Ing. Petr Heller, CSc.**

**Akademický rok 2014/15**

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2014/2015

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Jakub KALČÍK**  
Osobní číslo: **S13N0021P**  
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**  
Studijní obor: **Dopravní a manipulační technika**  
Název tématu: **Přepřepřování normálně rozchodného stoprocentně nízkopodlažního, plně otočného podvozku EVO na rozchod 1000mm**  
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

### Zásady pro vypracování:

#### Základní požadavky:

- projekční návrh nového primárního vypružení a vedení dvojkolí
- úprava sekundárního vypružení dle potřeby
- návrh nového způsobu pohonu dvojkolí (motor i převodovky vně podvozku, spojky mezi převodovkami a dvojkolím)
- adekvátní úpravy ostatních komponentů podvozku (rám, brzdová výstroj, atd.)
- modelové podklady od normálně rozchodné verze budou k dispozici

#### Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

#### Osnova diplomové práce:

1. Projekční návrh celého podvozku
2. Posouzení možnosti řešení primárního vypružení a návrh vlastního řešení primárního vypružení
3. Sekundární vypružení, návrh, výpočet
4. Návrh pohonu dvojkolí podélným motorem, vně rámu, úprava rámu podvozku - brzdy
5. Pevnostní kontrola vybraného dílu

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

DOSTÁL, J., HELLER, P. *Kolejová vozidla I.* V Plzni: Západočeská univerzita, 2007

DOSTÁL, J., HELLER, P. *Kolejová vozidla II.* V Plzni: Západočeská univerzita, 2009

DOSTÁL, J., HELLER, P. *Kolejová vozidla III.* V Plzni: Západočeská univerzita, 2011

LATA, M. *Konstrukce kolejových vozidel II.* Pardubice: Univerzita Pardubice, 2004

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

Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. Petr Heller, CSc.**  
Regionální technologický institut  
Konzultant diplomové práce: **Ing. Robert Zemánek**  
Konstrukční kancelář Ing. Robert Zemánek  
Datum zadání diplomové práce: **22. září 2014**  
Termín odevzdání diplomové práce: **22. května 2015**

  
Doc. Ing. Jiří Staněk, CSc.  
děkan



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

V Plzni dne 22. září 2014

## **Prohlášení o autorství**

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

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

V Plzni dne: .....

.....  
podpis autora

## **Poděkování**

Děkuji svému vedoucímu diplomové práce Doc. Ing. Petru Hellerovi, CSc. za velmi užitečnou metodickou pomoc a cenné rady při zpracování diplomové práce.

Dále bych chtěl poděkovat ing. Robertu Zemánkovi za odbornou pomoc a poskytnuté podklady.

## ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

<b>AUTOR</b>	<b>Příjmení</b> Bc. Kalčík	<b>Jméno</b> Jakub		
<b>STUDIJNÍ OBOR</b>	2301T001 „Dopravní a manipulační technika“			
<b>VEDOUcí PRÁCE</b>	<b>Příjmení (včetně titulů)</b> Doc. Ing. Heller, CSc.	<b>Jméno</b> Petr		
<b>PRACOVIŠTĚ</b>	ZČU - FST - KKS			
<b>DRUH PRÁCE</b>	<b>DIPLOMOVÁ</b>	<b>BAKALÁŘSKÁ</b>	<b>Nehodící se škrtněte</b>	
<b>NÁZEV PRÁCE</b>	Přepřacování normálně rozchodného stoprocentně nízkopodlažního, plně otočného podvozku EVO na rozchod 1000mm			

<b>FAKULTA</b>	Strojní	<b>KATEDRA</b>	KKS	<b>ROK ODEVZD.</b>	2015
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

### POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

<b>CELKEM</b>	78	<b>TEXTOVÁ ČÁST</b>	45	<b>GRAFICKÁ ČÁST</b>	59
---------------	----	---------------------	----	----------------------	----

<b>STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</b>  <b>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</b>	Diplomová práce je zaměřena na přepřacování normálně rozchodného podvozku tramvaje EVO na úzký rozchod. Hlavním úkolem bylo vyřešit trakční systém podélným motorem. Byl zhotoven návrh převodovky, výpočet ozubení byl proveden v programu Autodesk Inventor 2011. Obal navržené převodovky byl vypočítán metodou MKP.
<b>KLÍČOVÁ SLOVA</b>  <b>ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</b>	Úzkorozchodná trať, sekundární vypružení, podélný motor, podvozek, převodovka, tramvaj EVO

## SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

<b>AUTHOR</b>	<b>Surname</b> Bc. Kalčík	<b>Name</b> Jakub		
<b>FIELD OF STUDY</b>	2301T001 „Transport Vehicles and Handling Machinery“			
<b>SUPERVISOR</b>	<b>Surname (Inclusive of Degrees)</b> Doc. Ing. Heller, CSc.	<b>Name</b> Petr		
<b>INSTITUTION</b>	ZČU - FST - KKS			
<b>TYPE OF WORK</b>	<b>DIPLOMA</b>	<b>BACHELOR</b>	<b>Delete when not applicable</b>	
<b>TITLE OF THE WORK</b>	The EVO chassis with normal track gauge, absolutely low-floor, fully swivel reconstruction to the narrow track gauge of 1000 mm			

<b>FACULTY</b>	Mechanical Engineering	<b>DEPARTMENT</b>	Machine Design	<b>SUBMITTED IN</b>	2015
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

### NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

<b>TOTALLY</b>	78	<b>TEXT PART</b>	45	<b>GRAPHICAL PART</b>	59
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

<b>BRIEF DESCRIPTION</b> <b>TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS</b>	The diploma thesis focus on reprocessing of normal bogie EVO on narrow gauge. The main task was to design a system of longitudinal traction motor. A proposal was made transmission gearing calculation was done in Autodesk Inventor 2011. Cover designed gearbox was calculated by FEM.
<b>KEY WORDS</b>	Narrow-gauge line, secondary suspensions, longitudinal engine, bogie, transmission, tram EVO

## OBSAH

Přehled použitých symbolů .....	10
1 Úvod .....	13
1.1 Charakteristika nízkopodlažních tramvajových vozidel .....	13
1.1.1 Částečně nízkopodlažní vozidlo .....	13
1.1.2 Dvojkolí s menším průměrem .....	14
1.1.3 Trakční podvozek s nápravnicemi .....	14
1.1.4 Otočný podvozek s nápravnicemi, vysunutý pod kabinu řidiče .....	14
1.2 Představení tramvaje EVO .....	15
1.3 Charakteristika úzkorozchodných tratí .....	16
1.4 Cíle práce .....	16
2 Posouzení možnosti řešení primárního vypružení a návrh vlastního řešení .....	17
2.1 Podvozek Komfort .....	17
2.2 Podvozek Komfort plus .....	18
2.3 Podvozek City star .....	18
2.4 Podvozek EVO .....	19
3 Sekundární vypružení, návrh, výpočet .....	20
3.1 Výpočet vypružení - tuhost .....	20
3.2 Návrh a výpočet šroubovitých pružin .....	22
3.2.1 Výpočet vnější pružiny .....	22
3.2.2 Výpočet vnitřní pružiny .....	23
4 Projekční návrh celého podvozku .....	25
5 Návrh pohonu dvojkolí s podélným motorem, vně rámu, úprava rámu podvozku pro uložení brzdy .....	26
5.1 Volba motoru .....	26
5.2 Uložení motoru na rám .....	27
5.3 Návrh konzoly kolejnicové brzdy .....	28
6 Konstrukce převodových skříní .....	29
6.1 Návrh převodové skříně .....	30
6.2 Návrh ozubených kol .....	31
6.3 Výpočet reakcí v ložiskách .....	31
6.3.1 Výpočet reakcí na kuželovém pastorku .....	31
6.3.2 Výpočet reakcí na předlokové hřídeli .....	33



6.3.3 Výpočet reakcí na výstupní hřídeli .....	35
6.4 Návrh kontrola ložisek .....	37
6.4.1 Návrh ložisek na kuželovém pastorku .....	37
6.4.2 Návrh ložisek na předlohové hřídeli .....	38
6.4.3 Návrh ložisek na výstupní hřídeli .....	38
6.5 Převodová skříň .....	39
6.5.1 Výpočet nalisování převodové skříňe na nápravu .....	40
6.5.2 Výpočet nalisování kola na dutou hřídel .....	41
6.6 Přenos krouticího momentu z motoru na převodovku .....	42
6.7 Konstrukce závěsky .....	42
7 Vlastní podvozek .....	44
7.1 Kontrola nápravových ložisek .....	46
8 Pevnostní kontrola MKP .....	49
8.1.1 Volba sítě .....	49
8.1.2 Náhrady spojení .....	49
8.1.3 Okrajové podmínky .....	50
8.1.4 Zatížení .....	50
8.1.5 Presentace výsledků .....	50
8.2 Pevnostní kontrola závěsky .....	52
8.2.1 Volba sítě .....	52
8.2.2 Náhrady spojení .....	52
8.2.3 Okrajové podmínky .....	52
8.2.4 Zatížení .....	52
9 Závěr .....	55
Seznam použité literatury .....	56
Použitý software .....	56
Seznam obrázků .....	57
Seznam tabulek .....	58
Seznam příloh .....	59
Seznam výkresů .....	59

**Přehled použitých symbolů**

$m_v$	hmotnost prázdného vozu
$m_{už}$	maximální užitečné zatížení
$m_s$	hmotnost skříně
$m_{dv}$	hmotnost dvojkolí
$z_{už}$	maximální užitečné zatížení
$\tau_{dov}$	maximální dovolené napětí
$G$	modul pružnosti ve smyku
$3m_p$	hmotnost podvozků vozidla
$y_p$	poměr celkové tuhosti při prázdném voze
$y_L$	poměr celkové tuhosti při loženém voze
$y$	celkový poměr tuhosti
$k_c$	celková tuhost
$k_{1c}$	celková tuhost primárního vypružení
$k_{2c}$	celková tuhost sekundárního vypružení
$k_1$	tuhost jednotlivých pružin primárního vypružení
$k_2$	tuhost jednotlivých pružin sekundárního vypružení
$f_p$	první vlastní frekvence při prázdném voze
$f_L$	první vlastní frekvence při loženém voze
$P_{2p}$	síla na jednu pružinu sekundárního vypružení při prázdném voze
$P_{2L}$	síla na jednu pružinu sekundárního vypružení při loženém voze
$z_{2p}$	stlačení pružiny sekundárního vypružení při prázdném voze
$z_{2L}$	stlačení pružiny sekundárního vypružení při loženém voze
$\tau_{2DL}$	dovolené napětí sekundárního vypružení při dynamickém namáhání
$k_{21}$	tuhost vnější pružiny duplexního vypružení
$k_{22}$	tuhost vnitřní pružiny duplexního vypružení
$F_1$	síla na vnější pružinu duplexního vypružení
$F_2$	síla na vnitřní pružinu duplexního vypružení
$\tau_{21}$	napětí na vnější pružině duplexního vypružení
$n_{21}$	počet činných závitů vnější pružiny
$H_{21}$	volná délka vnější pružiny
$d_{21}$	průměr drátu vnější pružiny

Dopravní a manipulační technika

Bc. Jakub Kalčík

$d_{22}$	průměr drátu vnitřní pružiny
$D_{21}$	střední průměr vnější pružiny
$D_{22}$	střední průměr vnitřní pružiny
$Fr$	radiální síla na kuželovém pastorku
$Fa$	axiální síla na kuželovém pastorku
$r_1$	vnější roztečný poloměr kužel. pastorku
$Rz$	axiální reakce v ložiskách
$Ra$	reakce v ložiskách na pastorku
$Rb$	reakce v ložiskách na pastorku
$Fr_1$	radiální síla na válcovém pastorku
$Fa_1$	axiální síla na válcovém pastorku
$r_2$	vnější roztečný poloměr na talířovém kole
$r_3$	roztečný poloměr na válcovém pastorku
$Rz_1$	axiální reakce na předlohové hřídeli
$Rc$	reakce v ložiskách na předlohové hřídeli
$Rd$	reakce v ložiskách na předlohové hřídeli
$r_4$	roztečný poloměr válcového ozubeného kola na duté hřídeli
$Re$	reakce v ložiskách na duté hřídeli
$Rf$	reakce v ložiskách na duté hřídeli
$Rz_2$	axiální reakce na duté hřídeli
$e$	výpočtový součinitel
$P$	ekvivalentní zatížení ložiska
$L_{hod}$	životnost ložiska
$C$	výpočtová konstanta
$d_{min}$	hodnota minimálního přesahu
$ml$	hmotnost ložiskového domku
$m_p$	hmotnost převodovky
$m_1$	referenční hmotnost
$m_2$	hmotnost neodpružených částí na nápravě
$P_1$	reakce v ložiskovém domku 1
$P_2$	reakce v ložiskovém domku 2
$Y_1$	axiální síla působící na kolo 1

Dopravní a manipulační technika

Bc. Jakub Kalčík

$Y_2$	axiální síla působící na kolo 2
$Y$	celková axiální síla na nápravě
$O$	obod kola
$D$	průměr kola
$L_{10}$	životnost ložiska v milionech otáček
$n$	otáčky

# 1 Úvod

Vlivem zvyšování počtu obyvatel velkých měst došlo ke vzniku městské hromadné dopravy. V České republice se první tramvajová přeprava uskutečnila v Praze roku 1891. Jednalo se o krátkou propagační dráhu, která měřila necelých 1,5 km. Postupem let se tramvajová síť rozrostla a k 31.12.2013 probíhal provoz na 142,4 km tratí. K vývoji tramvajové dopravy nedocházelo jen v Praze. Tramvajová doprava se rozrostla do 7 velkých měst v České republice, kterými jsou například Ostrava, Plzeň, Brno. V současné době městská hromadná doprava patří mezi hlavní pilíře městské dopravní infrastruktury. Za posledních několik let dochází v konstrukci tramvajových vozidel k výrazným změnám. Je to dáno neustále se zvyšující technologickou vyspělostí, ale také hlavně vlivem požadavků cestujících na stále zvyšující se komfort. Proto dochází v posledních letech stále více k produkci nízkopodlažních tramvají. Je nutno podotknout že požadavek na nízkopodlažní tramvaje není jen z důvodu zvýšeného komfortu, ale také proto, že tramvaj se stává bezbariérovou, což je v jednadvacátém století také velmi ovlivňující fakt.

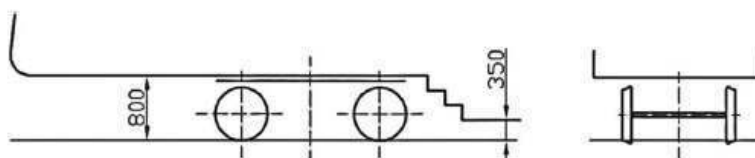
Jedním z hlavních parametrů, na který se dbá při stavbě tramvajových vozidel, je snížení celkové hmotnosti soupravy. K úsporám hmotnosti dochází nejen v konstrukci podvozků, kde se při návrhu vychází z předpokladů co největší tuhosti rámu při jeho nejnižší hmotnosti. Však místo kde dochází k největším úsporám hmotnosti je skříň tramvajového vozidla. Zde je velké množství dřívějších materiálů, které se nahrazují novými, lehčími. Jako je například výměna podlahové vodě odolné překližky za kompozitní materiály. Plastové díly, ze kterých je tvořen interiér vozu. Dále dochází ke změnám samotné hrubé konstrukce, která je navrhována v nejmodernějších programech s cílem dosáhnout co největší tuhost při nejnižší hmotnosti.

## 1.1 Charakteristika nízkopodlažních tramvajových vozidel

Nízkopodlažní tramvaje se vyrábí v několika variantách. Podle stavby skříňe potažmo konstrukce podvozku rozdělujeme tramvaje do těchto čtyř základních variant.

### 1.1.1 Částečně nízkopodlažní vozidlo

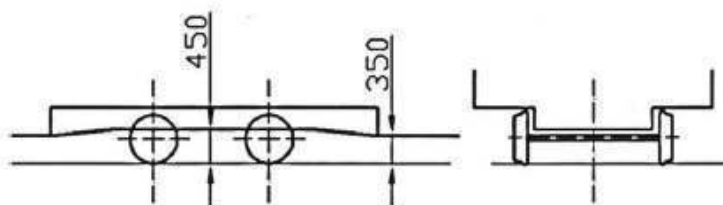
U této varianty je použit podvozek klasické koncepce. Nízká podlaha je pouze v prostoru nástupu a poté se zvyšují obvykle dvěma až třemi schody. [1]



Obrázek 1: Částečně nízkopodlažní vozidlo [1]

### 1.1.2 Dvojkolí s menším průměrem

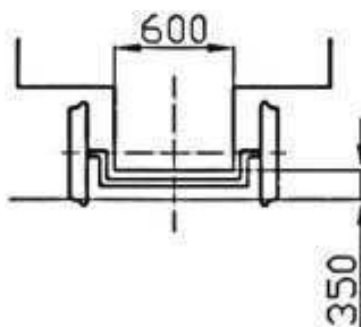
Zde je opět použit klasický podvozek s tím rozdílem, že je zde použito dvojkolí s menším průměrem kol. Tímto spojením klasického podvozku a menšího dvojkolí lze dosáhnout snížení podlahy v místě podvozku na 450mm nad temenem kolejnice. [1]



Obrázek 2: Dvojkolí s menším průměrem [1]

### 1.1.3 Trakční podvozek s nápravnicemi

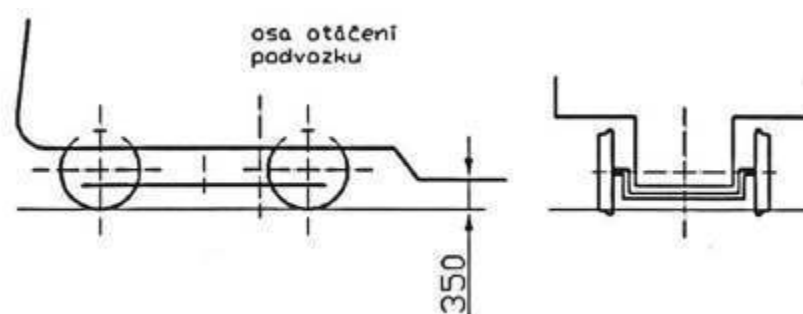
Na nápravnicích jsou uložena volně otočná kola obvyklého průměru. Kola jsou uložena do zástavbového prostoru pod sedačkou. [1]



Obrázek 3: Podvozek s náprsnicemi [1]

### 1.1.4 Otočný podvozek s nápravnicemi, vysunutý pod kabinu řidiče

Podvozek minimálně zasahuje do prostoru pro cestující a tak je umožněno v tomto prostoru dodržet nízkou podlahu. [1]



Obrázek 4: Podvozek s nápravnicemi, vysunutý pod kabinu [1]

## 1.2 Představení tramvaje EVO

Tramvaj EVO2 byla navržena firmou Pragoimex a.s ve spolupráci s dalšími dvěma firmami, VKV Praha s.r.o a Krnovské opravny a strojírny v rámci aliance TW Team. Právě označení TWT se může najít na čelní masce tramvaje. Název tramvaje je odvozen z počátečních písmen slov evoluce/vývoj, číselné označení představuje počet článků tramvaje.

Jedná se o jednosměrnou 100% nízkopodlažní tramvaj. Zvláštností u tramvaje EVO2 je rozmístění podvozků pod jednotlivými články. Není zde klasické, jako u jiných tramvajích, že v místě kloubového spojení článků je vložen podvozek. Zde je první článek uložen na dva podvozky a druhý článek je do prvního článku zavěšen a uložen jen na jeden podvozek. Toto uspořádání přináší výhodu, že v místě kloubového spojení nemusí být zvýšená podlaha. Tramvaj je určena pro sólo provoz, ale v případě potřeby lze tramvaje spřahovat do dvojic. Spřáhla jsou opatřena propojovacím kabelem, který v případě spřažení zajistí mezivozovou komunikaci. Tento způsob spřahování do dvojic se jeví velmi výhodný do měst, kde je potřeba přepravit velké množství pasažérů v časových špičkách, kde pořízení 5 článkové tramvaje by bylo zbytečně nákladné a mimo časové špičky by byla málo využita.



Obrázek 5: Tramvaj EVO2 [2]



Obrázek 6: Bokorys tramvaje EVO2 [3]

### 1.3 Charakteristika úzkorozchodných tratí

V České republice je normální rozchod 1435mm, který je dán normou. I přesto se u nás setkáme s tratí s rozchodem 1000 mm. Takováto trať se nachází v Liberci a Jablonci nad Nisou. Její stavba byla zahájena v roce 1897. V době výstavby nebyla stanovena žádná norma, která by určovala rozchod kolejí tramvajových tratí. Nelze přesně určit z jakých důvodů byla postavena úzkorozchodná trať. Možnými důvody mohly být užší Liberecké ulice nebo velmi silné politické napojení na Německo kde v tehdejších dobách také docházelo k výstavbám úzkorozchodných tratí. Jak bylo již zmíněno, úzkorozchodné tratě se nenachází pouze na území České republiky, ale setkáme se nimi i ve světě například, v Rakousku, Rusku, Slovensku, přesněji v Bratislavě.

Úzkorozchodná trať dovoluje stavbu zatáček s menším poloměrem než u tratí s normálním rozchodem. Díky menší zástavbové ploše lépe zapadá do úzkých městských ulic. Negativními vlastnostmi jsou horší jízdní vlastnosti. Největší nevýhodou je však nekompatibilita vozidel s normálními tratěmi. Díky výskytu úzkorozchodných tratí i jinde ve světě výrobci produkují i úzkorozchodné tramvaje. Spojení konstrukčních požadavků, kterými jsou úzkorozchodnost a nízká podlaha, přináší několik konstrukčních problémů. Jeden z největších problémů je malá zástavbová plocha pro upevnění pohonu na podvozek.

### 1.4 Cíle práce

Ve spolupráci s firmou Pragoimex a.s, přepracovat normálně rozchodný podvozek tramvaje EVO2 na rozchod 1000 mm. Hlavním cílem je zaměřit se na uložení pohonného systému na rám podvozku.

Cíl práce:

- porovnat a analyzovat používané podvozky
- návrh primárního vypružení
- návrh a výpočet sekundárního vypružení
- přepracování rámu a návrh pohonného systému



## 2 Posouzení možnosti řešení primárního vypružení a návrh vlastního řešení

Vypružení je jedním z hlavních konstrukčních prvků každého podvozku. Ovlivňuje celkovou plynulost jízdy. Hlavní funkcí je zajistit hladký průjezd vozidla obloukem a také zmenšit dynamické účinky působící na vozidlo. Dále zajišťuje rovnoměrné zatížení všech kol vozidla a snižuje účinky nerovností koleje. Soustava vypružení je tvořena hlavními prvky (pružiny a tlumiče), ale také se do soustavy zahrnují závěsky a další prvky vypružení, například pružné uložení motoru. Soustava jako celek se dělí na primární a sekundární. Primární vypružení zajišťuje vypružení mezi dvojkolím a rámem podvozku. Sekundární vypružení zajišťuje vypružení mezi skříní vozidla a rámem podvozku. Konstrukce sekundárního vypružení se u tramvajových vozidel příliš neliší. Nejčastěji se používá vypružení pomocí šroubových pružin v kombinaci s tlumiči. Naopak u konstrukce primárního vypružení se používá několik typů. Volba primárního vypružení velmi ovlivňuje konstrukci podvozku. [4]

### 2.1 Podvozek Komfort



Obrázek 7: Podvozek Komfort [5]

Tato koncepce podvozku je zhotovena pro normální rozchod 1435 mm. U této varianty je nízká podlaha pouze v prostoru nástupu a poté se zvyšuje obvykle dvěma až třemi schody. Podvozek komfort je tvořen vnitřním svařovaným rámem. Samotný rám je tvořen dvěma půlramy, které jsou spojeny pomocí dvou silentbloků. Primární vypružení je tvořeno pryžokovovými pružinami typu meggi, které jsou vloženy mezi ložiskový domek a rám podvozku. [1]



Obrázek 8: Detail vypružení Megii [6]

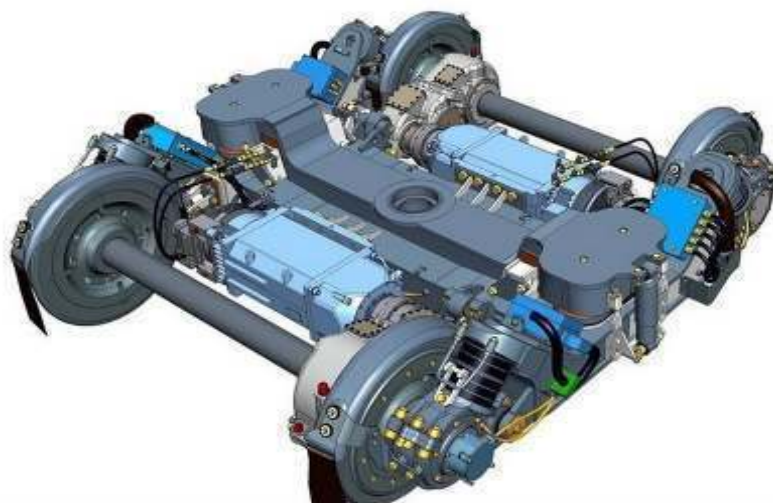
## 2.2 Podvozek Komfort plus



Obrázek 9: Podvozek Komfort plus[7]

Varianta Komfort plus byla vyrobena pro částečně nízkopodlažní tramvaje. V místě podvozku musí být zvýšená podlaha pouze o jeden stupeň. Toto zvýšení o jeden stupeň lze docílit pouze šikmou rampou. Podvozek je tvořen vnitřním svařovaným otevřeným rámem. Primární vypružení je zde zajištěno pryžokovovými prvky. Jak je z obrázku patrné tato varianta primárního vypružení má větší nároky na zástavbový prostor. Z tohoto důvodu je na tomto podvozku použito dvojkolí s průměrem kol 710 mm. [1]

## 2.3 Podvozek City star



Obrázek 10: Podvozek City star[8]

Jak je z obrázku patrné, podvozek City star byl vytvořen pro 100% nízkopodlažní tramvaje. Koncepte tohoto podvozku je založena na kyvném uložení ložiskového domku vůči rámu podvozku. Primární vypružení podvozku je tvořeno pryžokovovými silentbloky, které jsou uloženy mezi kyvně uložený ložiskový domeček a rám podvozku.

## 2.4 Podvozek EVO



*Obrázek 11: Podvozek EVO [9]*

Podvozek Evo se koncepčně velice odlišuje od již zmíněných podvozků. Podélník je zde tvořen konstrukčním prvkem zvaným „JHO“. Na tento prvek jsou pevně uloženy ložiskové domky. Jho je vypruženo vůči rámu pomocí šroubovitých vinutých pružin, které jsou uloženy v nástavbě.

### 3 Sekundární vypružení, návrh, výpočet

Jak již bylo řečeno, konstrukce sekundárního vypružení se příliš neliší. Nejčastěji je tvořeno šroubovitými pružinami. Šroubovitě pružiny zajišťují dostatečné vypružení a přitom během provozu nepotřebují žádnou údržbu ani kontrolu. Obvykle jsou umístěny na každém podvozku čtyři vinuté pružiny.

Počet pružin sekundárního vypružení je dán celkovým zatížením a počtem podvozků vozidla. V některých případech vypružení čtyřmi pružinami není dostačující. Proto se používá tzv. duplexní vypružení. I v našem případě bylo použito duplexní vypružení.

Hodnoty pro výpočet vypružení byly vzaty z katalogového listu tramvaje EVO2.

Tabulka 1: Parametry tramvaje EVO2

Hmotnost prázdného vozu	$m_v$	27500 kg
Max. užitečné zatížení	$m_{už}$	11340 kg
Hmotnost skříně	$m_s$	20300 kg
Hmotnost dvojkolí	$m_{dv}$	700 kg
Maximální užitečné stlačení	$z_{už}$	40 mm
Maximální dovolené napětí	$\tau_{dov}$	785 MPa
Modul pružnosti ve smyku	$G$	$7,85 \cdot 10^4$ MPa
Materiál pružiny	-	ČSN 14 260

#### 3.1 Výpočet vypružení - tuhost

Prvním krokem výpočtu je zjištění celkové hmotnosti rámu podvozků

$$3m_p = m_v - m_s - 6m_d \quad (1)$$

Dále vypočteme poměr celkové tuhosti primárního a sekundárního vypružení  $y_p$  při prázdném voze. Kde  $m_s$  je hmotnost skříně vozidla.

$$y_p = 2 + \frac{3m_p}{m_s} \quad (2)$$

Poměr celkové tuhosti primárního a sekundárního vypružení pro plně obsazený vůz  $y_L$ ,  $m_{už}$  je maximální užitečné zatížení.

$$y_L = 2 + \frac{3m_p}{m_s + m_{už}} \quad (3)$$

Celkový poměr tuhosti vypružení je

$$y = \frac{y_p + y_L}{2} \quad (4)$$

Poměr tuhosti vychází 2,12 to znamená, že byl dodržen předepsaný rozsah, který je 2 až 2,5. V tomto rozsahu jsou amplitudy svislého zrychlení skříně vozidla při širokospektrálním dynamickém buzení nejmenší, resp. frekvenční charakteristika má velmi plochý průběh. [10]

Dopravní a manipulační technika

Bc. Jakub Kalčík

Výpočet celkové tuhosti vypružení

$$k_c = \frac{m_{už}}{z_{už}} \cdot g \quad (5)$$

Pro pružiny primárního a sekundárního vypružení řazené v sérii platí

$$k_c = \frac{k_{1c} \cdot k_{2c}}{k_{1c} + k_{2c}} \quad (6)$$

Kde  $k_{1c}$  je celková tuhost primárního vypružení,  $k_{2c}$  je celková tuhost sekundárního vypružení

$$k_{1c} = y \cdot k_{2c} \quad (7)$$

Ze vztahu (7) dosadíme  $k_{1c}$  do rovnice (6) a získáme vztah pro výpočet celkové tuhosti sekundárního vypružení  $k_{2c}$ 

$$k_{2c} = \frac{(1 + y) \cdot k_c}{y} \quad (8)$$

Celková tuhost primárního vypružení je

$$k_{1c} = y \cdot k_{2c} \quad (9)$$

Pro tuhost jednotlivých pružin primárního vypružení platí

$$k_1 = \frac{k_{1c}}{12} \quad (10)$$

Pro tuhost jednotlivých pružin sekundárního vypružení platí

$$k_2 = \frac{k_{2c}}{12} \quad (11)$$

Vztah pro první vlastní frekvenci

$$f_p = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_c}{m_s}} \quad (12)$$

$$f_L = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_c}{m_s + m_{už}}} \quad (13)$$

Kde  $f_L$  představuje první vlastní frekvenci loženého vozu,  $f_p$  je první vlastní frekvence prázdného vozu. Hodnota první vlastní frekvence pro prázdný vůz vyšla 1,86 Hz, první vlastní frekvence pro ložený vůz vyšla 1,49 Hz. Pro kvalitní chod vozidla je předepsán rozsah prvních vlastních frekvencí od 1 do 1,5 Hz. Jak je zřejmé, první vlastní frekvence prázdného vozu je mimo doporučený rozsah. Tato odchylka je způsobena omezením výpočtu. Toto omezení je způsobeno tím, že při výpočtu je uvažována plně netlumená soustava. Ve skutečnosti je každý podvozek osazen dvěma tlumiči. Přesnějších výsledků by bylo dosaženo zahrnutím těchto tlumičů do výpočtu. [10]

### 3.2 Návrh a výpočet šroubových pružin

Vztah pro výpočet síly na jednu pružinu sekundárního vypružení při prázdném voze  $P_{2p}$

$$P_{2p} = \frac{m_s}{12} \cdot g \quad (14)$$

Vztah pro výpočet síly na jednu pružinu sekundárního vypružení při loženém voze

$$P_{2L} = \frac{(m_s + m_{už}) \cdot g}{8} \quad (15)$$

Pro výpočet stlačení jedné pružiny pod prázdným vozem platí

$$z_{2p} = \frac{P_{2p}}{k_2} \quad (16)$$

Pro stlačení jedné pružiny pod loženým vozem platí

$$z_{2L} = \frac{P_{2L}}{k_2} \quad (17)$$

Vztah pro výpočet dovoleného napětí  $\tau_{2DL}$  sekundárního vypružení při dynamickém namáhání  $z_{2dyn} = 15mm$

$$\tau_{2DL} = \tau_{dov} \frac{z_{2L}}{z_{2L} + z_{2dyn}} \quad (18)$$

Doposud bylo počítáno tak jako by bylo vypružení zajištěno normálními pružinami. V tomto kroku došlo k rozdělení celkové tuhosti na jednu pružinu mezi tuhost vnitřní a vnější pružiny duplexního vypružení. Kde  $k_{21}$  je tuhost vnější pružiny a  $k_{22}$  je vnitřní pružiny.

$$k_{21} = 225000 \text{ N/m} \quad (19)$$

$$k_{22} = 114058 \text{ N/m} \quad (20)$$

Vztah pro výpočet síly  $F_1$  na vnější šroubovitou pružinu

$$F_1 = F \frac{k_{21}}{k_{21} + k_{22}} \quad (21)$$

Pro výpočet síly  $F_2$  na vnitřní pružinu platí

$$F_2 = F \frac{k_{22}}{k_{21} + k_{22}} \quad (22)$$

#### 3.2.1 Výpočet vnější pružiny

Výpočet korekčního součinitele podle Sopwitha, kde  $i$  je poměr středního průměru pružiny a průměru drátu

$$k = \frac{i + 0.2}{i - 1} \quad (23)$$

Dopravní a manipulační technika

Bc. Jakub Kalčík

Vztah pro výpočet napětí

$$\tau_{21} = \frac{16 \cdot P_{2L} \cdot R \cdot k}{\pi \cdot d^3} \quad (24)$$

Pro výpočet činných závitů platí

$$n_{21} = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot k_2} \quad (25)$$

Pro výpočet volné délky pružiny platí

$$H_{21} = (n + n') \cdot d_2 + 0,1 \cdot n \cdot d_2 + z_{2dyn} \quad (26)$$

### 3.2.2 Výpočet vnitřní pružiny

Výpočet korekčního součinitele dle Sopwitha

$$k = \frac{i + 0.2}{i - 1} \quad (27)$$

Vztah pro výpočet napětí v drátu vnitřní pružiny

$$\tau_{22} = \frac{16 \cdot P_{2L} \cdot R \cdot k}{\pi \cdot d^3} \quad (28)$$

Počet činných závitů

$$n_{22} = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot k_2} \quad (29)$$

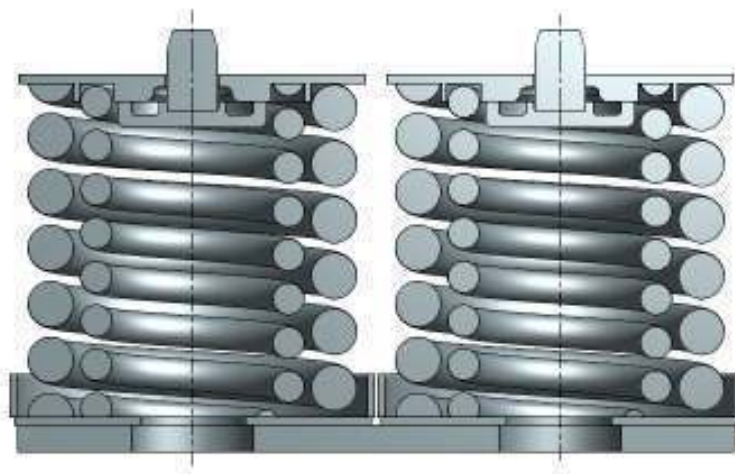
Volná délka pružiny

$$H_{22} = (n + n') \cdot d_2 + 0.1 \cdot n \cdot d_2 + z_{2dyn} \quad (30)$$

Tabulka 2: Výsledky výpočtu vypružení

První vlastní frekvence prázdného vozidla	$f_p$	1,86 Hz
První vlastní frekvence loženého vozidla	$f_L$	1,49 Hz
Síla na jednu pružinu – sek. vypružení (prázdný vůz)	$P_{2p}$	16,6 kN
Síla na jednu pružinu – sek. vypružení (ložený vůz)	$P_{2L}$	25,8 kN
Stlačení pružiny – sek. vypružení (prázdný vůz)	$z_{2p}$	48 mm
Stlačení pružiny – sek. vypružení (ložený vůz)	$z_{2L}$	76 mm
Tuhost jednotlivých pružin sek. vypružení	$k_2$	339058 N/m
Tuhost vnější pružiny duplexního vypružení	$k_{21}$	225000 N/m
Tuhost vnější pružiny duplexního vypružení	$k_{22}$	114058 N/m
Síla na vnější pružinu duplexního vypružení	$F_1$	17,1 kN
Síla na vnitřní pružinu duplexního vypružení	$F_2$	8,6 kN

Dovolené napětí při dynamickém namáhání	$\tau_{2DL}$	655 MPa
Napětí vnější pružiny	$\tau_{21}$	613 MPa
Napětí vnitřní pružiny	$\tau_{22}$	647 MPa
Průměr drátu vnější pružiny	$d_1$	24 mm
Průměr drátu vnitřní pružiny	$d_2$	16 mm
Střední průměr vnější pružiny	$D_1$	162 mm
Střední průměr vnější pružiny	$D_2$	100 mm
Počet činných závitů vnější pružiny	$n_{21}$	4
Počet činných závitů vnitřní pružiny	$n_{22}$	6
Volná délka vnější pružiny	$H_{21}$	156 mm
Volná délka vnitřní pružiny	$H_{22}$	144,5 mm



Obrázek 12 :Navržené duplexní vypružení

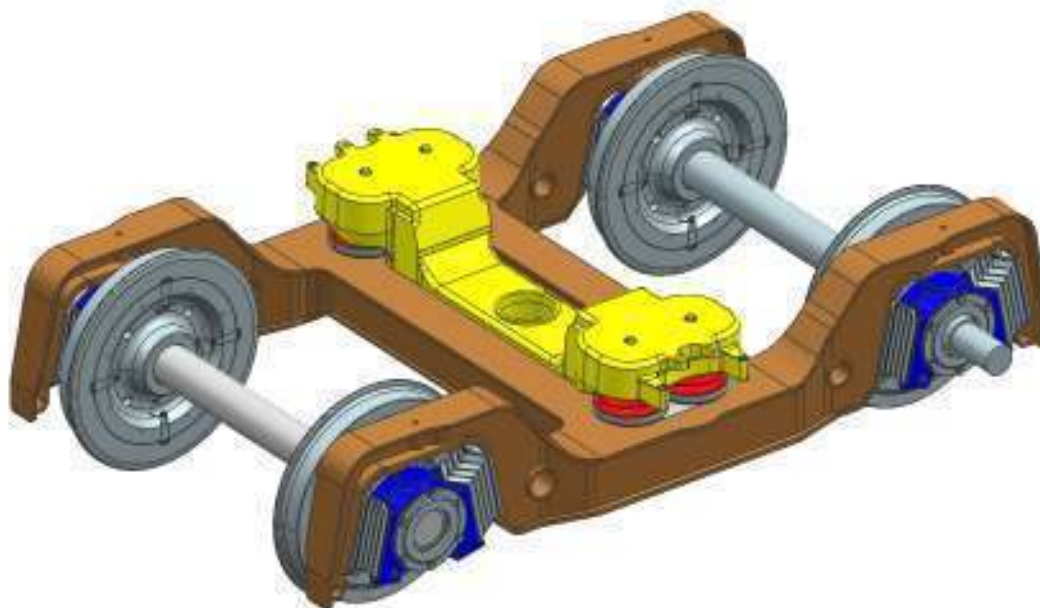


## 4 Projekční návrh celého podvozku

Jak je možné vidět ve zhotovené rešerši, konstrukce podvozků tramvajových vozidel je velice rozmanitá. Velký podíl na konstrukci podvozku má fakt jestli se jedná o normálně rozchodný podvozek nebo jestli o úzkorozchodný. Výhodou u normálně rozchodného podvozku je dostatek místa mezi koly pro uložení pohonného systému.

Stávající podvozek, který je koncipován tak, že je vypruženo „JHO“ šroubovitými pružinami, není vhodný k přepracování na úzký rozchod. Pro uložení podélného motoru není dostatek zástavbové plochy. Proto zadavatel poskytl jiný rám, který je osazen na již vyráběných tramvajích. Jedná se o otevřený svařovaný vnější rám s rozvorem náprav 1800 mm, kde podélník je upraven pro uložení primárního vypružení megií, v místě příčnicku je podélník ponížěn pro uložení sekundárního vypružení. Rám byl upraven na rozchod 1000 mm a bylo vytvořeno uchycení pohonného systému.

Převzata byla i kolébka a dvojkolí. Jedná se o kolébku která, je použita na normálně rozchodném podvozku. Proto byla kolébka, aby byla kompatibilní s rámem podvozku. V Praxi se kolébky se pevnostně kontrolují na ohyb. Jelikož zkrácením došlo ke zmenšení ohybového namáhání, nebude kolébka pevnostně kontrolována. Ve skutečnosti je kolébka namáhána i příčnými silami, ale ty jsou v poměru s ohybovým napětím zanedbatelné.



Obrázek 13: Zadáný rám

## 5 Návrh pohonu dvojkolí s podélným motorem, vně rámu, úprava rámu podvozku pro uložení brzdy

Při návrhu pohonu podvozku se vycházelo z několika předpokladů. Jako první byl předpoklad, že pohon bude tvořen podélným motorem vně rámu. Další kritérium bylo navrhnout podvozek co nejužší, aby při průjezdu obloukem nevybočoval ze skříně vozidla. Příklad kdy podvozek vybočuje při průjezdu obloukem je na obrázku 14. Jedná se o tramvaj Flexity Outlook „CityFlex“ od firmy Bombardier, která jezdí po úzkorozchodné trati ve švýcarském Zurichu. Jak je vidět, podvozky jsou opatřeny krycími prvky, aby co nejvíce ladily s designem skříně. Posledním kritériem bylo navrhnout brzdy. Jak bude dále vysvětleno u tohoto typu podvozku nelze použít jinou brzdu než integrovanou na motor.



Obrázek 14: Tramvaj Flexity Outlook [11]

### 5.1 Volba motoru

Jak již bylo zmíněno, volba motoru byla ovlivněna několika požadavky, to aby byl motor co nejužší a měl integrovanou brzdu. Dále motor musí disponovat dostatečným výkonem pro zajištění dostatečné akcelerace tramvaje. Bohužel získání technických informací a parametrů motorů, které se používají pro pohon tramvají, bylo velmi složité, protože výrobci technické parametry svých produktů nezveřejňují volně k nahlédnutí.

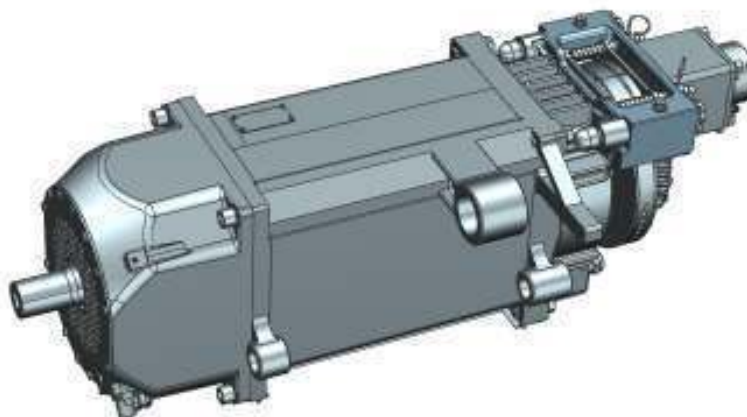
Díky skvělé spolupráci s konzultantem p. ing. Robertem Zemánkem jsem získal technické informace ke dvěma motorům. První z nich byl motor TAM 1004C. Jedná se o 4-pólový, 2-ložiskový, uzavřený motor s kotvou na krátko od firmy Pragoimex. Motor disponuje výkonem 90kW. Druhý motor je od rakouské firmy Traktionssysteme, který disponuje výkonem 80kW.

*Obrázek 15: TAM1004C**Obrázek 16: Motor TSA*

Oba zmíněné motory lze osadit integrovanou kotoučovou brzdou. Jelikož jedním z požadavků bylo použít motor co nejužší, aby co nejméně ovlivňoval celkovou šířku podvozku, byl zvolen motor TSA. Jeho rozměry a výkon plně vyhovují našemu zadání.

## 5.2 Uložení motoru na rám

Volba uložení motoru se odvíjí od umístění motoru na rámu. Na obrázku 16 je vidět uložení motoru na upínací desku. Mezi čely statoru jsou navařeny dva plné materiály obdélníkového průřezu s otvory se závity. Toto uložení se používá u normálně rozchodných tramvají kde motor je uložen na příčnicku rámu. V našem případě je motor uložen na podélníku, kde v jeho středu dochází ke značnému průhybu. Proto uložení motoru na upínací desku není v okolí tohoto místa možné z důvodu poškození rámu vlivem kumulace napětí. Proto byl motor uložen na třech čepích. Dva spodní jsou uloženy přesně do měděných vložek a horní čep je uložen pružně ve válcovém silentbloku. Stator motoru byl vyztužen přidáním materiálu mezi přední a zadní čelo statoru. Tím bylo možno zvolit stávající umístění horního čepu. Pružné uložení horního čepu bylo zvoleno z důvodu omezení přenosu vibrací z rámu na motor a opačně. Čepové uložení bylo spočítáno na otlacení a stříh. Jednotlivé výpočty všech čepů jsou přiloženy v příloze 6.

*Obrázek 17: Motor TSA s předělanými úchyty*

### 5.3 Návrh konzoly kolejnicové brzdy

Kolejnicovou brzdou musí být osazena všechna železniční vozidla pohybující se rychlostí větší než 140 km/h a také vozidla městské kolejové dopravy. Kolejnicová brzda patří do skupiny neadhezních brzd, její výkonnost není limitována adhezními poměry mezi koly a kolejnicemi. Brzdící účinek je vyvolán magnetickým polem, které zajistí silový styk brzdy s kolejí. Proto musí být brzda uložena v určité výšce, cca 1 cm nad temenem kolejnice. Tato výška musí být během provozu zachována. Z toho důvodu je konzola kolejnicové brzdy upevněna na ložiskovém domku a tím dochází k dodržení požadované vzdálenosti. [12]



Obrázek 18: Konzola kolejové brzdy

## 6 Konstrukce převodových skříní

Před samotným návrhem převodové skříně byl proveden průzkum používaných převodových skříní, které se používají u pohonných systémů uložených vně rámu. Převodové skříně u normálně rozchodných vozidel jsou konstrukčně odlišné z důvodu uložení mezi koly podvozku. Převodová skříň přenáší krouticí moment od motoru na dvojkolí. V případě pohonného systému vně rámu musí změnit tok krouticího momentu z podélného směru na příčný. Z tohoto důvodu se vždy u těchto převodovek vyskytuje kuželové soukolí. Převodové skříně se vyrábějí jednostupňové i dvoustupňové. Velkou roli v konstrukci převodové skříně hraje to, jaký bude použit rozměr kol a pro jaký trh bude podvozek konstruován. Průjezdni profily tramvajových tratí byly u jednotlivých provozovatelů vyvíjeny odděleně, takže se vyskytuje několik různých průjezdních průřezů a z nich plynou i jiné linie vtažného obrysu. Samotné převodové skříně se konstrukčně odlišují. Používají se pevně spojené s motorem nebo oddělené nalisované na nápravě. Příklad převodové skříně pevně spojené s motorem je na obrázku 19.



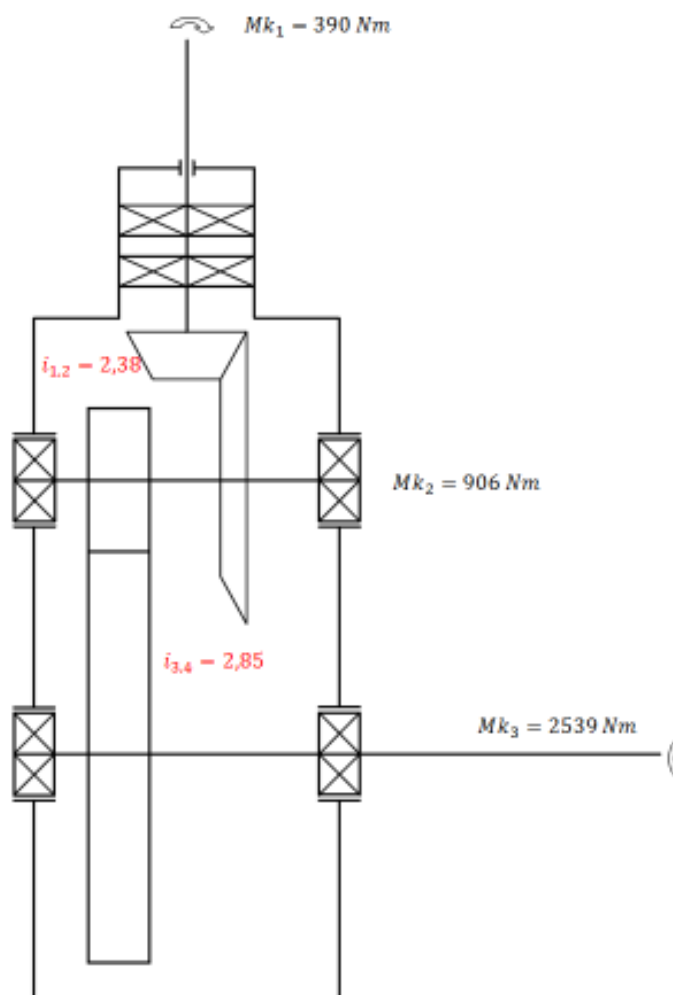
Obrázek 19: Převodová skříň pevně spojená s motorem[13]

U varianty převodovky pevně spojené s motorem je třeba zajistit přenos krouticího momentu z převodovky na pohybující se nápravu. Náprava je pružně uložena v primárním vypružení. Pro přenos krouticího momentu se používá spojka s pryžokovovými klínovým segmenty. U převodovek nalisovaných na nápravě se přenos zajišťuje pružným elementem a to kloubovým hřídelem nebo zubovou spojkou. Převodovky pevně spojené s motorem jsou uloženy pevně na rám. Uložení bývá pomocí čepových spojení, kde alespoň jedno čepové spojení je vypruženo pryžovým silentblokem k omezení přenosu vibrací z převodovky na rám a opačně. Nalisované převodovky jsou upevněny na rám pomocí tzv. závěsky. Závěska zachycuje reakční síly od ozubení, které působí na obal převodovky a tím jí udržuje v horizontální poloze. Uložení převodovky v závěsce musí být dostatečně pružné jelikož převodovka kopíruje pohyby nápravy.

## 6.1 Návrh převodové skříně

Výběr varianty převodovky se odvíjí od použitého motoru TSA jehož konstrukce nedovoluje použít pevně spojenou převodovou skříň. Proto byla vybrána převodovka nalisovaná na nápravě. Výhodou této varianty jsou menší nevypružené hmoty.

Prvotní myšlenka při návrhu převodové skříně byla taková, že bude použita jednostupňová převodová skříň. Po rozpracování návrhu bylo zjištěno, že takováto převodová skříň nevyhovuje. Převodová skříň zasahovala do průjezdního profilu, to bylo způsobeno příliš velkým průměrem talířového kola. Proto byla navržena dvoustupňová převodová skříň, kde primární soukolí je kuželové a sekundární čelní válcové se šikmými zuby. Celkový převodový poměr je 6,8. Tento převodový poměr byl navržen tak, aby přepravní rychlost tramvaje byla 60km/h.



Obrázek 20: Schéma navržené převodové skříně

## 6.2 Návrh ozubených kol

Návrh a výpočet ozubených kol byl proveden v programu Autodesk Inventor 2011. Ozubená kola byla navržena dle normy ČSN 01 4686. Návrh kol byl proveden s ohledem na součinitel bezpečnosti v dotyku. Kde minimální hodnota byla stanovena na 1,4. Podrobný výpočet ozubení je v příloze 1.

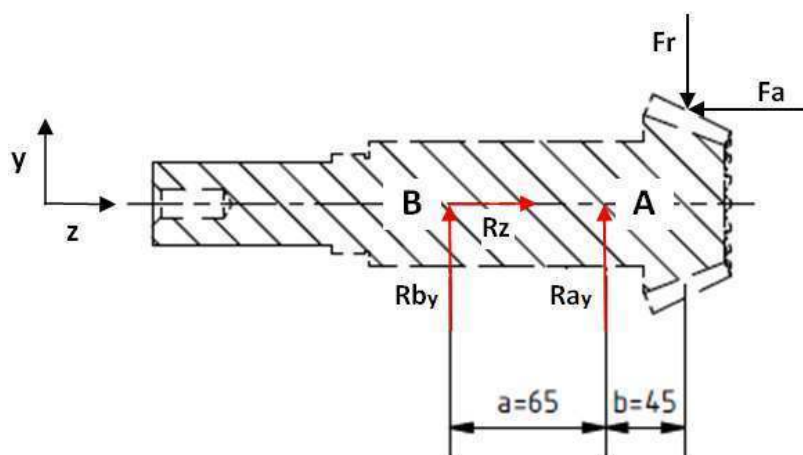
Tabulka 3: Parametry ozubení

Počet zubů na psatorku	$z_1$	18
Počet zubů na talířovém kole	$z_2$	43
Počet zubů válcového pastorku	$z_3$	21
Počet zubu válcového kola 2	$z_4$	60
Úhel sklonu zubů sekundárního ozubení	$\beta$	$20^\circ$

## 6.3 Výpočet reakcí v ložiskách

Po návrhu ozubených kol byly zjištěny síly působící v ozubených soukolích a byl proveden výpočet reakcí a návrh ložisek a hřídelí.

### 6.3.1 Výpočet reakcí na kuželovém pastorku



Obrázek 21: Působící síly na pastorku v rovině „YZ“

### Výpočet reakčních sil v rovině „YZ“

Součet momentů k bodu A, kde  $r_1$  je vnější roztečný poloměr pastorku

$$\sum M_{iA} = 0, \quad R_{by} \cdot a + Fr \cdot b - Fa \cdot r_1 = 0 \quad (31)$$

Z rovnice (31) vyjádříme reakci  $R_{by}$

$$R_{by} = \frac{Fa \cdot r_1 - Fr \cdot b}{a} \quad (32)$$

Součet sil ve směru Y

$$\sum F_{iy} = 0, \quad R_{by} + R_{ay} - Fr = 0 \quad (33)$$

Vyjádření reakce  $R_{ay}$  z rovnice (33)

$$R_{ay} = Fr - R_{by} \quad (34)$$

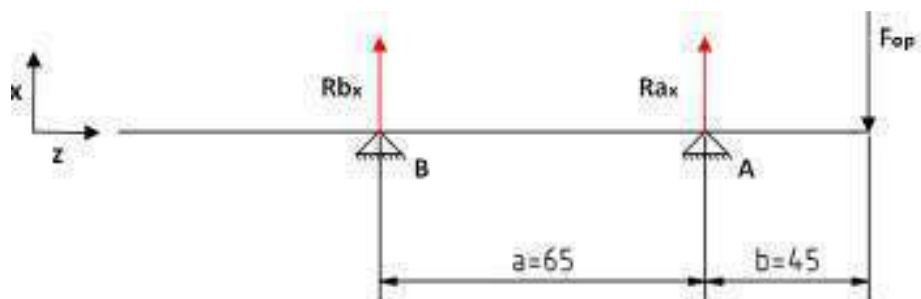
Součet sil ve směru Z

$$\sum F_{iz} = 0, \quad R_z - Fa = 0 \quad (35)$$

Pro reakci  $R_z$  platí

$$R_z = Fa \quad (36)$$

Výpočet reakčních sil v rovině „XZ“



Obrázek 22: Působící síly na pastorku v rovině „XZ“

Suma působících sil ve směru X

$$\sum F_{ix} = 0, \quad R_{ax} + R_{bx} - F_{op} = 0 \quad (37)$$

Z rovnice (34) vyjádříme reakci  $R_{ax}$ 

$$R_{ax} = F_{op} - R_{bx} \quad (38)$$

Součet momentů k bodu B

$$\sum M_{iB} = 0, \quad R_{ax} \cdot a - F_{op} \cdot (a + b) = 0 \quad (39)$$

Reakci  $R_{ax}$  vyjádříme z rovnice (39)

$$R_{ax} = \frac{F_{op} \cdot (a + b)}{a} \quad (40)$$

Výsledné reakce  $R_a$  a  $R_b$ 

$$R_a = \sqrt{R_{ax}^2 + R_{ay}^2} \quad R_b = \sqrt{R_{bx}^2 + R_{by}^2} \quad (41)$$

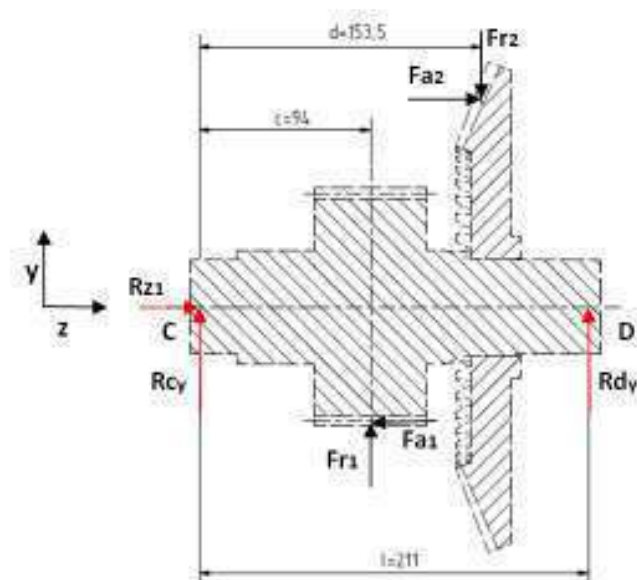
Tabulka 4: Síly působící na pastorku

Axiální síla	$Fa$	1216 N
Radiální síla	$Fr$	2906,3 N



Obvodová síla	$F_{Op}$	8650,5 N
Axiální reakce	$R_z$	1216 N
Reakce v místě A	$R_a$	15200,4 N
Reakce v místě B	$R_b$	6084,4 N

### 6.3.2 Výpočet reakcí na předlokové hřídeli



Obrázek 23: Působící síly na předlokové hřídeli v rovině „YZ“

#### Výpočet reakčních sil v rovině „YZ“

Součet momentů k bodu A, kde  $r_2$  je roztečný poloměr talířového kola a  $r_3$  roztečný poloměr válcového pastorku

$$\sum M_{iC} = 0, \quad R_{dy} \cdot l - F_{a2} \cdot r_2 - F_{r2} \cdot d + F_{r1} \cdot c - F_{a1} \cdot r_3 = 0 \quad (42)$$

Z rovnice (42) vyjádříme  $R_{dy}$

$$R_{dy} = \frac{F_{a2} \cdot r_2 + F_{r2} \cdot d - F_{r1} \cdot c + F_{a1} \cdot r_3}{l} \quad (43)$$

Součet momentů k místě D

$$\sum M_{iD} = 0, \quad R_{cy} \cdot l + F_{a1} \cdot r_3 + F_{r1} \cdot (l - c) - F_{r2}(l - d) \cdot c + F_{a2} \cdot r_2 = 0 \quad (44)$$

Z rovnice (44) vyjádříme  $R_{cy}$

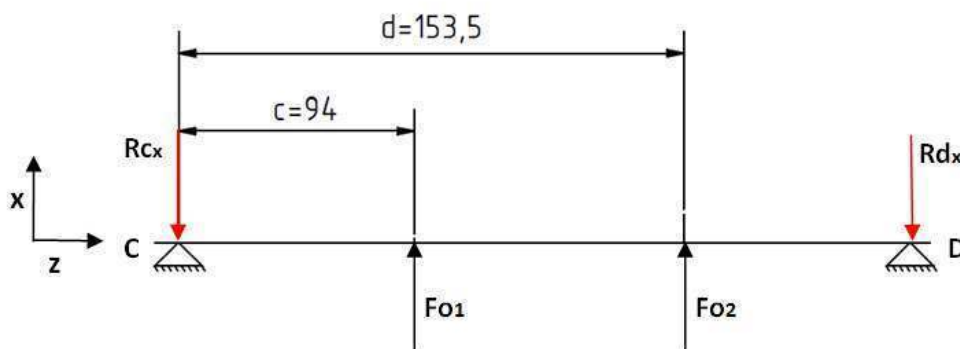
$$R_{cy} = \frac{F_{r2} \cdot (l - d) - F_{a1} \cdot r_3 - F_{r1} \cdot (l - c) + F_{a2} \cdot r_2}{l} \quad (45)$$

Součet sil ve směru Z

$$\sum F_{iZ} = 0, \quad R_{Z1} - F_{a1} + F_{a2} = 0 \quad (46)$$

Pro axiální reakci  $R_{Z1}$  platí

$$R_{Z1} = F_{a1} - F_{a2} \quad (47)$$



Obrázek 24: Působící síly na předlohové hřídeli v rovině „XZ“

**Výpočet reakčních sil v rovině „XZ“**

Součet momentů k bodu C

$$\sum M_{iC} = 0, \quad R_{d_x} \cdot l - F_{o2} \cdot d - F_{o1} \cdot c = 0 \quad (48)$$

Z rovnice (48) vyjádříme  $R_{d_x}$ 

$$R_{d_x} = \frac{F_{o2} \cdot d + F_{o1} \cdot c}{l} \quad (49)$$

Součet sil ve směru X

$$\sum F_{i_x} = 0, \quad R_{c_x} + R_{d_x} - F_{o2} - F_{o1} = 0 \quad (50)$$

Pro  $R_{c_x}$  platí

$$R_{c_x} = F_{o2} + F_{o1} - R_{d_x} \quad (51)$$

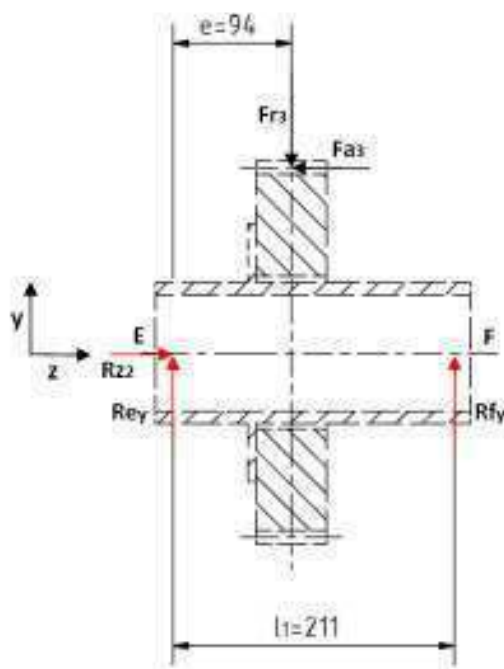
Výsledné reakce  $R_c$  a  $R_d$ 

$$R_c = \sqrt{R_{c_x}^2 + R_{c_y}^2} \quad R_d = \sqrt{R_{d_x}^2 + R_{d_y}^2} \quad (52)$$

Tabulka 5: Síly působící na předlohové hřídeli

Axiální síla na pastorku	$Fa_1$	5908,2 N
Radiální síla na pastorku	$Fr_1$	6288,2 N
Obvodová síla na pastorku	$Fo_1$	16232 N
Axiální síla na talířovém kole	$Fa_2$	2906 N
Radiální síla na talířovém kole	$Fr_2$	1216 N
Obvodová síla na talířovém kole	$Fo_2$	8656 N
Axiální reakce	$Rz_1$	3002 N
Reakce v místě C	$Rc$	13065 N
Reakce v místě D	$Rd$	13578 N

### 6.3.3 Výpočet reakcí na výstupní hřídeli



Obrázek 25: Síly působící na výstupní hřídeli v rovině „YZ“

#### Výpočet reakčních sil v rovině „YZ“

Součet momentů k bodu E

$$\sum Mi_E = 0, \quad Rf_y \cdot l_1 - Fr_3 \cdot e + Fa_3 \cdot r_4 = 0 \quad (53)$$

Z rovnice (53) vyjádříme  $Rf_y$

$$Rf_y = \frac{Fr_3 \cdot e - Fa_3 \cdot r_4}{l_1} \quad (54)$$

Součet momentů k bodu F

$$\sum Mi_F = 0, \quad Re_y \cdot l_1 - Fr_3 \cdot (l_1 - e) - Fa_3 \cdot r_4 = 0 \quad (55)$$

Pro  $Re_y$  platí

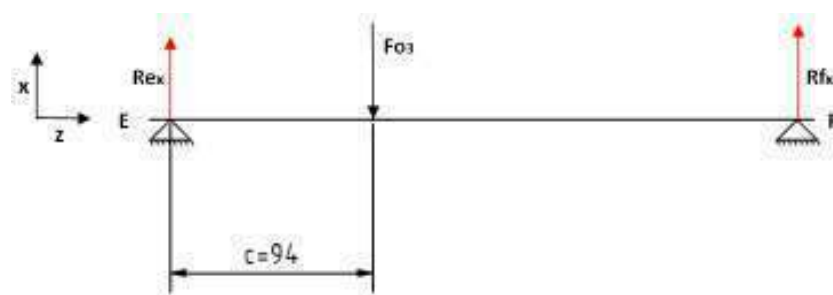
$$Re_y = \frac{Fr_3 \cdot (l_1 - e) + Fa_3 \cdot r_4}{l_1} \quad (56)$$

Součet sil působících ve směru Z

$$\sum F_{iZ} = 0, \quad Rz_2 - Fa_3 = 0 \quad (57)$$

Pro  $Rz_2$  Platí

$$Rz_2 = Fa_3 \quad (58)$$



Obrázek 26: Síly působící na výstupní hřídeli v rovině „XZ“

**Výpočet reakčních sil v rovině „XZ“**

Součet momentů k bodu E

$$\sum Mi_E = 0, \quad Rf_x \cdot l_1 + Fo_3 \cdot e = 0 \quad (59)$$

Pro  $Rf_x$  platí

$$Rf_x = \frac{Fo_3 \cdot e}{l_1} \quad (60)$$

Součet sil působících ve směru X

$$\sum F_{iX} = 0, \quad Re_x - Fo_3 + Rf_x = 0 \quad (61)$$

Z rovnice (61) vyjádříme  $Re_x$ 

$$Re_x = Fo_3 - Rf_x \quad (62)$$

Výsledné reakce  $Re$  a  $Rf$ 

$$Re = \sqrt{Re_x^2 + Re_y^2} \quad Rf = \sqrt{Rf_x^2 + Rf_y^2} \quad (63)$$

Tabulka 6: Síly působící na výstupní hřídeli

Axiální síla	$Fa_3$	5908,2 N
Radiální síla	$Fr_3$	5908,2 N
Obvodová síla	$Fo_3$	16232 N

Axiální reakce	$Rz_2$	5908,2 N
Reakce v místě E	$Re$	12025,3 N
Reakce v místě F	$Rf$	7438,5 N

## 6.4 Návrh kontrola ložisek

Vzhledem k tomu, že je v převodové skříní použito kuželové soukolí a čelní válcové se šikmými zuby, je zapotřebí použít ložiska, která jsou schopna přenášet jak radiální tak axiální zatížení. Z tohoto důvodu byly navrženy kuželíková ložiska, která odpovídají zadaným požadavkům.

### 6.4.1 Návrh ložisek na kuželovém pastorku

Tabulka 7: Parametry ložisek na pastorku

Ložisko název/typ	-	SKF T7FC 070
Vnitřní průměr	$d$	70 mm
Vnější průměr	$D$	140 mm
Dynamická únosnost	$C$	204 kN
Výpočtový součinitel	$e$	0,88
Požadovaná životnost	$L_{hod}$	30000 hod

Poměr axiální a radiální síly pro zjištění výpočtového koeficientu

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e \quad (64)$$

$$\frac{1216}{15200,4} \leq e \quad (65)$$

$$0,079 < 0,88 \quad (66)$$

Ekvivalentní zatížení ložiska

$$P = F_r \quad (67)$$

Vzorec pro výpočet životnosti ložiska

$$L_{hod} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left( \frac{C}{P} \right)^p \quad (68)$$

Dosazení do vzorce (68)

$$L_{hod} = \frac{10^6}{60 \cdot 1972} \left( \frac{204000}{15200,4} \right)^{\frac{10}{3}} = 48555 \text{ hod} \quad (69)$$

### 6.4.2 Návrh ložisek na předlokové hřídeli

Tabulka 8: Parametry ložisek na předlokové hřídeli

Ložisko název/typ	-	SKF JM205149
Vnitřní průměr	$d$	50 mm
Vnější průměr	$D$	90 mm
Dynamická únosnost	$C$	122 kN
Výpočtový součinitel	$e$	0,43
Požadovaná životnost	$L_{hod}$	30000 hod

Poměr axiální a radiální síly pro zjištění výpočtového koeficientu

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e \quad (70)$$

$$\frac{3002}{13585,8} \leq e \quad (71)$$

$$0,22 \leq 0,43 \quad (72)$$

Ekvivalentní zatížení ložiska

$$P = F_r \quad (73)$$

Vzorec pro výpočet životnosti ložiska

$$L_{hod} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left( \frac{C}{P} \right)^p \quad (74)$$

Dosazení do vzorce (74)

$$L_{hod} = \frac{10^6}{60 \cdot 825} \left( \frac{122000}{13585,8} \right)^{\frac{10}{3}} = 30413 \text{ hod} \quad (75)$$

### 6.4.3 Návrh ložisek na výstupní hřídeli

Tabulka 9: Parametry ložisek na výstupní hřídeli

Ložisko název/typ	-	SKF 32926
Vnitřní průměr	$d$	130 mm
Vnější průměr	$D$	180 mm
Dynamická únosnost	$C$	198 kN
Výpočtový součinitel	$e$	0,33
Výpočtový součinitel	$Y$	1,8
Požadovaná životnost	$L_{hod}$	30000 hod

Poměr axiální a radiální síly pro zjištění výpočtového koeficientu

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e \quad (76)$$

Dosazení do vzorce (76)

$$\frac{5908}{12026} \leq e \quad (77)$$

Skutečný ekvivalent vyšel větší než zadaný

$$0,49 > 0,33 \quad (78)$$

Vztah pro ekvivalentní zatížení ložiska

$$P = 0,4 \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (79)$$

Dosazení do vztahu (79)

$$P = 0,4 \cdot 12026 + 1,8 \cdot 5908 = 15444,8 \quad (80)$$

Vzorec pro výpočet životnosti ložiska

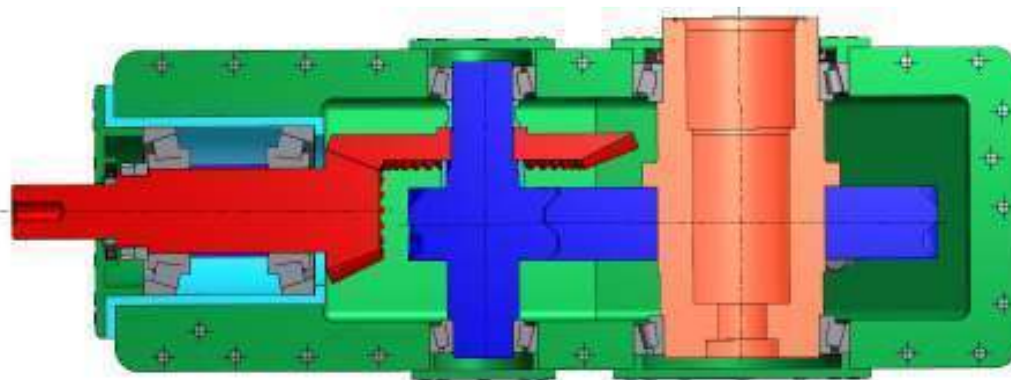
$$L_{hod} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left( \frac{C}{P} \right)^p \quad (81)$$

Dosazení do vztahu (82)

$$L_{hod} = \frac{10^6}{60 \cdot 288} \left( \frac{198000}{15444,8} \right)^{\frac{10}{3}} = 285364 \text{hod} \quad (82)$$

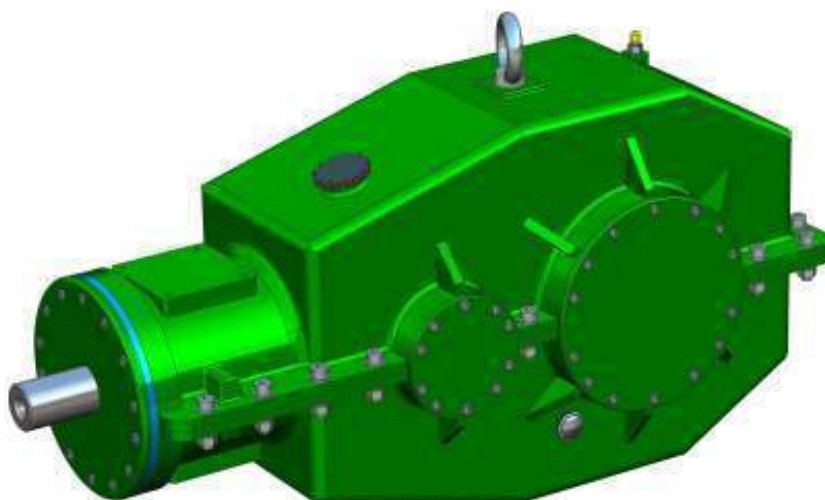
## 6.5 Převodová skříň

Byla navržena převodová skříň s jednoduchou horizontální dělicí rovinou. Obal převodové skříně byl navržen z lité oceli o tloušťce stěny 8 mm. Kuželový pastorek je vložen do domečku, kde je uložen v kuželíkových ložiskách. Předlohová hřídel je tvořena válcovým pastorkem. Talířové kolo primárního soukolí je spojeno s předlohovou hřídelí rovnobokým drážkováním. Poloha kola je vymezena distančními podložkami. Ozubené kolo sekundárního soukolí je nalisováno na dutou výstupní hřídel. Celá převodová skříň je nalisována na nápravě a proti axiálnímu posuvu zajištěna šroubem. Vstup a výstup převodové skříně je utěsněn břitovými těsněními. Jednotlivé hřídele byly navrženy a zkontrolovány v softwaru Autodesk Inventor. Obal převodové skříně byl zkontrolován metodou MKP. Převodová skříň byla osazena olejoznakem a odvodušňovacím ventilem a samozřejmě nalévacím hrdlem a výpustním otvorem.



Obrázek 27: Řez převodovky v dělicí rovině

Pro spojení obou polovin skříně jsou byly použity šrouby M10x40 ISO 4762. Víčka jsou zajištěny šrouby M6x20 ISO 4762.



Obrázek 28: Navržená převodová skříň

### 6.5.1 Výpočet nalisování převodové skříně na nápravu

Nalisované spoje se používají tam kde, je potřeba přenést velké kroutící momenty, jaké jsou při střídavém nebo rázovém namáhání, což je náš případ. Tyto spoje jsou jednoduché, hospodárné a používají se tam, kde je předpoklad že spoj se nebude rozebírat nebo jen velmi zřídka. Spoj byl vypočítán analyticky i v softwaru MITCalc. [14]

Tabulka 10: Parametry nalisovaného spoje převodové skříně

Kroutící moment	$M_k$	2539,3 Nm
Modul pružnosti v tahu	$E$	$2,1 \cdot 10^5$ MPa
Délka lisovaného spoje	$l$	0,1 m
Vnější průměr náboje	$d_2$	135 mm
Průměr hřídele	$d_1$	80 mm
Součinitel tření	$f$	0,1
Bezpečnost spoje	$K$	2,5

Výpočet minimálního tlaku ve stykové ploše spoje

$$P_{min} = \frac{2 \cdot K \cdot M_k}{\pi \cdot d_1^2 \cdot f} \quad (83)$$

Dosazení do vzorce

$$P_{min} = \frac{2 \cdot 2,5 \cdot 2539,3}{\pi \cdot 0,08^2 \cdot 0,1 \cdot 0,1} = 63,1 \text{ MPa} \quad (84)$$

Výpočtová konstanta C

$$C = \frac{d_2^2 + d_1^2}{d_2^2 - d_1^2} \quad (85)$$



$$C = \frac{0,135^2 + 0,08^2}{0,135^2 - 0,08^2} = 2,08 \quad (86)$$

Výpočet minimálního potřebného přesahu

$$d_{min} = \frac{P_{min} \cdot d_1}{E} (C + 1) \quad (87)$$

$$d_{min} = \frac{63,1 \cdot 10^6 \cdot 0,08}{2,1 \cdot 10^{11}} (2,08 + 1) = 7,403 \cdot 10^{-5} m \rightarrow 0,074 mm \quad (88)$$

Minimální přesah vyšel v softwaru vyšší a to 0,105mm. Je to dáno tím, že v analytickém výpočtu je zahrnut pouze součinitel bezpečnosti spoje. V softwarovém výpočtu je uvažováno daleko více parametrů, jako například charakter provozu atd. Výpočet v softwaru je přiložen v příloze 5.

### 6.5.2 Výpočet nalisování kola na dutou hřídel

Výpočet byl opět proveden jak analyticky, tak v softwaru a výsledky byly porovnány. Došlo opět k odchylce a to ze stejného důvodu, jako při předchozím výpočtu.

Tabulka 11: Parametry nalisovaného spoje ozubeného kola

Krouticí moment	$M_k$	2539,3 Nm
Modul pružnosti v tahu	$E$	$2,1 \cdot 10^5$ MPa
Délka lisovaného spoje	$l$	60 mm
Vnitřní průměr hřídele	$d_1$	80 mm
Vnější průměr hřídele	$d_2$	140 mm
Vnější průměr náboje	$d_3$	320 mm
Součinitel tření	$f$	0,1
Bezpečnost spoje	$K$	2,5

Výpočet minimálního tlaku ve stykové ploše

$$P_{min} = \frac{2 \cdot K \cdot M_k}{\pi \cdot d_1^2 \cdot l \cdot f} \quad (89)$$

$$P_{min} = \frac{2 \cdot 2,5 \cdot 2539,3}{\pi \cdot 0,14^2 \cdot 0,06 \cdot 0,1} = 34,3 MPa \quad (90)$$

Výpočtová konstanta  $C_1$

$$C_1 = \frac{d_2}{d_1} \quad (91)$$

Výpočtová konstanta  $C_2$

$$C_2 = \frac{d_3}{d_2} \quad (92)$$

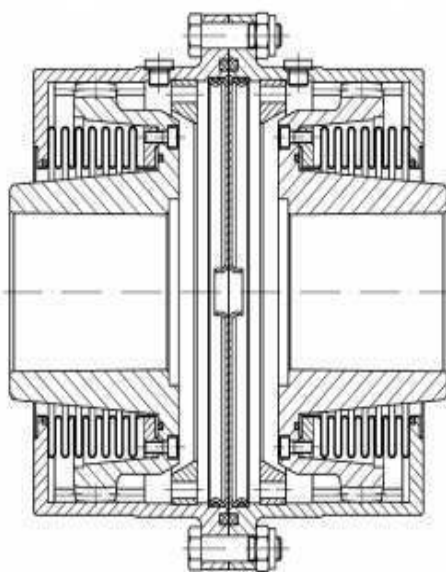
$$d_{min} = \frac{P_{min} \cdot d_2}{E} (C_1 + C_2) \quad (93)$$

$$d_{min} = \frac{34,3 \cdot 10^6 \cdot 0,14}{2,1 \cdot 10^{11}} (1,75 + 2,28) = 9,2 \cdot 10^{-5} m \rightarrow 0,092 mm \quad (94)$$

## 6.6 Přenos krouticího momentu z motoru na převodovku

Použitím nalisované skříně na nápravu je zapotřebí mezi motor a převodovku vložit pružný element pro přenos krouticího momentu. Tento pružný element musí zajistit přenos krouticího momentu při mimoososti hřídelí vyvolané pružením primárního vypružení.

Pro přenos krouticího momentu byla zvolena zubová spojka od německé firmy KWD (Kupplungswerk Dresden). Tato zubová spojka se vyznačuje tím, že vyrovnává celkovou nesouosost až do 3°.



Obrázek 29: Spojka KWD v řezu [15]

## 6.7 Konstrukce závěsky

Závěska byla navržena ve tvaru připomínající písmeno C. Jak již bylo zmíněno, závěska zachycuje reakční síly od ozubení, které působí na obal převodovky a tím jí udržuje v horizontální poloze. Mezi závěskou jsou vloženy pružné elementy, které zachycují natočení převodové skříně vlivem vypružení nápravy.

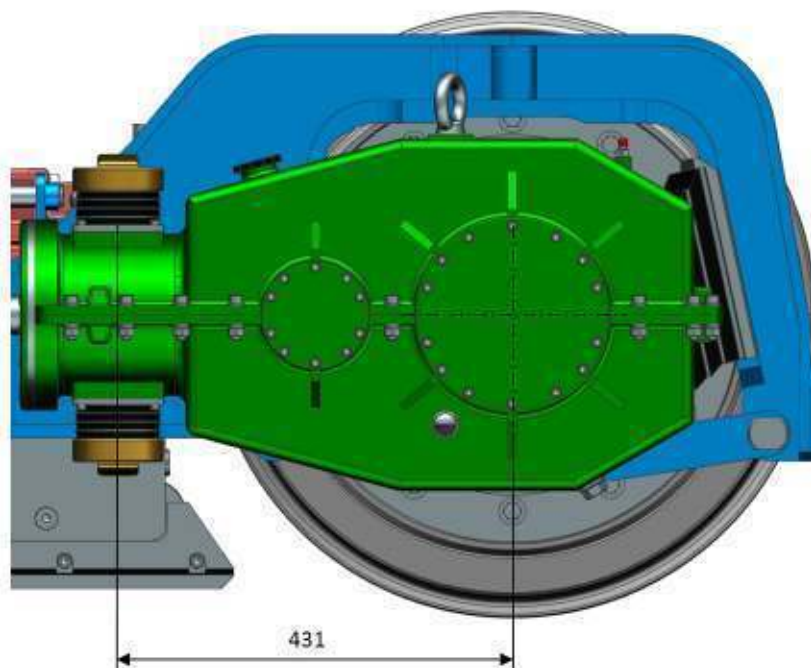
Jako pružné prvky byly zvoleny válcové pryžokovové segmenty, které tvarově do sebe zapadají. Díky tomu lze složit pryžokovový silentblok o různé tuhosti. V našem případě byly použity 4 pryžokovové segmenty z každé strany převodovky.



Obrázek 30: Řez závěskou

Obrázek 31: Navržená závěska

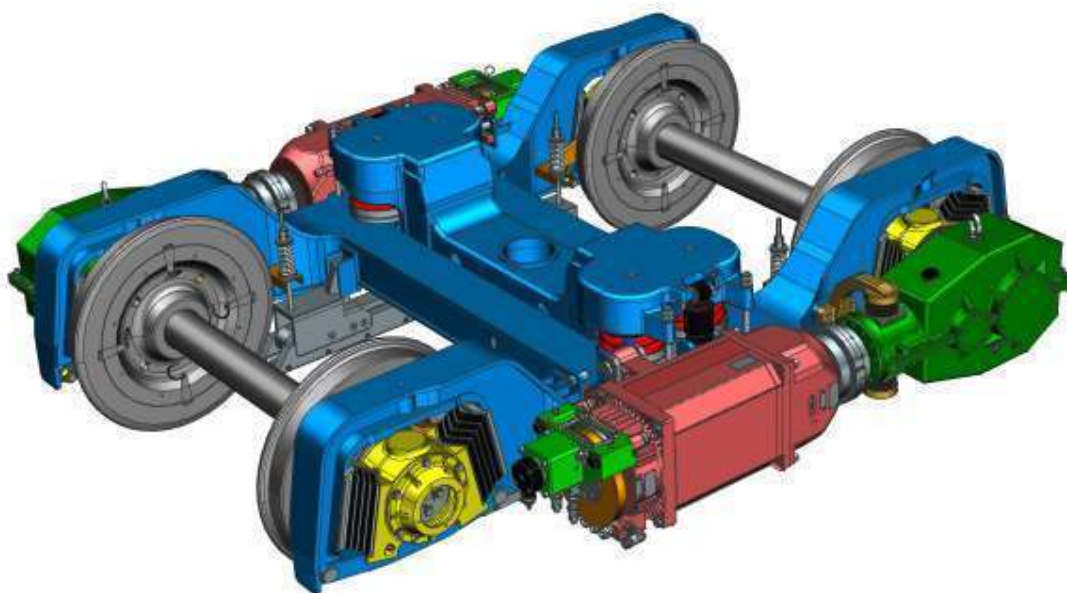
Umístění závěsky bylo navrženo tak, aby při vypružení nápravy nevznikla mimoosost větší než dokáže přenést navržená zubová spojka. Proto byla závěska uložena ve vzdálenosti 431 mm od osy nápravy. Tím je zajištěno, že při maximálním vypružení primárního vypružení dojde k mimoososti  $2,6^\circ$ , což je v rozsahu zubové spojky.



Obrázek 32: Vzdálenost závěsky

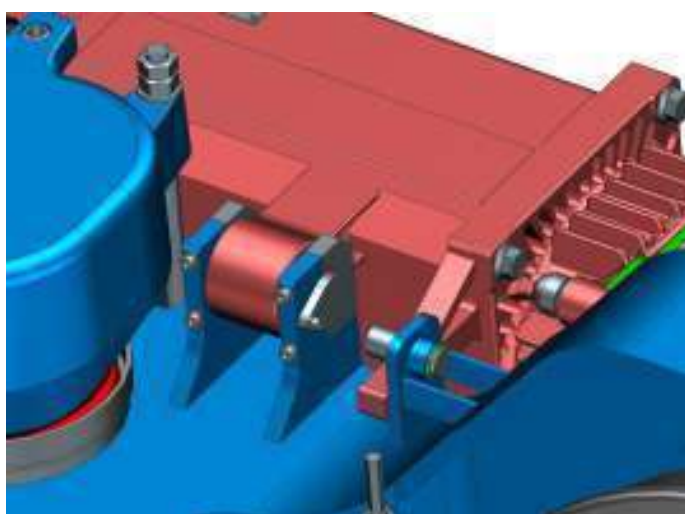
## 7 Vlastní podvozek

Všechny navrhnuté a vypočítané komponenty byly aplikovány na navržený podvozek. Při návrhu byl brán ohled nejen na provozní funkčnost, ale i na údržbu podvozku. V praxi často dochází ke korozi stykových ploch čepových spojů a poté jdou tyto spoje jen velmi obtížně demontovat. Proto bylo sedlo horního čepu nesoucí motor rozděleno na dvě poloviny podle vertikální osy a je spojeno čtyřmi šrouby. V případě potřeby demontáže se nemusí čepový spoj obtížně rozlisovávat.



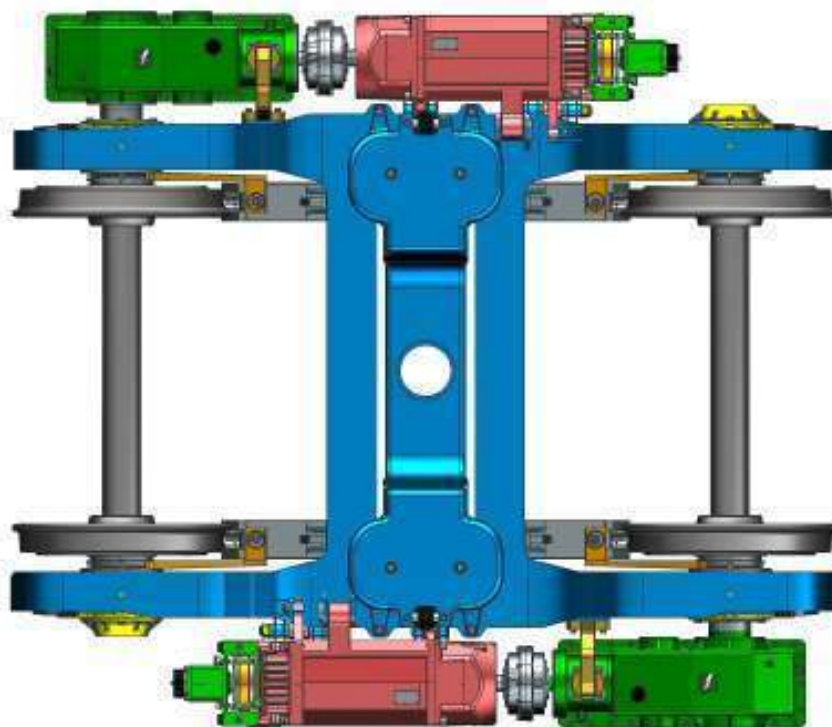
Obrázek 33: Navržený podvozek

Jelikož motor je držen v horní části pouze tímto čepem musel být vytvořen tvarový spoj, který v případě uvolnění nebo vytržení šroubů zamezí odklopení motoru od rámu podvozku. Tvarový spoj je zobrazen na obrázku 34.



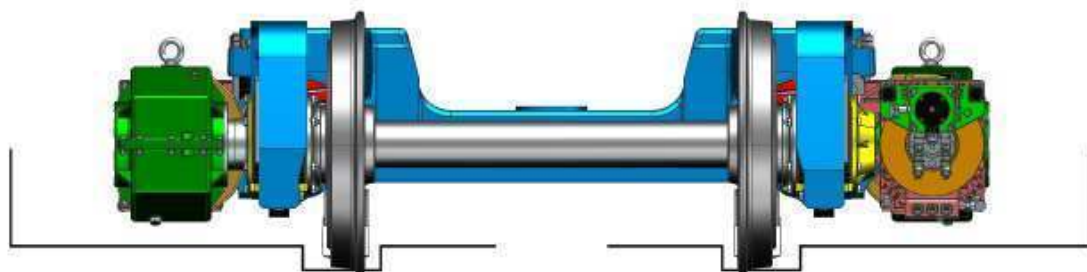
Obrázek 34: Detail horního čepu motoru

Při návrhu byla snaha minimalizovat šířku podvozku, aby podvozek při průjezdu obloukem nevybočoval ze skříně. Na úzkorozchodných tratích se často používá skříně o šířce 2300 mm. Navržený podvozek má celkovou šířku 2186 mm a tedy nesplňuje požadavek o vybočování. V některých případech se používá skříně o šířce 2480 mm. Důkazem toho je tramvaj Škoda 30T (ForCity Plus), která je provozována na úzkorozchodné trati v Bratislavě. Teoreticky lze říci že v kombinaci se skříní o rozměru 2480 mm by podvozek nevybočoval. Pro ověření by musela být známa konstrukce skříně a mnoho dalších informací což je nad rámec této práce.



Obrázek 35: Navržený podvozek - pohled shora

Na obrázku 36 je zobrazena vtažná linie tramvajového vozidla pro úzkorozchodnou trat dána normou ČSN 28 0318:1994.



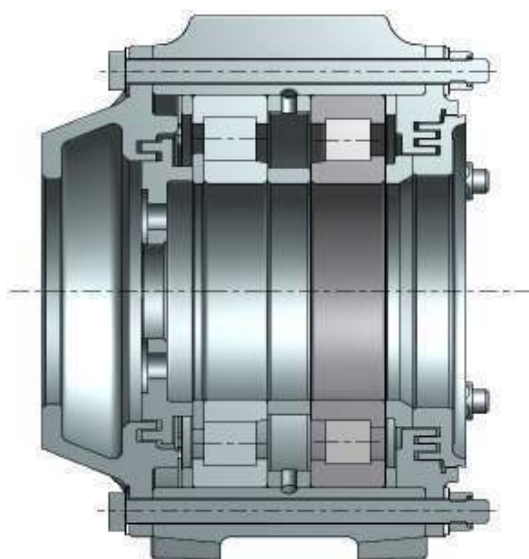
Obrázek 36: Pohled zepředu v kombinaci se vtažnou linií



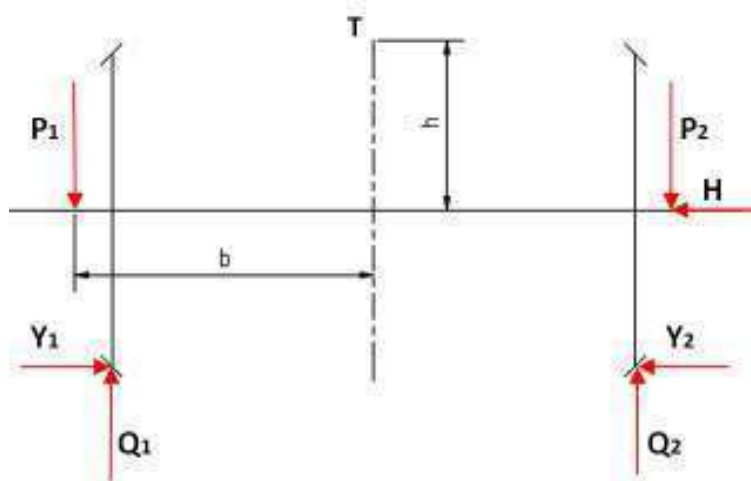
Obrázek 37: Rám podvozku

## 7.1 Kontrola nápravových ložisek

Jako poslední byla provedena kontrola nápravových ložisek. Ložiskový domek je osazen dvěma ložisky od firmy SKF. Konkrétně se jedná o válečková jednosměrně axiálně zatížitelná ložiska typu NUP a NJ. Obě ložiska disponují stejnou dynamickou únosností. Zjištění působících sil bylo zjištěno z pevnostního výpočtu pro hnací nápravy dle normy ČSN EN 13104.



Obrázek 38: Řez ložiskovým domkem



Obrázek 39: Síly spojené s hmotností v pohybu působící na nápravu

Tabulka 12: Vstupní hodnoty pro výpočet sil působících na nápravu

Hmotnost ložiskového domku	$m_l$	50 kg
Hmotnost převodové skříně	$m_p$	250 kg
Hmotnost dvojkolí	$m_{dv}$	700 kg
Hmotnost plně loženého vozu	$m_L$	38800 kg
Vzdálenost ložiskového domku	$b$	0,682 m
Výška těžiště vozu	$h$	0,6 m

Vztah pro výpočet hmotnosti neodpružených částí na nápravě

$$m_2 = m_{dv} + 2 \cdot m_l + m_p \quad (95)$$

Pro výpočet referenční hmotnosti platí

$$m_1 = \frac{m_L}{i} - m_2 \quad (96)$$

Reakce v ložiskovém domku 1

$$P_1 = \left(0,625 + 0,0875 \cdot \frac{h}{b}\right) \cdot m_1 \cdot g \quad (97)$$

Reakce v ložiskovém domku 2

$$P_2 = \left(0,625 - 0,0875 \cdot \frac{h}{b}\right) \cdot m_1 \cdot g \quad (98)$$

Příčná síla na kole 1

$$Y_1 = 0,35 \cdot m_1 \cdot g \quad (99)$$

Příčná síla na kole 2

$$Y_2 = 0,175 \cdot m_1 \cdot g \quad (100)$$

Celková příčná síla

$$Y = Y_1 - Y_2 \quad (101)$$

Tabulka 13: Výstupní hodnoty výpočtu sil působících na nápravu

Hmotnost neodpružených částí na nápravě	$m_2$	1050 kg
Hmotnost převodové skříně	$m_1$	5416 kg
Síla v ložiskovém domku 1	$P_1$	37296,8 N
Síla v ložiskovém domku 2	$P_2$	29116,8 N
Celková příčná síla	$Y$	9297 N

Výpočet obvodu kola, kde  $D = 610\text{mm}$

$$O = \pi \cdot D \quad (102)$$

Výpočet otáček ložiska pro zadanou ujetou vzdálenost

$$n = \frac{L_{\dot{z}}}{O} \quad (103)$$

Dosazení do vztahu (103)

$$n = \frac{1500000}{0,00191} = 785 \cdot 10^6 \text{ot} \quad (104)$$

Vztah pro výpočet poměru axiální a radiální síly. Vlivem vůlí nelze říci že axiální síla bude rozdělena mezi oba ložiskové domky a tak při výpočtu bylo uvažováno že celkovou axiální sílu bude přenášet pouze jeden ložiskový domek.

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e \quad (105)$$

Dosazení do vztahu (105)

$$\frac{9297}{18648,4} \leq e \quad (106)$$

Nerovnost nebyl dodržena

$$0,49 \leq 0,3 \quad (107)$$

Vztah pro výpočet ekvivalentního zatížení

$$P = 0,92 \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (108)$$

$$P = 0,92 \cdot 18648,4 + 0,6 \cdot 9297 = 22734,7 \quad (109)$$

Vztah pro výpočet životnosti ložiska

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (110)$$

Dosazení do vztahu (110)

$$L_{10} = \left(\frac{335000}{22734,7}\right)^{\frac{10}{3}} = 7843 \cdot 10^6 \text{ot} \rightarrow \text{Ložisko vyhovuje} \quad (111)$$

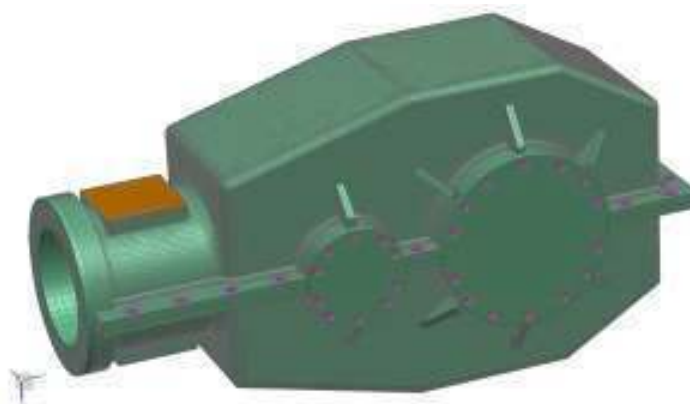


## 8 Pevnostní kontrola MKP

Pevnostní kontrola byly provedena na závěsce a obalu převodové skříně. Nejprve byla provedena simulace na převodové skříně. Poté byla provedena kontrola závěsky, která byla zatížena silami, které byly odečteny z výsledků simulace převodové skříně. Jako materiál obalu i závěsky byla navržena ocel na odlitky ČSN 42 2660.1 (mez kluzu  $R_e = 300$  MPa, modul pružnosti v tahu  $E = 2 \cdot 10^5$  MPa)

### 8.1.1 Volba sítě

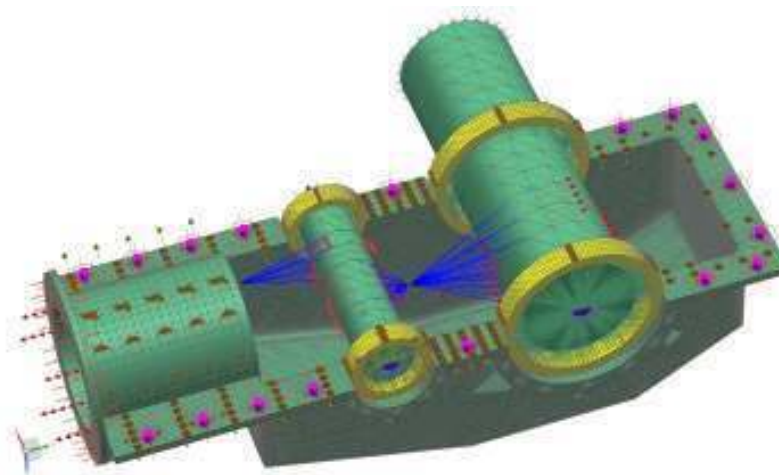
Síť byla zvolena 3D tetraherdal s meziuzlovými prvky CTETRA(10). Velikost prvku byla prováděna s ohledem na kvalitu sítě, prvek byl nastaven na 5 mm.



Obrázek 40: Celkový pohled na 3D síť

### 8.1.2 Náhrady spojení

V konstrukci byla provedena náhrada šroubových spojení a to jak šroubů v dělicí rovině, tak i ve víčkách. Spojení byly nahrazeny pomocí 1D prvku „beam“ ve spojení s „rigidovou klecí“ RGB3. Dále byla nahrazena geometrie ozubených kol. Náhrada byla provedena 1D „rigidovu“ klecí RGB2. Ve stykových plochách byly nastaveny kontakty tak, aby byl nasimulován reálný model.



Obrázek 41: Okrajové podmínky

### 8.1.3 Okrajové podmínky

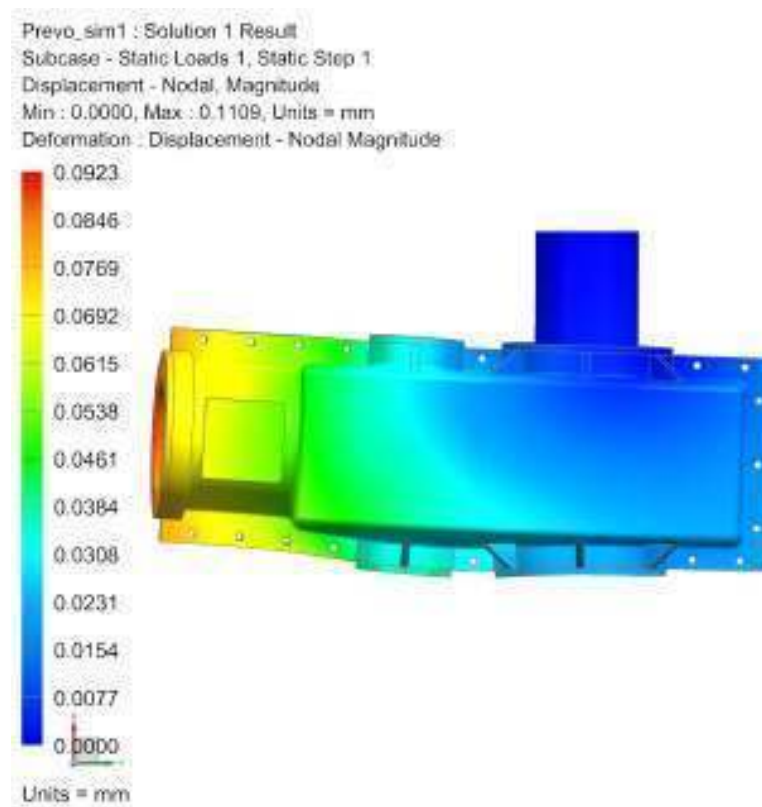
Uložení převodové skříně na nápravě značně komplikuje simulaci MKP. Problém je v tom, že v místě uložení převodové skříně na nápravu je potřeba nadefinovat jak okrajovou podmínku pro odebrání stupňů volnosti tak reakční sílu, která působí na obal převodové skříně. Tento problém byl vyřešen tak, že byly ve skříní vymodelovány kroužky, které reprezentují ložiska. Kroužky byly spojeny s nápravou pomocí „rigidových“ klecí a funkce „manual coupling“. Dále v místě uložení závěsky byl odebrán jeden stupeň volnosti ve svislém směru. V dostatečně vzdáleném místě bylo na čele hřídele reprezentující nápravu odebráno 6 stupňů volnosti.

### 8.1.4 Zatížení

V ložiskovém domku byly nadefinovány síly od ložisek pomocí funkce „bearing“. Dále byly nastaveny radiální a axiální síly od ozubení. Obvodová síla byla nahrazena kroutícím momentem v místě uložení ozubených kol a také byla nastavena gravitační síla. Jako poslední bylo nastaveno předepnutí šroubových spojení. Velikost předepnutí bylo nastaveno tak, aby nevznikaly v místech spojení špičky napětí a přitom nedošlo k odlehnutí.

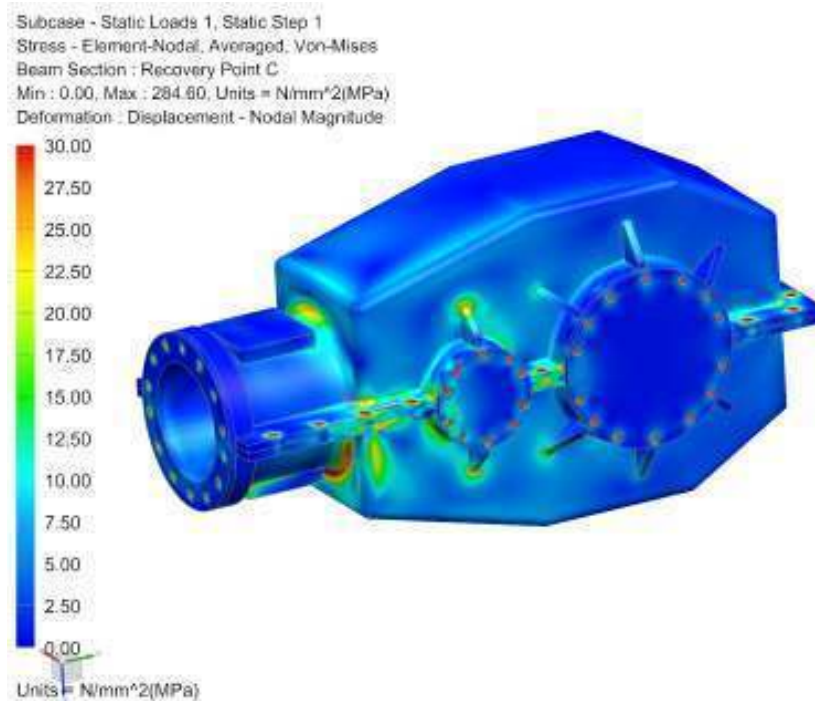
### 8.1.5 Prezentace výsledků

Na obrázku 42 je zobrazena celková deformace převodové skříně, měřítko zobrazené deformace je 5% z velikosti modelu. Maximální deformace nabývá hodnoty 0,11 mm, tato deformace je přijatelná a neměla by konstrukci nijak ovlivnit.

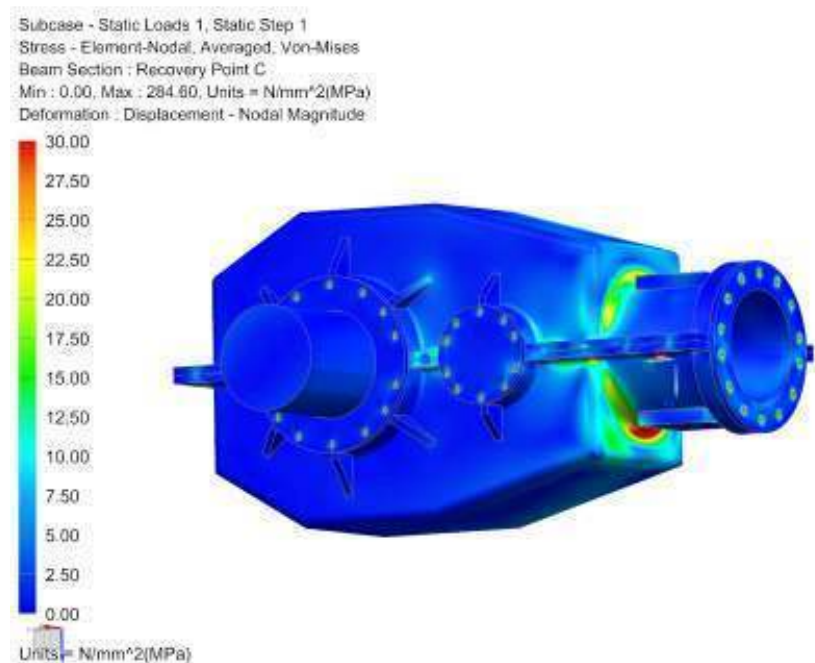


Obrázek 42: Celková deformace skříně

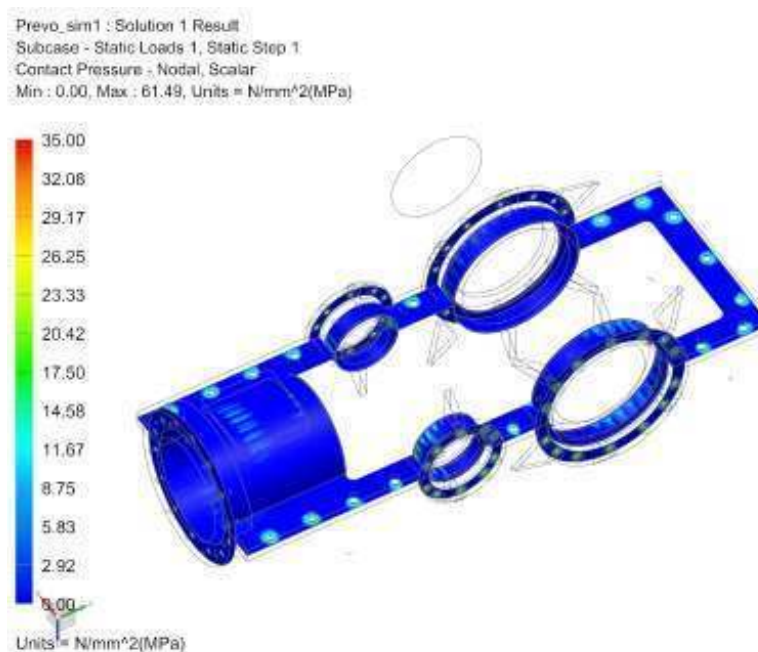
Na obrázcích 43 a 44 je zobrazeno redukované napětí dle Misesovy hypotézy. Rozdíl mezi nezprůměrovaným a zprůměrovaným napětím je 14%. Vzhledem k jemné síti lze konstatovat že chyba je z velké části způsobena okrajovými podmínkami. Velký vliv má použití „rigidových“ klecí. Ke snížení výpočtové chyby by napomohlo vymodelování šroubových spojů ve 3D, tím by došlo k eliminaci špiček napětí v místech nahrazených šroubových spojení.



Obrázek 43: Výsledné napětí dle HMM – Pohled 1



Obrázek 44: Výsledné napětí dle HMM – Pohled 2



Obrázek 45: Průběh tlaku ve stykových plochách

## 8.2 Pevnostní kontrola závěsky

Pro reální zatížení závěsky byl do simulace zahrnut i spoj mezi závěskou a rámem, proto byl vymodelován hranol představující rám.

### 8.2.1 Volba sítě

Tvar závěsky dovoluje použít brickovou síť s prvky CHEXA(8). Velikost prvku byla prováděna s ohledem na kvalitu sítě.

### 8.2.2 Náhrady spojení

Mezi hranolem a závěskou byl nadefinován kontakt. Dále byly nahrazeny šroubová spojení pomocí 1D prvků „beam“ a „rigidových“ klecí RGB3.

### 8.2.3 Okrajové podmínky

Okrajová podmínka byla nadefinována na plochu hranolu, kde bylo odebráno 6 stupňů volnosti.

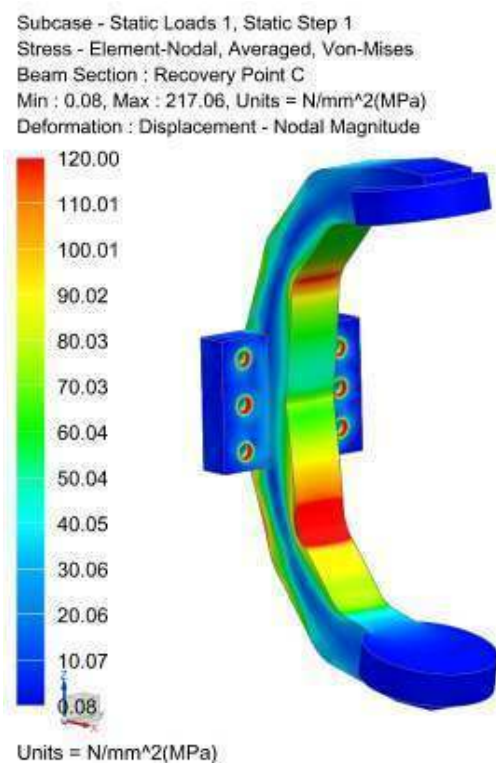
### 8.2.4 Zatížení

V místě dosedacích ploch pryžkových prvků byly nadefinovány síly působící od převodové skříně. Na závěsku působí jak síly ve svislém směru tak i síla v axiálním směru. Průběh axiální síly lze odečíst z obrázku 42. Velikosti sil byly odečteny ze simulace převodové skříně.



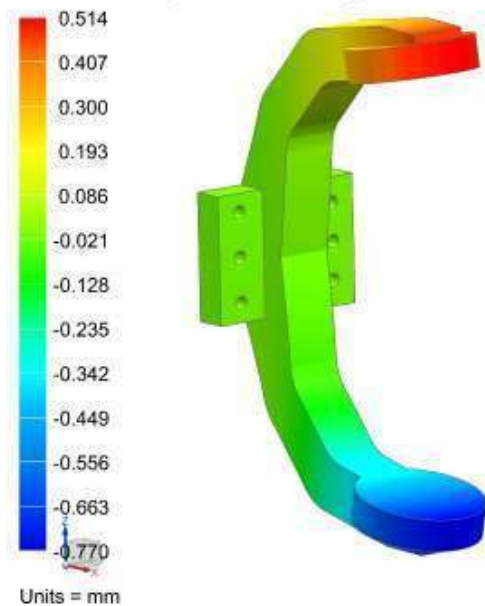
Obrázek 46: Vytvořená 3D síť

Na obrázku 47 je výsledné napětí dle hypotézy HMH. Kolem šroubových spojení opět vznikají špičky napětí, které je třeba zanedbat. Po odečtení napětí v průřezu závěsky lze říci že závěska pevnostně vyhovuje s koeficientem bezpečnosti 2 – 2.5.



Obrázek 47: Výsledné napětí dle HMH

Zaveska\_MKP\_sim1 : Solution 1 Result  
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1  
Displacement - Nodal, Z  
Min : -0.770, Max : 0.514, Units = mm  
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Obrázek 48: Deformace ve svislém směru Z

## 9 Závěr

Cílem diplomové práce bylo přepracovat normálně rozchodný podvozek tramvaje EVO na úzký rozchod 1000 mm. Hlavními úkoly přepracování bylo navržení obou stupňů vypružení a návrh a uložení pohonného systému vně rámu.

Stávající podvozek byl analyzován a bylo zjištěno, že je nevyhovující na přepracování na úzký rozchod. Proto byl zadavatelem dodán jiný typ podvozku, který již používá na jiných typech tramvají. Celkový koncept dodaného rámu byl upraven na rozchod 1000 mm.

Přepracování podvozku se odvíjelo od návrhu primárního a sekundárního vypružení. Dále byl navržen podélný motor a vlastní konstrukce převodové skříně, která je uložena do navrhnuté závěsky typu „C“. Převodová skříně byla detailně rozpracována, byla navržena vlastní skříně, proveden výpočet ozubených kol, návrh ložisek. Dále bylo navrženo uložení převodovky na nápravu a uložení ozubených kol na hřídele. Tyto výpočty byly spočítány jak analyticky, tak i pomocí softwaru MITCalc a Autodesk Inventor 2011. V závěru práce proběhla kontrola navržených dílů metodou MKP v softwaru Nx 8.5. Byla zkontrolována navržená závěska a obal převodové skříně.

V průběhu zhotovení bakalářské práce byla snaha uplatnit všechny znalosti získané na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

**Seznam použité literatury**

- [1] DOSTÁL JOSEF; HELLER PETR Kolejová vozidla III. Plzeň : Zčú v Plzni, 2011
- [2] Tramvaj EVO2 [Online]. [Citace: 11.12.2014]  
<http://www.prazsketramvaje.cz/view.php?cislocclanku=2013091701>
- [3] Bokorys EVO2. [Online]. [Citace: 11.12.2014]  
[http://www.prazsketramvaje.cz/clanky/evo2\\_bokorys.pdf](http://www.prazsketramvaje.cz/clanky/evo2_bokorys.pdf)
- [4] KALINČÁK, DANIEL. Koľajové vozidlá I. Žilina : Žilinská univerzita v Žilině, 2008
- [5] Podvozek Komfort [Online]. [Citace: 20.12.2014]  
<http://www.kos.cz/podvozky/podvozky-komfort.php?lang=CZ>
- [6] Podvozek Komfort det. [Online]. [Citace: 20.12.2014]  
<http://www.kos.cz/podvozky/podvozky-komfort-det.php?lang=CZ>
- [7] Podvozek Komfort plus [Online]. [Citace: 20.12.2014]  
<http://www.kos.cz/podvozky/podvozek-komfort-plus.php>
- [8] Podvozek City star [Online]. [Citace: 19.12.2014] [http://img-fotki.yandex.ru/get/9514/91065134.6/0\\_ef77d\\_4149bf2d\\_XL.jpg](http://img-fotki.yandex.ru/get/9514/91065134.6/0_ef77d_4149bf2d_XL.jpg)
- [9] Podvozek EVO2 [Citace: 19.12.2014] [http://awards-2012.aveng.cz/vyvoj-vyrobku-s-podporou-creo-a-mathcad/podvozek-evo-urceny-pro-stopocentne-nizkopodlazni-tramvaj-evo-2,-vyrabenou-v-kos-sro-krnov-pro-dopravni-podnik-liberec.aspx?alttemplate=awards\\_page](http://awards-2012.aveng.cz/vyvoj-vyrobku-s-podporou-creo-a-mathcad/podvozek-evo-urceny-pro-stopocentne-nizkopodlazni-tramvaj-evo-2,-vyrabenou-v-kos-sro-krnov-pro-dopravni-podnik-liberec.aspx?alttemplate=awards_page)
- [10] DOSTÁL JOSEF; HELLER PETR Kolejová vozidla I. Plzeň : Zčú v Plzni, 2007.
- [11] Tramvaj Flexity [12] [Citace: 5.3.2015]  
[http://spz.logout.cz/foto\\_novinky/n1243\\_2010\\_1.jpg](http://spz.logout.cz/foto_novinky/n1243_2010_1.jpg)
- [12] DOSTÁL JOSEF; HELLER PETR Kolejová vozidla II. Plzeň : Zčú v Plzni, 2009
- [13] Wikov převodové skříně [Citace: 19.11.2014]  
[http://www.wikov.cz/pages\\_data/transportation\\_cz.pdf](http://www.wikov.cz/pages_data/transportation_cz.pdf)
- [14] Bolek, Alfred; Kochman, Josef. *Části strojů I.* 5. Praha : SNTL, 1990. ISBN 80-03-0046-7
- [15] Spojka KWD [Citace: 18.2.2015] <http://www.tyma.cz/files/spojky/zaku-en-2012-t.pdf>
- [16] Materiálove vlastnosti [Citace: 22.3.2015]  
<http://www.fce.vutbr.cz/KDK/pilgr.m/Prvky-material.htm#KAP-1-1>

**Použitý software**

MITCalc  
Autodesk Inventor 2011  
Siemens NX 8.5



**Seznam obrázků**

Obrázek 1: Částečně nízkopodlažní vozidlo [1].....	13
Obrázek 2: Dvojkolí s menším průměrem [1].....	14
Obrázek 3: Podvozek s náprsnicemi [1].....	14
Obrázek 4: Podvozek s nápravnicemi, vysunutý pod kabinu [1].....	14
Obrázek 5: Tramvaj EVO2 [2].....	15
Obrázek 6: Bokorys tramvaje EVO2 [3].....	15
Obrázek 7: Podvozek Komfort [5].....	17
Obrázek 8: Detail vypružení Megii [6].....	17
Obrázek 9: Podvozek Komfort plus[7].....	18
Obrázek 10: Podvozek City star[8].....	18
Obrázek 11: Podvozek EVO [9].....	19
Obrázek 12 :Navržené duplexní vypružení.....	24
Obrázek 13: Zadaný rám.....	25
Obrázek 14: Tramvaj Flexity Outlook [11].....	26
Obrázek 15: TAM1004C.....	27
Obrázek 16: Motor TSA.....	27
Obrázek 17: Motor TSA s předělanými úchyty.....	27
Obrázek 18: Konzola kolejové brzdy.....	28
Obrázek 19: Převodová skříň pevně spojená s motorem[13].....	29
Obrázek 20: Schéma navržené převodové skříně.....	30
Obrázek 21: Působící síly na pastorku v rovině „YZ“.....	31
Obrázek 22: Působící síly na pastorku v rovině „XZ“.....	32
Obrázek 23: Působící síly na předloňové hřídeli v rovině „YZ“.....	33
Obrázek 24: Působící síly na předloňové hřídeli v rovině „XZ“.....	34
Obrázek 25: Síly působící na výstupní hřídeli v rovině „YZ“.....	35
Obrázek 26: Síly působící na výstupní hřídeli v rovině „XZ“.....	36
Obrázek 27: Řez převodovky v dělicí rovině.....	39
Obrázek 28: Navržená převodová skříň.....	40
Obrázek 29: Spojka KWD v řezu [15].....	42
Obrázek 30: Řez závěskou.....	43
Obrázek 31: Navržená závěska.....	43
Obrázek 32: Vzdálenost závěsky.....	43

Obrázek 33: Navržený podvozek .....	44
Obrázek 34: Detail horního čepu motoru .....	44
Obrázek 35: Navržený podvozek - pohled shora.....	45
Obrázek 36: Pohled zepředu v kombinaci se vztažnou linií.....	45
Obrázek 37: Rám podvozku .....	46
Obrázek 38: Řez ložiskovým domkem.....	46
Obrázek 39: Síly spojené s hmotností v pohybu působící na nápravu .....	47
Obrázek 40: Celkový pohled na 3D síť .....	49
Obrázek 41: Okrajové podmínky .....	49
Obrázek 42: Celková deformace skříně.....	50
Obrázek 43: Výsledné napětí dle HMM – Pohled 1 .....	51
Obrázek 44: Výsledné napětí dle HMM – Pohled 2 .....	51
Obrázek 45: Průběh tlaku ve stykových plochách.....	52
Obrázek 46: Vytvořená 3D síť .....	53
Obrázek 47: Výsledné napětí dle HMM .....	53
Obrázek 48: Deformace ve svislém směru Z.....	54

### Seznam tabulek

Tabulka 1: Parametry tramvaje EVO2 .....	20
Tabulka 2: Výsledky výpočtu vypružení.....	23
Tabulka 3: Parametry ozubení.....	31
Tabulka 4: Síly působící na pastorku .....	32
Tabulka 5: Síly působící na předlohové hřídeli.....	35
Tabulka 6: Síly působící na výstupní hřídeli .....	36
Tabulka 7: Parametry ložisek na pastorku.....	37
Tabulka 8: Parametry ložisek na předlohové hřídeli.....	38
Tabulka 9: Parametry ložisek na výstupní hřídeli .....	38
Tabulka 10: Parametry nalisovaného spoje převodové skříně .....	40
Tabulka 11: Parametry nalisovaného spoje ozubeného kola.....	41
Tabulka 12: Vstupní hodnoty pro výpočet sil působících na nápravu .....	47
Tabulka 13: Výstupní hodnoty výpočtu sil působících na nápravu.....	48

### **Seznam příloh**

Příloha č. 1: Návrh ozubení

Příloha č. 2: Výpočet ložisek v převodové skříni

Příloha č. 3: Návrh rovnobokého drážkování na předlohové hřídeli

Příloha č. 4: Výpočet nalisování ozubeného kola sekundárního soukolí na dutou hřídel

Příloha č. 5: Výpočet nalisování duté hřídele převodovky na nápravu

Příloha č. 6: Kontrola uchycení motoru

Příloha č. 7: Katalogový list pryžových segmentů

### **Seznam výkresů**

Výkres podvozku

Výkres převodové skříně

# Příloha č.1

Návrh ozubení – Primární soukolí

akad. Rok 2014/15

Jakub Kalčík

S13N0021P

# Generátor komponent – kuželová ozubená kola (Verze: 2011 (Build 150239000, 239))

15.5.2015

## Informace o projektu

### Scénář

Scénář jednotkového posunutí - S vyrovnáním měrných skluzů

Typ výpočtu z<sub>ř</sub>žení - Výpočet krouticího momentu pro d<sub>ř</sub>ý příkon otáčky

Typ výpočtu pevnosti - Kontrolní výpočet

Metod<sub>ř</sub>výpočtu pevnosti - CSN 01 4686:1988

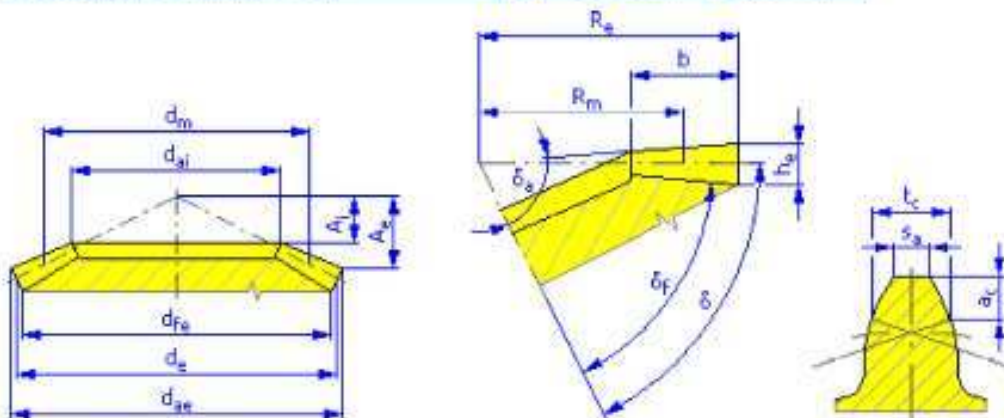
### Společné parametry

Převodový poměr	$i$	2,3889 ul
Čelní modul	$m_{et}$	6,000 mm
Úhel sklonu	$\beta$	0,00 deg
Čelní úhel profilu	$\alpha_t$	20,0000 deg
Úhel os	$\Sigma$	90,00 deg
Vnější normálový úhel profilu	$\alpha_{ne}$	20,0000 deg
Součinitel trvání záběru	$\epsilon$	1,5991 ul
Mezní úchylk <sub>ř</sub> rovnoběžnosti os	$f_x$	0,0140 mm
Mezní úchylk <sub>ř</sub> rovnoběžnosti os	$f_y$	0,0070 mm
Virtuální převodový poměr	$i_v$	5,707 ul
Ekvív <sub>ř</sub> entní středová vzdálenost	$a$	325,378 mm
Virtuální vzdálenost os	$a_d$	325,378 mm
Vnější délk <sub>ř</sub> površky roztečného kužele	$R_e$	139,846 mm
Délk <sub>ř</sub> površky n <sub>ř</sub> středním kuželu	$R_m$	115,896 mm

### Kola

		Kolo 1	Kolo 2
Typ modelu		Komponent <sub>ř</sub>	Komponent <sub>ř</sub>
Počet zubů	$z$	18,000 ul	43,000 ul
Jednotkové posunutí	$x$	0,3877 ul	-0,3877 ul
Jednotková změň <sub>ř</sub> tloušťky zubu	$x_t$	0,0000 ul	-0,0000 ul
Vnější roztečný průměr	$d_e$	108,000 mm	258,000 mm
Střední roztečný průměr	$d_m$	89,504 mm	213,815 mm
Hl <sub>ř</sub> ový průměr n <sub>ř</sub> konci	$d_{ca}$	123,361 mm	260,837 mm
Vnitřní hl <sub>ř</sub> ový průměr	$d_{ci}$	81,107 mm	171,496 mm
Vnější p <sub>ř</sub> hí průměr	$d_{fe}$	99,008 mm	250,643 mm
Vzdálenost vrcholu	$A_e$	125,785 mm	50,611 mm
Vzdálenost vnitřního vrcholu	$A_i$	82,701 mm	33,276 mm
Úhel roztečného kužele	$\delta$	22,7144 deg	67,2856 deg
Úhel hl <sub>ř</sub> ového kužele	$\delta_{ř}$	26,1217 deg	68,7904 deg

Úhel patního kužele	$\delta_f$	20,7184 deg	63,3887 deg
Šířka ovláčení	$b$	47,900 mm	
Šířkový poměr	$b_{\square}$	0,3425 ul	
Výška hlavice	$a^+$	1,0000 ul	1,0000 ul
Hlavová vůle	$c^+$	0,2000 ul	0,2000 ul
Zaoblení patky	$r^+$	0,3000 ul	0,3000 ul
Výška válce	$h_e$	13,200 mm	13,200 mm
Vnější tloušťka válce	$t_w$	11,118 mm	7,731 mm
Tloušťka válce na těživě	$t_c$	9,817 mm	6,827 mm
Výška hlavice nad těživou	$a_c$	6,539 mm	2,431 mm
Mezivrátoková blonová vůle	$F_{\beta}$	0,0140 mm	0,0150 mm
Mezivrátoková obvodová háčková vůle	$F_{\square}$	0,0220 mm	0,0290 mm
Mezivrátoková čelní drážka	$f_{pk}$	0,0090 mm	0,0100 mm
Mezivrátoková základní drážka	$f_{pb}$	0,0085 mm	0,0095 mm
Náhradní počet zubů	$z_{\square}$	19,513 ul	111,359 ul
Ekvivalentní průměr obupání	$d_v$	97,029 mm	553,727 mm
Ekvivalentní vnější průměr	$d_{va}$	110,830 mm	559,816 mm
Ekvivalentní průměr základní kůžnice	$d_{vb}$	91,178 mm	520,333 mm
Jednotková koefice bežnění	$x_{\square}$	0,4561 ul	-2,3333 ul
Jednotková koefice bežpodřítutí	$x_p$	-0,1387 ul	-5,5107 ul
Jednotkové podnutí dovol. podřítutím	$x_d$	-0,3058 ul	-5,6778 ul
Žížení hlavice	$k$	0,0000 ul	0,0000 ul
Jednotková šířka hlavice	$l_{\square}$	0,5241 ul	0,8341 ul



### Zatížení

		Kolo 1	Kolo 2
Výkon	P	80,000 kW	78,400 kW
Otáčková	n	1972,00 [rpm]	825,49 [rpm]
Účinný moment	T	387,395 N m	906,936 N m
Účinnost	$\eta$	0,980 ul	
Obvodová síla	$F_t$	8656,495 N	
Normální síla	$F_n$	9212,049 N	
Radiální síla (úhlová)	$F_{\square}$	2906,341 N	1216,608 N

Radiální síla (směr 2)	$F_{r2}$	2906,341 N	1216,608 N
Osová síla (směr 1)	$F_{a1}$	1216,608 N	2906,341 N
Osová síla (směr 2)	$F_{a2}$	1216,608 N	2906,341 N
Obvodová rychlost	$v$	9,242 mps	
Rezonanční otáčky	$n_{E1}$	15472,709 rpm	

## ☐ Materiál

		Kolo 1	Kolo 2
		CSN 16220	CSN 16343
Modul pružnosti v tahu	$S_u$	880 MPa	965 MPa
Modul kluzu v tahu	$S_y$	635 MPa	750 MPa
Modul pružnosti v tahu	$E$	206000 MPa	206000 MPa
Poissonova konstanta	$\mu$	0,300 ul	0,300 ul
Mezní únavy v ohybu	$\sigma_{Flim}$	700,0 MPa	705,0 MPa
Mezní únavy v dotyku	$\sigma_{Hlim}$	1270,0 MPa	1160,0 MPa
Tvrdość v jádřech zubu	JHV	210 ul	210 ul
Tvrdość na boku zubu	VHV	650 ul	600 ul
Bázový počet zatěžovacích cyklů v ohybu	$N_{Flim}$	3000000 ul	3000000 ul
Bázový počet zatěžovacích cyklů v dotyku	$N_{Hlim}$	100000000 ul	100000000 ul
Exponant Wöhlerovy křivky pro ohyb	$q_F$	9,0 ul	9,0 ul
Exponant Wöhlerovy křivky pro dotyk	$q_H$	10,0 ul	10,0 ul
Zpracování materiálu	tvar	4 ul	4 ul

## ☐ Výpočet pevnosti

### ☐ Součinitelé přidavných zatížení

Součinitel vnějších dynamických sil	$K_A$	1,200 ul	
Součinitel vnitřních dynamických sil	$K_{Hv}$	1,135 ul	1,135 ul
Souč. nerovnoměrnosti zatížení po šířce	$K_{H\beta}$	1,386 ul	1,329 ul
Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů	$K_{Ho}$	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel jehnorázového přetížení	$K_{As}$	1,000 ul	

### ☐ Součinitelé pro dotyk

Součinitel mechanických vlastností	$Z_E$	189,812 ul	
Součinitel tvaru spoluzabírajících zubů	$Z_H$	2,495 ul	
Součinitel délky dotyku	$Z_\epsilon$	0,895 ul	
Součinitel kuřívového ozubění	$Z_k$	0,850 ul	
Součinitel jehnopárového záběru	$Z_B$	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel životnosti	$Z_N$	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel maziva	$Z_L$	0,962 ul	
Součinitel výchozí drsnosti zubů	$Z_R$	1,000 ul	
Součinitel obvodové rychlosti	$Z_v$	1,027 ul	
Součinitel sklonu zubu	$Z_\beta$	1,000 ul	

Součinitel velikosti	Z <sub>x</sub>	1,000 ul	1,000 ul
----------------------	----------------	----------	----------

#### ☐ Součinitelé pro ohyb

Součinitel tvaru zubu	Y <sub>Fa</sub>	2,293 ul	2,315 ul
Součinitel koncentrační napětí	Y <sub>St</sub>	1,379 ul	2,108 ul
Součinitel přídavného vrubu v patě zubu	Y <sub>Sag</sub>	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel sklonu zubu	Y <sub>β</sub>	1,000 ul	
Součinitel délky dotyku	Y <sub>ε</sub>	0,700 ul	
Součinitel kuželového ozubení	Y <sub>k</sub>	1,000 ul	
Součinitel střídavého zatížení	Y <sub>A</sub>	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel technologie výroby	Y <sub>T</sub>	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel životnosti	Y <sub>N</sub>	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel vrubové citlivosti	Y <sub>0</sub>	1,212 ul	1,190 ul
Součinitel velikosti	Y <sub>x</sub>	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel drsnosti povrchu	Y <sub>R</sub>	1,000 ul	

#### ☐ Výsledky

Součinitel bezpečnosti v dotyku	S <sub>H</sub>	1,647 ul	1,504 ul
Součinitel bezpečnosti v ohybu	S <sub>F</sub>	5,819 ul	3,730 ul
Statistická bezpečnost v dotyku	S <sub>Hst</sub>	3,412 ul	3,149 ul
Statistická bezpečnost v ohybu	S <sub>Fst</sub>	12,005 ul	7,835 ul
Kontrolní výpočet		<b>Kladný</b>	



## Návrh ozubení – Sekundární soukolí

# Generátor komponent – čelní ozubená kola (Verze: 2011 (Build 150239000, 239))

15.5.2015

## Informace o projektu

### Scénář

Scénář návrhu - Celková jednotková korekce

Scénář jednotkového posunutí - S vyrovnáním měrných skluzů

Typ výpočtu zřezání - Výpočet krouticího momentu pro daný příkon oběhky

Typ výpočtu pevnosti - Kontrolní výpočet

Metoda výpočtu pevnosti - CSN 01 4686:1988

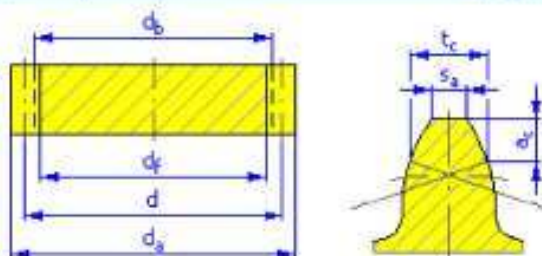
### Společné parametry

Převodový poměr	$i$	2,8571 ul
Požadovaný převodový poměr	$i_{in}$	2,8571 ul
Modul	$m$	5,000 mm
Úhel sklonu	$\beta$	20,0000 deg
Úhel profilu	$\alpha$	20,0000 deg
Vzdálenost os	$a_w$	215,500 mm
Roztečná vzdálenost os	$a$	215,496 mm
Celková jednotková korekce	$\Sigma x$	0,0008 ul
Rozteč zubů	$p$	15,708 mm
Základní rozteč	$p_{tb}$	15,588 mm
Provozní úhel záběru	$\alpha_w$	20,0031 deg
Čelní úhel profilu	$\alpha_t$	21,1728 deg
Čelní provozní úhel záběru	$\alpha_{tw}$	21,1756 deg
Základní úhel sklonu	$\beta_b$	18,7472 deg
Čelní modul	$m_t$	5,321 mm
Čelní rozteč	$p_t$	16,716 mm
Součinitel trvání záběru	$\epsilon$	2,8015 ul
Součinitel záběru profilu	$\epsilon_\alpha$	1,4951 ul
Součinitel záběru kroku	$\epsilon_\beta$	1,3064 ul
Mezní úchyl rovnoběžnosti os	$f_x$	0,0140 mm
Mezní úchyl rovnoběžnosti os	$f_y$	0,0070 mm

### Kola

		Kolo 1	Kolo 2
Typ modelu		Komponent	Komponent
Počet zubů	$z$	21 ul	60 ul
Jednotkové posunutí	$x$	0,2627 ul	-0,2619 ul
Průměr roztečné kružnice	$d$	111,739 mm	319,253 mm
Průměr hlavové kružnice	$d_a$	124,365 mm	326,635 mm

Průměr patní kružnice	$d_f$	101,865 mm	304,135 mm
Průměr základní kružnice	$d_b$	104,196 mm	297,702 mm
Pracovní rotočejný průměr	$d_w$	111,741 mm	319,259 mm
Šířka ořbení	$b$	60,000 mm	60,000 mm
Šířkový poměr	$b_r$	0,5370 ul	0,1879 ul
Výška hlavice	$a^*$	1,0000 ul	1,0000 ul
Hlavová vůle	$c^*$	0,2500 ul	0,2500 ul
Zaoblení patky	$r_f^*$	0,3500 ul	0,3500 ul
Tloušťka disku	$l$	8,810 mm	6,901 mm
Čelní tloušťka disku	$l_f$	9,375 mm	7,344 mm
Tloušťka disku na těživě	$t_c$	7,779 mm	6,094 mm
Výška hlavice nad těživou	$a_c$	4,898 mm	2,582 mm
Rožměr přebíhání	$W$	54,316 mm	129,586 mm
Rožměr přebíhání	$l_w$	4,000 ul	9,000 ul
Rožměr přebíhání (kuličky)	$M$	126,745 mm	330,216 mm
Průměr válečku (kuličky)	$d_M$	9,000 mm	9,000 mm
Mezírání úhlová dráha disku	$F_\beta$	0,0140 mm	0,0150 mm
Mezírání obvodové háčování ořbení	$F_r$	0,0220 mm	0,0380 mm
Mezírání úhlová čelní rožče	$f_{pt}$	0,0090 mm	0,0110 mm
Mezírání úhlová základní rožče	$f_{pb}$	0,0085 mm	0,0100 mm
Náhradní počet zubů	$z$	24,922 ul	71,206 ul
Virtuální rotočejný průměr	$d_n$	124,610 mm	356,029 mm
Virtuální hlavový průměr	$d_{an}$	137,237 mm	363,410 mm
Virtuální průměr základní kružnice	$d_{bn}$	117,095 mm	334,558 mm
Jednotková korekce bežnění	$x_\alpha$	0,3882 ul	-0,8803 ul
Jednotková korekce bežpodřítutí	$x_\beta$	-0,4380 ul	-3,1450 ul
Jednotkové pořnutí človov. podřítutím	$x_d$	-0,6079 ul	-3,3150 ul
řžení hlavice	$k$	0,0000 ul	0,0000 ul
Jednotková šířka hlavice	$l$	0,6115 ul	0,8178 ul
Hlavový úhel profilu	$\alpha_a$	32,4044 deg	23,2984 deg



## ▣ Zatížení

		Kolo 1	Kolo 2
Výkon	P	78,400 kW	76,832 kW
Otáčková	n	825,50 rpm	288,93 rpm
řvěrný moment	T	906,923 N m	2539,384 N m
Účinnost	$\eta$	0,980 ul	

Radiální síla	$F_r$	6288,263 N
Obvodová síla	$F_t$	16232,627 N
Axiální síla	$F_a$	5908,193 N
Normální síla	$F_n$	18383,397 N
Obvodová rychlost	$v$	4,830 mps
Rezonanční otáčky	$n_{E1}$	10098,777 rpm

## ☐ Materiál

		Kolo 1	Kolo 2
		CSN 16526	CSN 16220
Mez pevnosti v tahu	$S_u$	1130 MPa	880 MPa
Mez kluzu v tahu	$S_y$	885 MPa	635 MPa
Modul pružnosti v tahu	$E$	206000 MPa	206000 MPa
Poissonova konstanta	$\mu$	0,300 ul	0,300 ul
Mez únavy v ohybu	$\sigma_{Flim}$	740,0 MPa	700,0 MPa
Mez únavy v dotyku	$\sigma_{Hlim}$	1330,0 MPa	1270,0 MPa
Tvrдость v jádře zubu	JHV	210 ul	210 ul
Tvrдость na boku zubu	VHV	650 ul	650 ul
Bázový počet zatěžovacích cyklů v ohybu	$N_{Flim}$	3000000 ul	3000000 ul
Bázový počet zatěžovacích cyklů v dotyku	$N_{Hlim}$	100000000 ul	100000000 ul
Exponent Wöhlerovy křivky pro ohyb	$q_F$	9,0 ul	9,0 ul
Exponent Wöhlerovy křivky pro dotyk	$q_H$	10,0 ul	10,0 ul
Zpracování materiálu	tvar	4 ul	4 ul

## ☐ Výpočet pevnosti

### ☐ Součinitelé přidavných zatížení

Součinitel vnějších dynamických sil	$K_A$	1,200 ul	
Součinitel vnitřních dynamických sil	$K_{Hv}$	1,048 ul	1,048 ul
Souč. nerovnoměrnosti zatížení po šířce	$K_{H\beta}$	1,300 ul	1,245 ul
Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů	$K_{H\alpha}$	1,070 ul	1,070 ul
Součinitel jednorázového přetížení	$K_{AS}$	1,000 ul	

### ☐ Součinitelé pro dotyk

Součinitel mechanických vlastností	$Z_E$	189,812 ul	
Součinitel tvaru spoluzabírajících zubů	$Z_H$	2,371 ul	
Součinitel délky dotyku	$Z_c$	0,818 ul	
Součinitel jednopárového záběru	$Z_B$	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel životnosti	$Z_N$	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel maziva	$Z_L$	0,962 ul	
Součinitel výchozí drsnosti zubů	$Z_R$	1,000 ul	
Součinitel obvodové rychlosti	$Z_v$	1,005 ul	
Součinitel sklonu zubu	$Z_\beta$	1,000 ul	

Součinitel velikosti	$Z_X$	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel párování materiálu	$Z_W$	1,000 ul	

### ☐ Součinitelé pro ohyb

Součinitel tvaru zubu	$Y_{Fa}$	2,316 ul	2,356 ul
Součinitel koncentrační napětí	$Y_{Sa}$	1,535 ul	1,689 ul
Součinitel přidavného vrubu v patě zubu	$Y_{Sag}$	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel sklonu zubu	$Y_{\beta}$	0,782 ul	
Součinitel délky dotyku	$Y_{\epsilon}$	0,669 ul	
Součinitel střídavého zatížení	$Y_A$	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel technologie výroby	$Y_T$	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel životnosti	$Y_N$	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel vrubové citlivosti	$Y_{\delta}$	1,191 ul	1,176 ul
Součinitel velikosti	$Y_X$	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel drsnosti povrchu	$Y_R$	1,000 ul	

### ☐ Výsledky

Součinitel bezpečnosti v dotyku	$S_H$	1,461 ul	1,395 ul
Součinitel bezpečnosti v ohybu	$S_F$	5,227 ul	4,361 ul
Statičká bezpečnost v dotyku	$S_{Hst}$	2,955 ul	2,955 ul
Statičká bezpečnost v ohybu	$S_{Fst}$	10,970 ul	9,272 ul
Kontrolní výpočet		<b>Kladný</b>	

# Příloha č.2

## Návrh ložisek

akad. Rok 2014/15

Jakub Kalčík

S13N0021P

# Ložisko na pastorku

**Valivá ložiska SKF**

i ###  
 ii Informace o projektu  
 ? Kapitola vstupních parametrů

**1.0  Volba typu ložiska, zatížení ložiska**

1.1 Jednotky výpočtu SI Units (N, mm, kW...)

1.2 Typ ložiska Kuglová ložiska jednoráďá

1.3 Provedení ložiska  
 1.4 Samostatné ložisko  
 1.5  
 1.6

1.7 **Zatížení ložiska**

1.8 Otáčky  $n$  1972,0 [1/min]  
 1.9 Radiální zatížení  $F_r$  15200,0 [N]  
 1.10 Axiální zatížení  $F_a$  1216,0 [N]  
 1.11 Součinitel přidavných dynamických sil 1

1.12 **Požadované parametry ložiska**

1.13 Trvanlivost ložiska  $L_h$  30000 [h]  
 1.14 Součinitel statické bezpečnosti  $s_0$  2,00

1.15 **Přidavné dynamické sily**

1.16  Žádné  
 1.17  Od ozubených převodů  
 1.18 Běžná ozubená kola (všechny tvary a rozteče 0.02 až 0.1 mm)  
 1.19 Součinitel  $f_k$  1,1 - 1,3 1,20   
 1.20 Elektrické točivé stroje, turbíny, turbokompresory  
 1.21 Součinitel  $f_d$  1 - 1,2 1,10   
 1.22  Od řemenových převodů  
 1.23 Křinové řemeny  
 1.24 Součinitel  $f_b$  1,9 - 2,5 2,20

**2.0  Volba rozměrů ložiska**

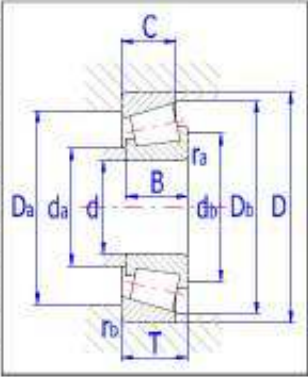
2.1 **Rozměry ložiska**

ID	d	D	T	C	C0	nr	nmax	Ložisko
130	70,0	140,0	39,0	204000	240000	3400	4500	T7FC 670/QCL7C *

2.2 **Parametry ložiska**

2.3	Základní dynamická únosnost	C	204000	[N]
2.4	Dynamické ekvivalentní zatížení	P	15200	[N]
2.5	Základní trvanlivost	L10h	48555	[h]
2.6	Základní statická únosnost	C0	240000	[N]
2.7	Statické ekvivalentní zatížení	P0	15200	[N]
2.8	Součinitel statické bezpečnosti	s0	15,79	
2.9	Dovolené radiální zatížení	F <sub>rmax</sub>	-	[N]
2.10	Dovolené axiální zatížení	F <sub>a</sub> max	-	[N]
2.11	Referenční otáčky	nr	3400	[1/min]
2.12	Mezní otáčky	nmax	4500	[1/min]
2.13	Ztrátový výkon	NR	197,75	[W]
2.14	Váha ložiska	g	2,65	[kg]

d	70
D	140
T	39
C	27
B	35,5
ramax	2,5
rbmax	2,5
Damax	126
Damin	106
damax	82
dbmin	82
Dbmin	133



# Ložisko na předlokové hřídeli

**Valivá ložiska SKF**

I ###

ii Informace o projektu

? Kapitola vstupních parametrů

**1.0  Volba typu ložiska, zatížení ložiska**

1.1 Jednotky výpočtu SI Units (N, mm, kW...)

1.2 Typ ložiska   
 Kuličková ložiska jednoráda

1.7 Zatížení ložiska

1.8 Otáčky n 825,0 [1/min]

1.9 Radiální zatížení Fr 13585,0 [N]

1.10 Axiální zatížení Fa 3002,0 [N]

1.11 Součinitel přidavných dynamických sil 1

1.12 Požadované parametry ložiska

1.13 Trvanlivost ložiska Lh 25000 [h]

1.14 Součinitel statické bezpečnosti s0 2,00

1.3 Provedení ložiska

1.4 Samostatné ložisko

1.5

1.6

1.15 Přidavné dynamické síly

1.16  Žádné

1.17  Od ozubených převodů

1.18 Běžná ozubená kola (úchytky baru a rozteče 0,02 až 0,1 mm)

1.19 Součinitel fk 1,1 - 1,3 1,20

1.20 Elektrické točivé stroje, turbíny, turbokompresory

1.21 Součinitel fd 1 - 1,2 1,10

1.22  Od řemenových převodů

1.23 Klíčoví řemeny

1.24 Součinitel fb 1,9 - 2,5 2,20

**2.0  Volba rozměrů ložiska**

2.1 Rozměry ložiska

ID	d	D	T	C	C0	nr	nmax	Ložisko
74	50,0	90,0	25,0	122000	140000	6000	8000	JM 205149/110/Q *

2.2 Parametry ložiska

2.3 Základní dynamická únosnost	C	122000	[N]
2.4 Dynamické ekvivalentní zatížení	P	13585	[N]
2.5 Základní trvanlivost	L10h	30413	[h]
2.6 Základní statická únosnost	C0	140000	[N]
2.7 Statické ekvivalentní zatížení	P0	13585	[N]
2.8 Součinitel statické bezpečnosti	s0	10,31	
2.9 Dovolené radiální zatížení	Fmax	-	[N]
2.10 Dovolené axiální zatížení	Famax	-	[N]
2.11 Referenční otáčky	nr	6000	[1/min]
2.12 Mezní otáčky	nmax	8000	[1/min]
2.13 Ztrátový výkon	NR	52,81	[W]
2.14 Váha ložiska	g	0,75	[kg]

d	50
D	90
T	28
C	23
B	28
ramax	2,5
rbmax	2,5
Damax	78
Damin	78
damax	58
dbmin	64
Dbmin	85



# Ložisko na výstupní hřídeli

**Valivá ložiska SKF**

I ###

ii Informace o projektu

Kapitola vstupních parametrů

**1.0  Volba typu ložiska, zatížení ložiska**

1.1 Jednotky výpočtu. SI units (N, min, kW...)

1.2 Typ ložiska   
 Kuličkové ložisko jednořadé

1.7 **Zatížení ložiska**

1.8 Otáčky  $n$   [1/min]

1.9 Radiální zatížení  $F_r$   [N]

1.10 Axální zatížení  $F_a$   [N]

1.11 Součinitel přidavných dynamických sil

1.12 **Požadované parametry ložiska**

1.13 Trvanlivost ložiska  $L_h$   [h]

1.14 Součinitel statické bezpečnosti  $s_0$

1.3 **Provedení ložiska**

1.4 Samostatné ložisko

1.5

1.6

1.15 **Přidavné dynamické síly**

1.16  Žádné

1.17  Od ozubených převodů

1.18  Běžná ozubená kola (úchytky tvaru a rozteče 0.02 až 0.1 mm)

1.19 Součinitel  $f_k$

1.20 Elektrické točivé stroje, turbíny, turbokompresory

1.21 Součinitel  $f_d$

1.22  Od řemenových převodů

1.23  Klínové řemeny

1.24 Součinitel  $f_b$

**2.0  Volba rozměrů ložiska**

2.1 **Rozměry ložiska**

ID	d	D	T	C	C0	nr	nmax	Ložisko
225	130,0	180,0	32,0	198000	365000	2400	3600	32926

2.2 **Parametry ložiska**

2.3 Základní dynamická únosnost	C	198000	[N]
2.4 Dynamické ekvivalentní zatížení	P	15444,4	[N]
2.5 Základní trvanlivost	L10h	285389	[h]
2.6 Základní statická únosnost	C0	365000	[N]
2.7 Statické ekvivalentní zatížení	P0	12025	[N]
2.8 Součinitel statické bezpečnosti	s0	30,35	
2.9 Dovolené radiální zatížení	F <sub>rmax</sub>	-	[N]
2.10 Dovolené axiální zatížení	F <sub>a</sub> max	-	[N]
2.11 Referenční otáčky	nr	2400	[1/min]
2.12 Mezní otáčky	nmax	3600	[1/min]
2.13 Ztrátový výkon	NR	54,5	[W]
2.14 Váha ložiska	g	2,4	[kg]

d	130
D	180
T	32
C	25
B	32
ramax	2
rbmax	1,5
Damax	172
Damin	167
damax	141
dbmin	140
Dbmin	173

# Příloha č.3

Návrh rovnobokého drážkování

akad. Rok 2014/15

Jakub Kalčík

S13N0021P

# Rovnoboké drážkování (Verze: 2011 (Build 150239000, 239))

15.5.2015

## Informace o projektu

### Scénář

Způsob výpočtu zatížení - Výpočet krouticího momentu pro daný příkon a otáčky

Typ výpočtu pevnosti - Pevnostní kontrola pro dané zatížení, rozměry a vlastnosti spoje

### Zatížení

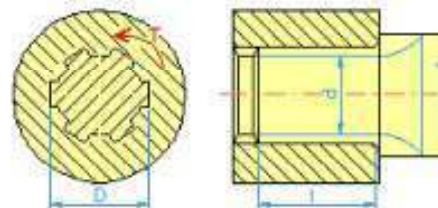
Výkon	P	78,001 kW
Otáčky	n	825,000 rpm
Svěrný moment	T	902,854 N m

### Rozměry

Vnější průměr hřídele	D	60,000 mm
Vnitřní průměr dutého hřídele	$d_h$	0,000 mm

### Drážka hřídele

Počet drážek	N	8,000 ul
Vnitřní průměr hřídele	d	52,000 mm
Vnější průměr hřídele	D	60,000 mm
Šířka zubu	b	10,000 mm
Zkosení	s	0,500 mm
Poloměr	R	0,100 mm



### Drážka náboje

Délka l	26,506 mm
---------	-----------

### Vlastnosti spoje

Součinitel rozložení zatížení	$K_m$	0,750 ul
Součinitel styku boků zubů	$K_s$	1,000 ul
Požadovaná bezpečnost	$S_v$	2,500 ul

### Materiál

#### Hřídel

Materiál	Cementovaná ocel	
Mez pevnosti v tahu	$S_u$	850 MPa
Dovolený tlak	$p_A$	300,000 MPa
Dovolené smykové napětí	$T_A$	340,000 MPa

#### Střed kol

Materiál	Zušlechtněná a legovaná ocel	
Mez pevnosti v tahu	$S_u$	600 MPa
Dovolený tlak	$p_A$	200,000 MPa
Dovolené smykové napětí	$T_A$	275,000 MPa

Pevnostní kontrola	<b>Kladný</b>	
Minimální průměr hřídele	$d_{\min}$	32,336 mm
Minimální délka drážkování	$l_{\min}$	22,392 mm

**☐ Deformace boků drážek**

Vypočtený tlak	$p$	77,886 MPa
Bezpečnost	S	2,568 ☐

**☐ Krč hřídele**

Vypočtené smykové napětí	$\tau$	32,702 MPa
Bezpečnost	S	10,397 ☐

# Příloha č.4

Výpočet nalisování ozubeného kola sekundárního  
soukolí na dutou hřídel

akad. Rok 2014/15

Jakub Kalčík

S13N0021P



## Výpočet silových spojů hřídele s nábojem

i Výpočet: A = OK; B = Chyba

ii  Informace o projektu

### 1.0 Společné vstupní údaje

1.1	Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, kW...)
1.2	<b>Zatížení spoje</b>	
1.3	Přenašený výkon	P 80,00 [kW]
1.4	Otáčky hřídele	n 288,0 [1/min]
1.5	Krouticí moment	T 2652,58 [Nm]
1.6	Axiální síla	F <sub>a</sub> 5906,0 [N]
1.7	<b>Způsob zatížení, provozní parametry</b>	
1.8	Charakter pohonu	lehké rázy
1.9	Typ zatížení	lehké rázy
1.10	Charakter provozu	jednosměrný
1.11	Počet rozběhů v tisících	100
1.12	<b>Předběžný návrh průměru hřídele</b>	
1.13	Vnitřní průměr dutého hřídele	d <sub>g</sub> 80,000 [mm]
1.14	Požadovaná bezpečnost	2,50
1.15	Minimální průměr hřídele	d <sub>min</sub> 120,1 [mm]

1.16	<b>Materiál hřídele (min. - max. pevnost v tahu)</b>	
1.17	A ... Konstruktční ocel (350 - 700)	400 [MPa] <input checked="" type="checkbox"/>
1.18	Mez pevnosti v tahu	R <sub>m</sub> 400,0 [MPa]
1.19	Mez kluzu	R <sub>s</sub> 232,0 [MPa]
1.20	Dovolené napětí v krutu	τ <sub>0</sub> 162,0 [MPa]
1.21	Dovolený tlak	p <sub>0</sub> 77,0 [MPa]
1.22	Modul pružnosti v tahu	E 210000 [MPa]
1.23	Poissonovo číslo	ν 0,30
1.24	Součinitel tepelné roztažnosti	α 11,50 [10 <sup>-6</sup> /°C]
1.25	<b>Materiál náboje (min. - max. pevnost v tahu)</b>	
1.26	B ... Uhlíková ocel zúštělná (500 - 800)	500 [MPa] <input checked="" type="checkbox"/>
1.27	Mez pevnosti v tahu	R <sub>m</sub> 500,0 [MPa]
1.28	Mez kluzu	R <sub>s</sub> 325,0 [MPa]
1.29	Dovolený tlak	p <sub>0</sub> 108,0 [MPa]
1.30	Modul pružnosti v tahu	E 206000 [MPa]
1.31	Poissonovo číslo	ν 0,30
1.32	Součinitel tepelné roztažnosti	α 11,50 [10 <sup>-6</sup> /°C]

A

### Nalisovaný spoj

### 2.0 Návrh rozměrů spoje

2.1	<b>Parametry spoje</b>	
2.2	Soustava uložení	Soustava jednotné díry
2.3	Způsob montáže	Usování podélně (za studena)
2.4	Čistota stykových ploch	Odrážební povrchy
2.5	Pokovení stykových ploch	Nepokovené povrchy
2.6	Součinitel tření	μ 0,10 0,10 <input checked="" type="checkbox"/>
2.7	Požadovaná bezpečnost proti prokluzu	1,40
2.8	Požadovaná pevnostní bezpečnost	1,40
2.9	<b>Zatížení spoje</b>	
2.10	Provozní koeficient	K <sub>s</sub> 1,20 1,20 <input checked="" type="checkbox"/>
2.11	Provozní krouticí moment	T <sub>s</sub> 3183,10 [Nm]
2.12	Celkové provozní zatížení spoje	F <sub>s</sub> 45 854,77 [N]

### 2.13 Předběžný návrh

ID.	d	D	L	Uložení

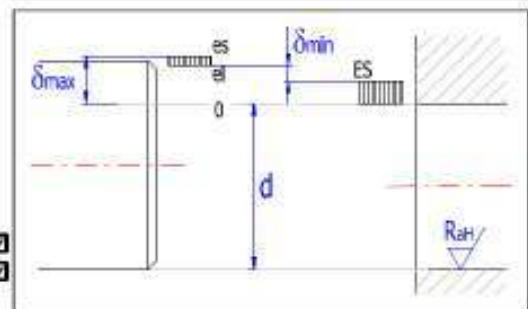
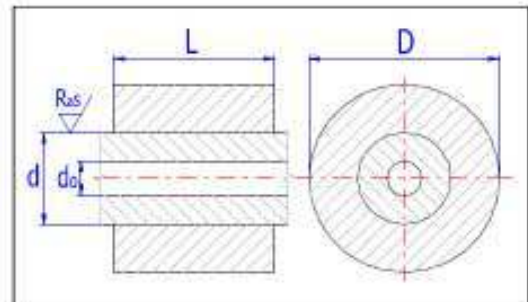
### 2.14 Rozměry spoje

2.15	Vnitřní průměr dutého hřídele	d <sub>g</sub> 80 [mm]
2.16	Minimální průměr hřídele	d <sub>min</sub> 120,1 [mm]
2.17	Průměr hřídele	d 140,000 [mm]
2.18	Vnější průměr náboje	D 319,000 [mm]
2.19	Drsnost povrchu hřídele	R <sub>a,d</sub> 1,60 [μm] <input checked="" type="checkbox"/>
2.20	Drsnost povrchu díry náboje	R <sub>a,h</sub> 1,60 [μm] <input checked="" type="checkbox"/>
2.21	Funkční délka spoje	L 55,000 [mm]

### 2.22 Návrh a volba uložení

2.23 Automatický návrh uložení

2.24	Doporučené uložení	H5/e5 <input checked="" type="checkbox"/>
2.25	Horní úchylnka náboje	ES 25,00 [μm]
2.26	Dolní úchylnka náboje	EI 0,00 [μm]
2.27	Horní úchylnka hřídele	es 140,00 [μm]
2.28	Dolní úchylnka hřídele	ei 122,00 [μm]



2.30	Montážní orovňání povrchu	15,36 [μm]
2.31	Min. požadovaný montážní přesah	76,95 [μm]
2.32	Minimální přesah uložení	δ <sub>min</sub> 97,00 [μm]
2.33	Max. dovolený montážní přesah	144,87 [μm]
2.34	Maximální přesah uložení	δ <sub>max</sub> 140,00 [μm]

# Příloha č.5

Výpočet nalisování duté hřídele převodovky na  
nápravu

akad. Rok 2014/15

Jakub Kalčík

## Výpočet sílových spojů hřídele s nábojem

- i  Výpočet: A = OK; B = Chyba  
 ii  Informace o projektu

### 1.0 Společné vstupní údaje

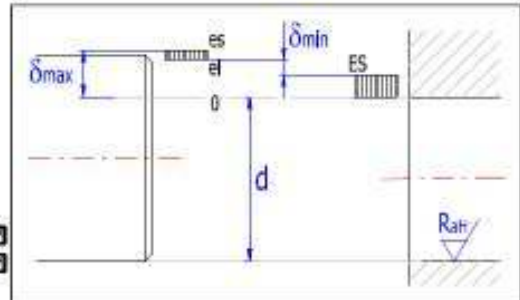
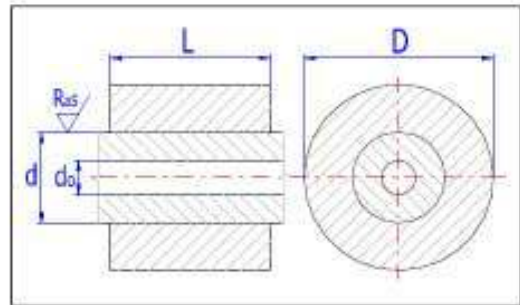
1.1	Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, kW...)		1.16	<b>Material hřídele (min. - max. pevnost v tahu)</b>		
1.2	<b>Zatížení spoje</b>			1.17	A ... Konstruktivní ocel (350 - 700)	▼ 400 ▼	[MPa] <input checked="" type="checkbox"/>
1.3	Přenášený výkon	P	80,00 [kW]	1.18	Mez pevnosti v tahu	$R_{m1}$	400,0 [MPa]
1.4	Otáčky hřídele	n	298,0 [1/min]	1.19	Mez kluzu	$R_{e1}$	232,0 [MPa]
1.5	Kroučící moment	T	2652,58 [Nm]	1.20	Dovolené napětí v krutu	$\tau_0$	162,0 [MPa]
1.6	Axiální síla	$F_a$	0,0 [N]	1.21	Dovolený tlak	$p_0$	71,0 [MPa]
1.7	<b>Způsob zatížení, provozní parametry</b>			1.22	Modul pružnosti v tahu	E	210000 [MPa]
1.8	Charakter pohonu	Uhlikové rázy	▼	1.23	Poissonovo číslo	$\nu$	0,30
1.9	Typ zatížení	Sřídavé rázy	▼	1.24	Součinitel tepelné roztažnosti	$\alpha$	11,50 [ $10^{-6}/^{\circ}\text{C}$ ]
1.10	Charakter provozu	Jednosměrný	▼	1.25	<b>Material náboje (min. - max. pevnost v tahu)</b>		
1.11	Počet rozběhů v tisících	100	▼	1.26	B ... Uhlíková ocel zúžlechťaná (500 - 800)	▼ 500 ▼	[MPa] <input checked="" type="checkbox"/>
1.12	<b>Předběžný návrh průměru hřídele</b>			1.27	Mez pevnosti v tahu	$R_{m2}$	500,0 [MPa]
1.13	Vnitřní průměr dutého hřídele	$d_0$	0,000 [mm]	1.28	Mez kluzu	$R_{e2}$	325,0 [MPa]
1.14	Požadovaná bezpečnost		1,70	1.29	Dovolený tlak	$p_0$	100,0 [MPa]
1.15	Minimální průměr hřídele	$d_{min}$	80 [mm]	1.30	Modul pružnosti v tahu	E	206000 [MPa]
				1.31	Poissonovo číslo	$\nu$	0,30
				1.32	Součinitel tepelné roztažnosti	$\alpha$	11,50 [ $10^{-6}/^{\circ}\text{C}$ ]

A

Nalisovaný spoj

### 2.0 Návrh rozměrů spoje

2.1	<b>Parametry spoje</b>						
2.2	Soustava uložení	Soustava jednotné díry	▼				
2.3	Způsob montáže	Lisovací podélné (ze studena)	▼				
2.4	Čistota stykových ploch	Odmastěné povrchy	▼				
2.5	Pokovení stykových ploch	Nepokovené povrchy	▼				
2.6	Součinitel tření	$\mu$	0,10   0,10	<input checked="" type="checkbox"/>			
2.7	Požadovaná bezpečnost proti prokluzu		1,40				
2.8	Požadovaná pevnostní bezpečnost		1,40				
2.9	<b>Zatížení spoje</b>						
2.10	Provozní koeficient	$K_D$	2,00   1,30	<input type="checkbox"/>			
2.11	Provozní kroučící moment	$T_D$	5305,16	[Nm]			
2.12	Celkové provozní zatížení spoje	$F_D$	132 629,12	[N]			
2.13	<b>Předběžný návrh</b>						
		ID:	d:	D:	L:	Uložení:	
2.14	<b>Rozměry spoje</b>						
2.15	Vnitřní průměr dutého hřídele	$d_0$	0	[mm]			
2.16	Minimální průměr hřídele	$d_{min}$	80	[mm]			
2.17	Průměr hřídele	d	80,000	[mm]			
2.18	Vnější průměr náboje	D	140,000	[mm]			
2.19	Drsnost povrchu hřídele	$R_{a1}$	0,80	[ $\mu\text{m}$ ] <input checked="" type="checkbox"/>			
2.20	Drsnost povrchu díry náboje	$R_{a2}$	1,60	[ $\mu\text{m}$ ] <input checked="" type="checkbox"/>			
2.21	Funkční délka spoje	L	90,000	[mm]			
2.22	<b>Návrh a volba uložení</b>						
2.23	Automatický návrh uložení						
2.24	Doporučené uložení			<input checked="" type="checkbox"/>			
2.25	Horní úchyłka náboje	ES	3,00	[ $\mu\text{m}$ ]	2.30	Montážní orovnění povrchu	11,52 [ $\mu\text{m}$ ]
2.26	Dolní úchyłka náboje	EI	0,00	[ $\mu\text{m}$ ]	2.31	Min. požadovaný montážní přesah	105,77 [ $\mu\text{m}$ ]
2.27	Horní úchyłka hřídele	es	111,80	[ $\mu\text{m}$ ]	2.32	Minimální přesah uložení	$\delta_{min}$ 105,80 [ $\mu\text{m}$ ]
2.28	Dolní úchyłka hřídele	ei	108,80	[ $\mu\text{m}$ ]	2.33	Max. dovolený montážní přesah	113,36 [ $\mu\text{m}$ ]
					2.34	Maximální přesah uložení	$\delta_{max}$ 111,80 [ $\mu\text{m}$ ]





# Příloha č.6

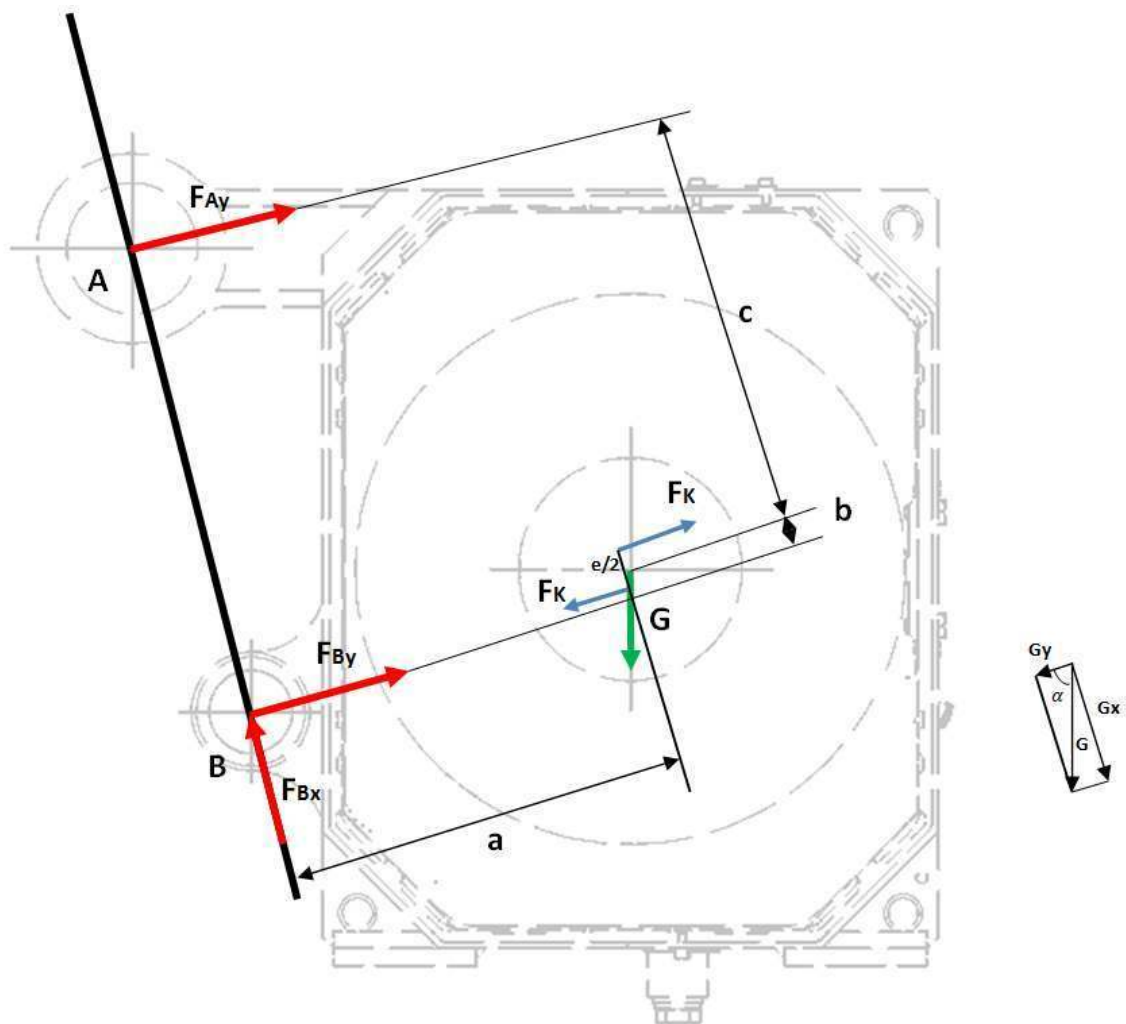
Kontrola uchycení motoru

akad. Rok 2014/15

Jakub Kalčík

S13N0021P

Byly vytvořeny vazby, které odebírají tři stupně volnosti aby úloha byla řešitelná.



Obrázek 1: Průběh sil v uložení motoru

Součet momentů k bodu B

$$\sum M_{i_B} = 0, \quad F_{Ay} \cdot (c + b) - F_k \cdot (b + e/2) + F_k \cdot (b - e/2) + G_y \cdot b + G_x \cdot a = 0 \quad (1)$$

Součet momentů k bodu A

$$\sum M_{i_A} = 0, \quad F_k \cdot [c + (b - e/2)] - F_k \cdot [c + (b + e/2)] + G_y \cdot c + G_x \cdot a - F_{By} \cdot (c + b) = 0 \quad (2)$$

Síly působící v ose X

$$F_{Bx} + G_x = 0 \quad (3)$$

Z rovnice (1) vyjádříme  $Fa_y$

$$Fa_y = \frac{Fk \cdot (b + e/2) - Fk \cdot (b - e/2) - G_y \cdot b - G_x \cdot a}{(c + b)} \quad (4)$$

Z rovnice (2) vyjádříme  $Fb_y$

$$Fb_y = \frac{Fk \cdot [c + (b - e/2)] - Fk \cdot [c + (b + e/2)] + G_y \cdot c + G_x \cdot a}{(c + b)} \quad (5)$$

Pro  $Fb_x$  platí

$$Fb_x = G_x \quad (6)$$

Přepoččet vstupních parametrů

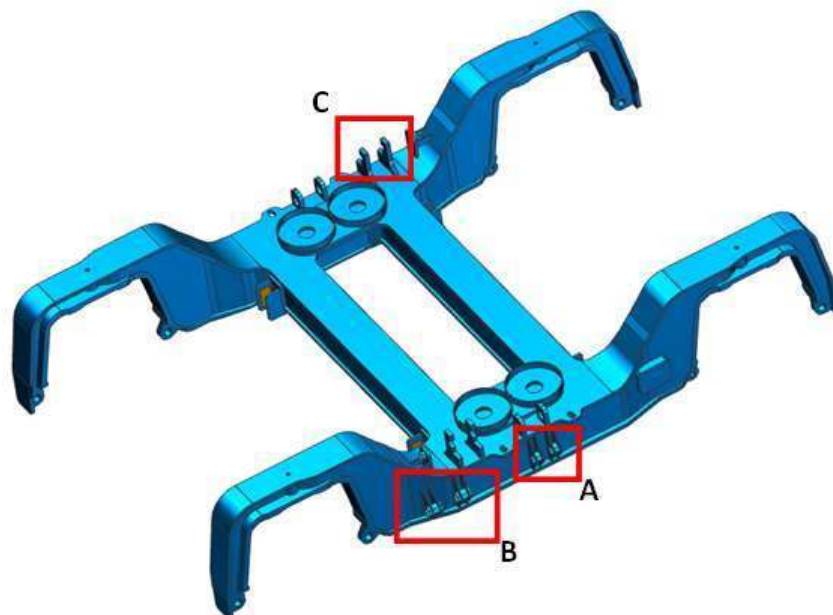
$$Fk = \frac{Mk}{e}$$

$$G_x = G \cdot \sin\alpha$$

$$G_y = G \cdot \cos\alpha$$

Tabulka 1: Výpočtové parametry

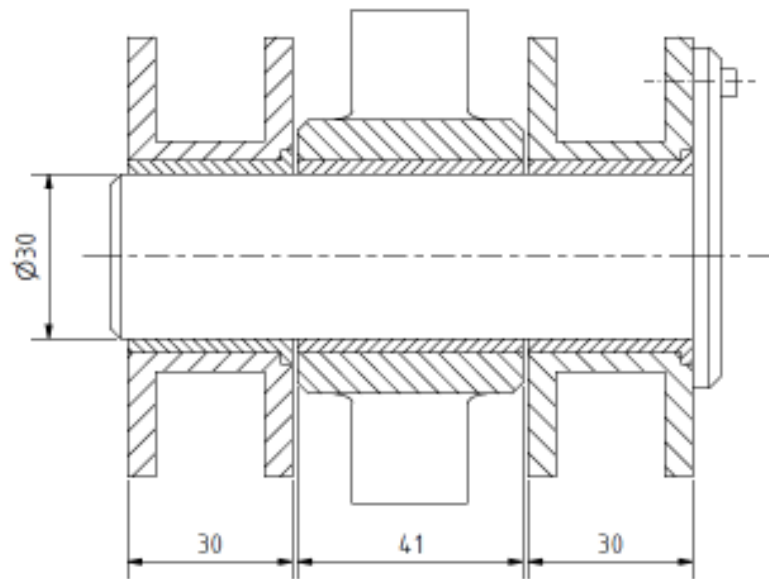
Kroučící moment	$M_k$	390 Nm
Rameno e	$e$	80 mm
Síla nahrazující kr. moment	$Fk$	4875 N
Úhel	$\alpha$	75,5°
Tíhová síla motoru	$G$	2945 N
Vzdálenost - a	$a$	170 mm
Vzdálenost - b	$b$	18,4 mm
Vzdálenost - c	$c$	183 mm
Síla	$Fa_y$	-618,91 N
Síla	$Fb$	3194,7 N



Obrázek 2: Označení jednotlivých čepových spojů

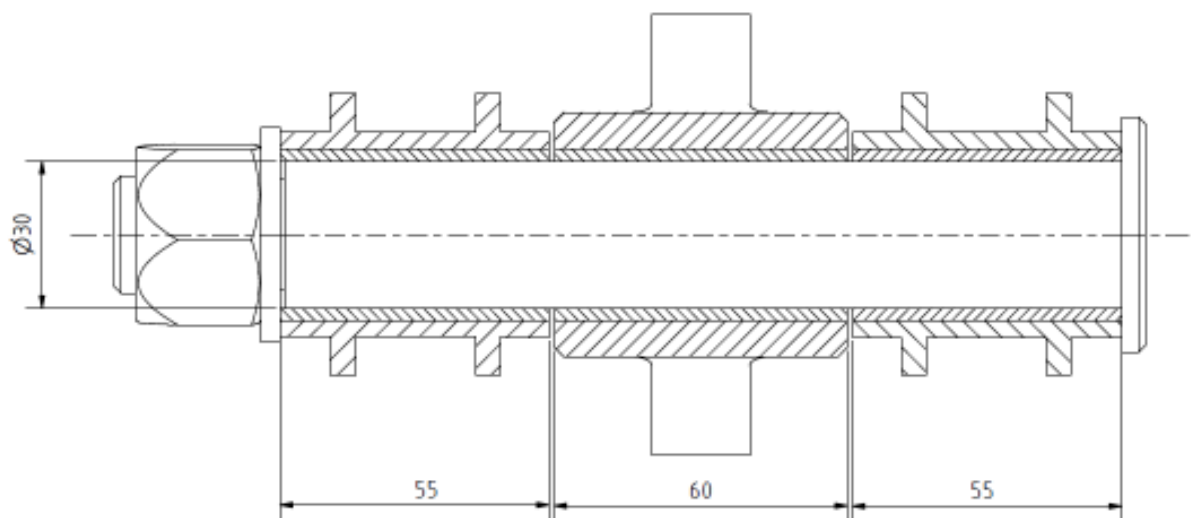
## Jednotlivé čepové spoje

### Čepový spoj A:



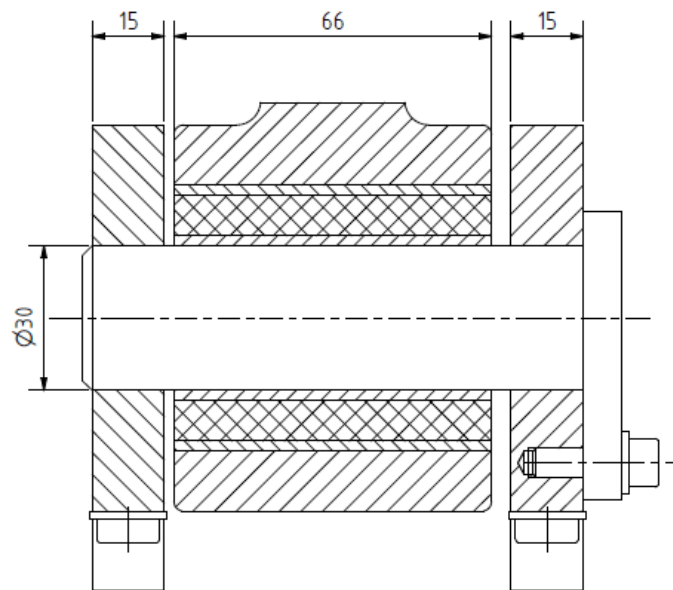
Obrázek 3: Čepový spoj A

### Čepový spoj B:



Obrázek 4: Čepový spoj B

## Čepový spoj C



Obrázek 5: Čepový spoj C

Vzhledem k velikosti zatížení není třeba navrhnuté čepové spoje kontrolovat. Délka a průměr čepových spojů jsou dostatečné pro přenos vypočítaných sil.

# Příloha č.7

Katalogový list pryžových segmentů

akad. Rok 2014/15

Jakub Kalčík

S13N0021P

• **Bauteil-/ Funktionsbeschreibung :**

GMT-Federscheiben bestehen aus einem inneren und einem äußeren Metallring, die mittels einer fest einvulkanisierten Elastomerschicht verbunden sind. Sie eignen sich zum Einsatz in Drehmomentstützen, für die Abfederung von Pendelstützen, Blattfederenden, sowie für Zug- und Stoßapparate.

• **Abmessungen :**

Artikelnummer	H (mm)	Da (mm)	Di (mm)	Ds (mm)	Bild
624001	10	95	45	70	1
624002	27,5	100	35	64	1
624003	50	170	60	115	2
624004	52,5	190	50	120	1
624005	49	230	105	154	3
624006	50	247	70	160	2
624007	27,8	265	78	166	1
624008	60	350	125	240	2

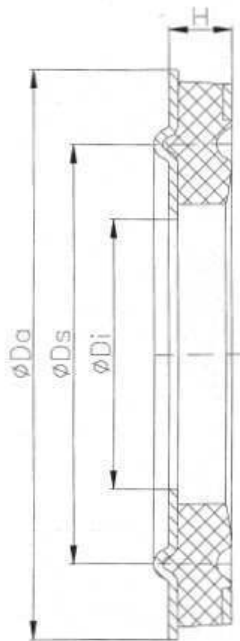


Bild 1

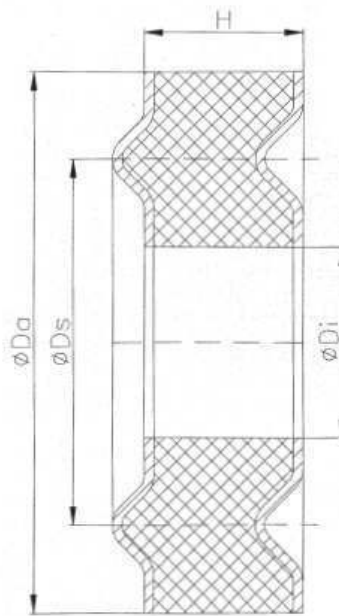


Bild 2

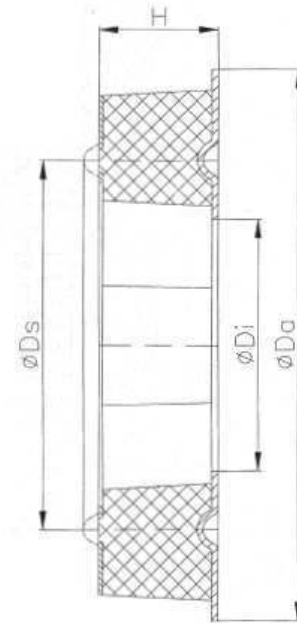
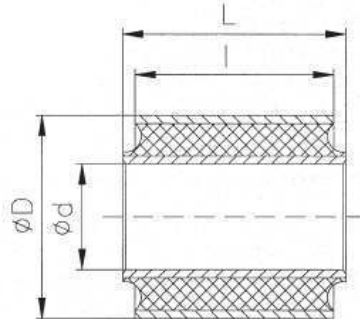


Bild 3

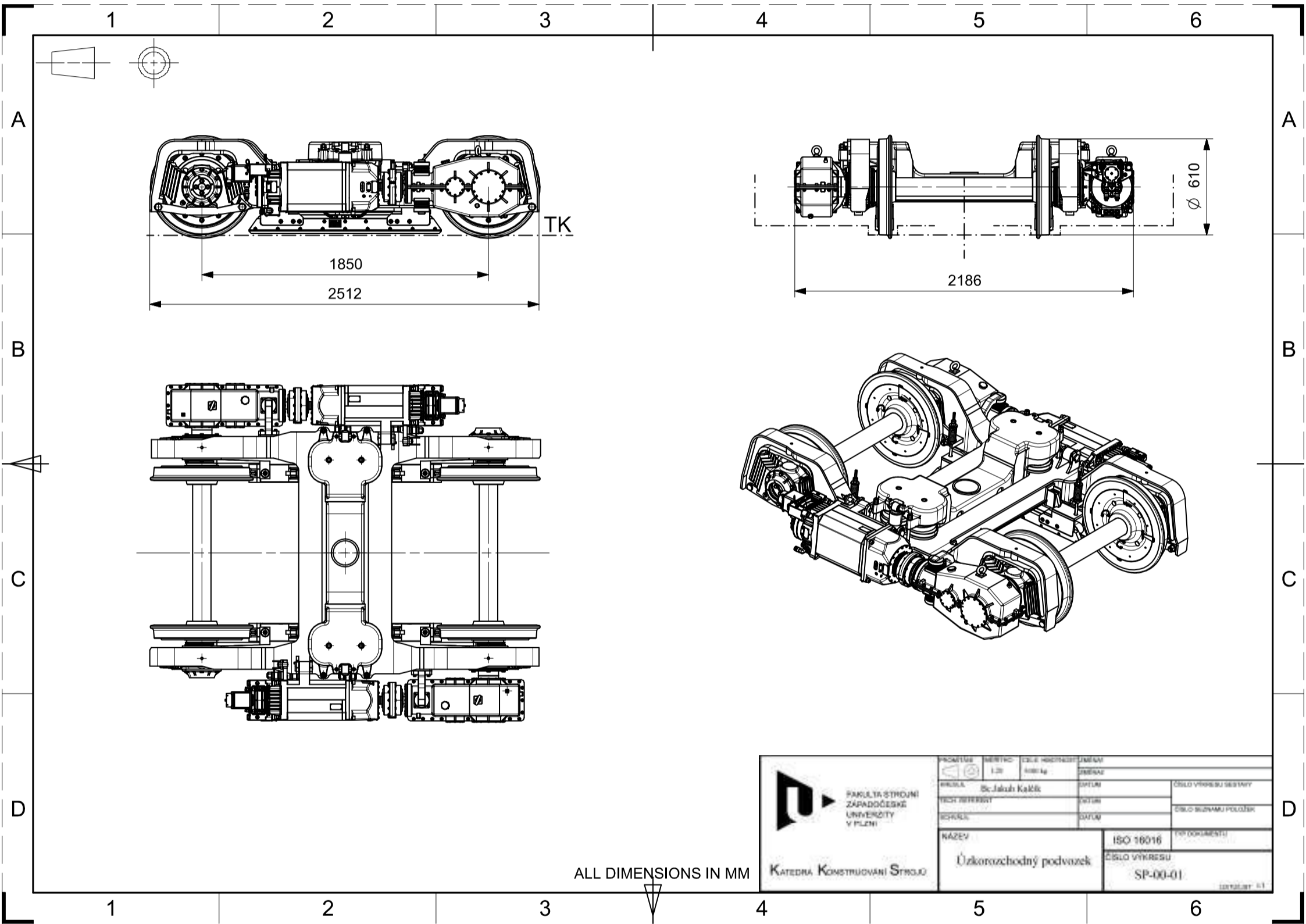
## Typ 410



Artikelnummer	D [mm]	d [mm]	L +/-0,3 [mm]	l +/-0,5 [mm]	Shore-härte	Radial		Axial		Torsional max:	
						F max. [N]	s max. [mm]	F max. [N]	s max. [mm]	Moment [Nm]	Winkel [°]
410001	22	10	16	15	60	1580	0,2	300	0,7	4,2	8,8
410027	22	12	28	24	60	3445	0,2	510	0,6	7,6	7,8
410058	24	10	23,5	20,5	60	1830	0,4	380	1,1	4,9	12,8
410108	24	10	33	22,5	60	2000	0,4	327	1,0	4,8	12,0
410002	25	12	28	24	60	3340	0,3	540	0,8	8,7	8,7
410051	25	13	25	16	60	2130	0,3	410	0,8	7,3	8,0
410061	25,4	8	12	9	60	300	0,6	140	1,4	1,5	15,5
410004	28	12	46	40	60	5450	0,4	910	1,3	14,5	12,2
410028	30	12	40	36	60	4350	0,6	810	1,5	13	13,4
410029	32	12	59	55	60	7000	0,6	1250	1,9	19,5	12,0
410063	32	16	21	19	60	2560	0,4	540	1,2	10,7	10,1
410006	40	22	45	40	60	9900	0,4	1580	1,3	44,3	8,2
410080	41,3	12	64	51	60	9340	0,6	1510	1,6	31,8	11,8
410085	44	16	57	54	60	30900	0,3	2670	0,8	93,5	4,8
410030	45	20	70	64	60	13100	0,8	2260	2,2	57	13,0
410150	48	24	93	85	60	19500	0,7	3000	1,9	101	11,0
410045	50	24	99	86	60	23350	0,9	3630	2,4	109	12,3
410092	50	25	85	80	60	17000	0,8	2800	2,1	95,4	12,0
410076	55	30	94	89,5	60	30500	0,8	4420	2,3	155	10,6
410046	55	32	60	58	60	21550	0,5	3260	1,6	130,3	7,4
410148	55	32	68	60	60	18000	0,5	2700	1,48	124	7,5
410056	57	28,6	88,9	85,7	60	28450	0,8	4300	2,3	153	10,7
410039	58,8	24,1	107	100	60	51100	0,5	6100	1,7	261	7,5
410009	60	35	40	36	60	12400	0,5	2290	1,6	103	6,8
410038	63	38	76	70	60	30400	0,6	4550	1,9	209,4	7,7
410011	63,5	39,68	57	50	60	20450	0,5	3350	1,7	155,8	6,9
410084	65	30,3	122	117	60	47050	0,9	6620	2,8	265	11,0
410089	65	30,3	102	97	60	35650	0,9	5490	2,8	219,4	11,0
410091	65	35	110	100	60	39100	0,9	5940	2,8	249,4	10,7
410141	75	40	88	80	60	30000	1,0	4580	2,8	250	10,5
410047	75	45	97,5	90	60	41650	0,9	6610	2,8	344	9,3
410033	75	45	100	90	60	41650	0,9	6600	2,8	340	9,3
410147	76	44	79	70	60	23400	1,0	5340	3,7	254	11,0
410048	76	44	133	127	60	8140	0,9	9340	2,8	485,5	9,3
410013	76,2	44,5	79,6	76,4	60	30910	0,9	5720	2,9	303	9,5
410014	78	50	66	60	60	31340	0,6	5090	2,0	305	6,3
410049	78,6	44,5	134	129,7	60	95450	0,6	11000	2,1	660	6,7
410016	118	60	135	125	60	99350	1,1	15400	3,7	1338	7,8
410083	125	70	74	65	60	36900	1,4	7610	4,4	663,9	9,0
410017	125	70	120	111	60	76050	1,4	13340	4,4	1134	9,0
410072	125	70	160	151	60	111090	1,4	18145	4,4	1540	9,0
410077	126	70	100	92	60	49750	1,9	10410	5,6	832	11,2
410018	127	44,5	105	102	60	36300	3,0	8650	7,5	519	15,5
410074	140	80	182	169	60	167200	1,1	26900	3,5	3000	6,1
410019	140	100	120	110	60	103550	1,1	17100	3,8	1881	6,5
410052	145	100	100	89,4	60	81650	1,1	1447	3,6	1664	6,1
410020	160	100	180	172	60	190100	1,5	29200	5,0	3502	7,6

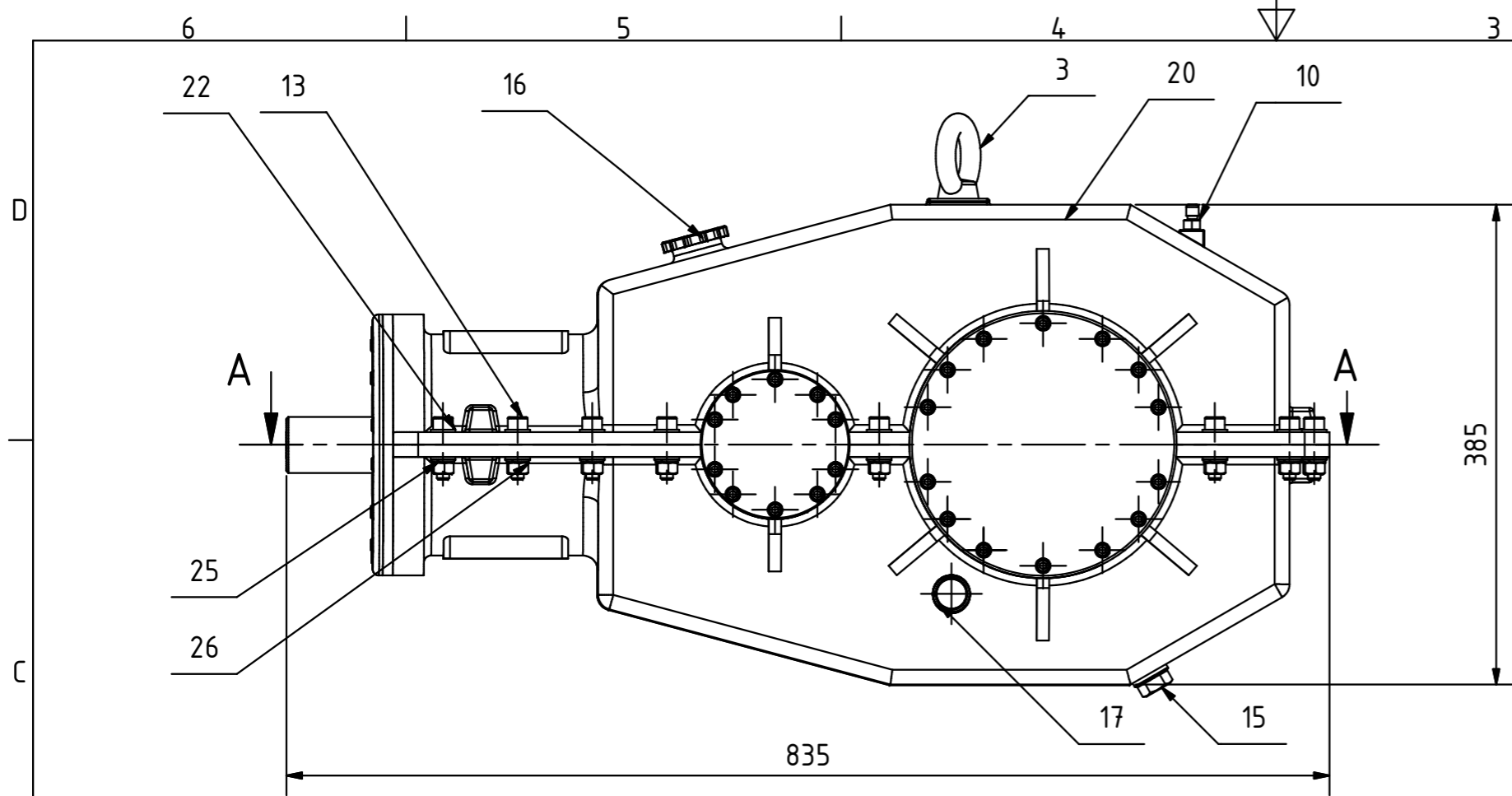
Durch Produktions- und Härtetoleranzen sind bei obigen Werten Abweichungen von ca. +/-20% möglich.



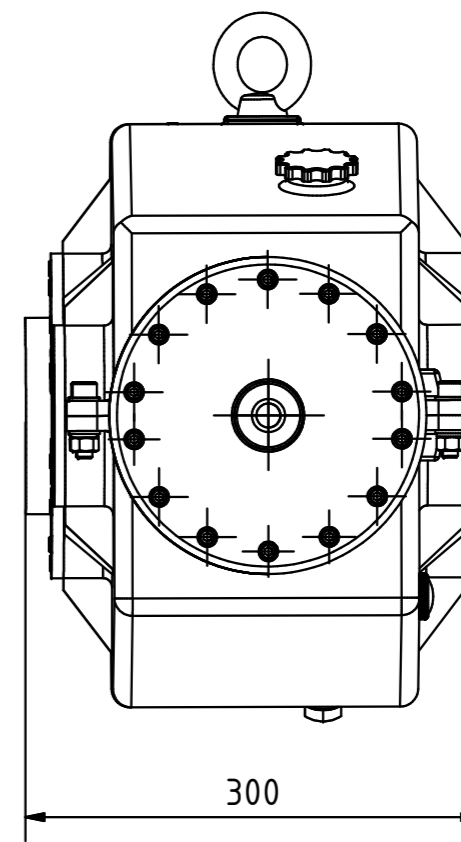
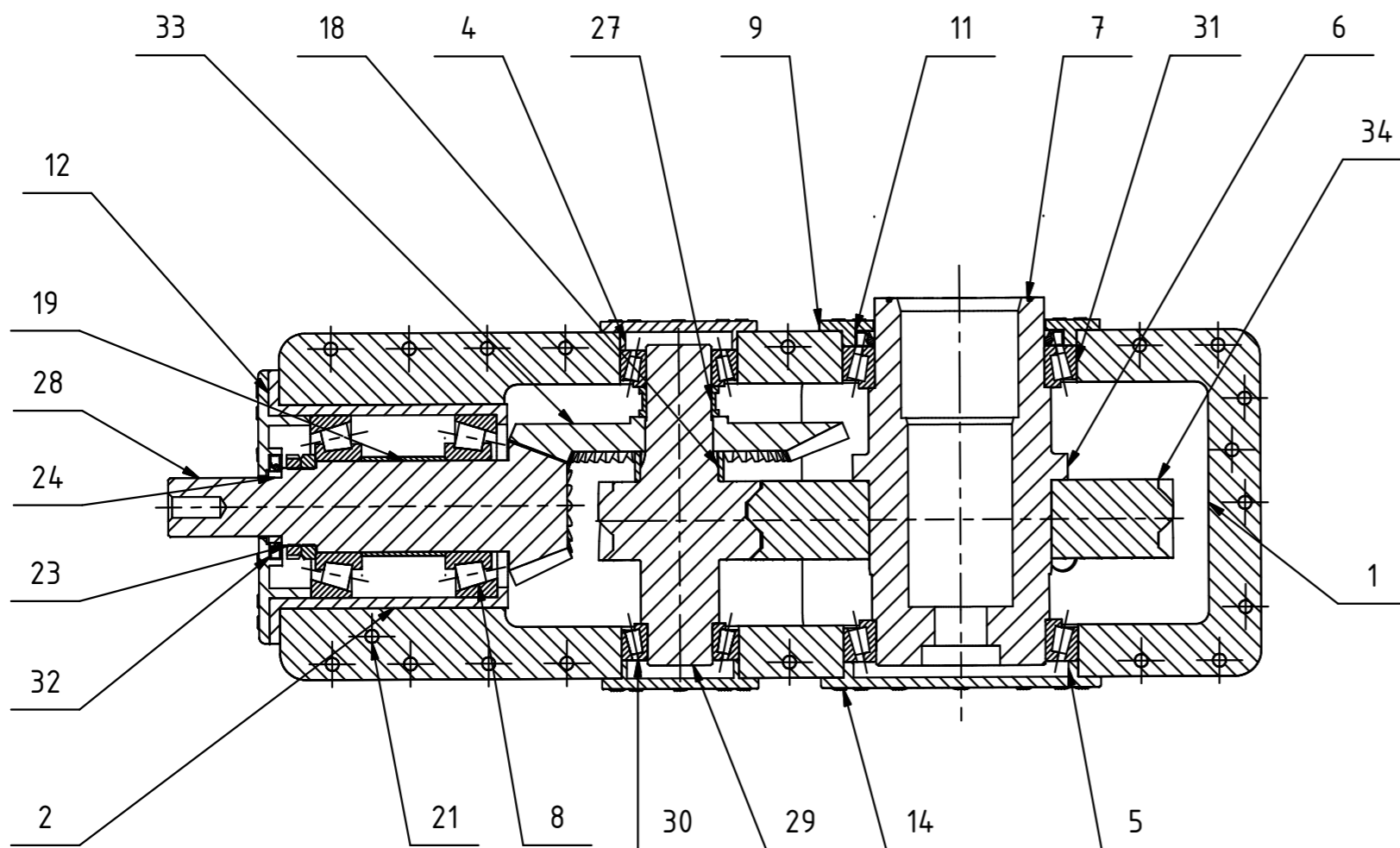


ALL DIMENSIONS IN MM

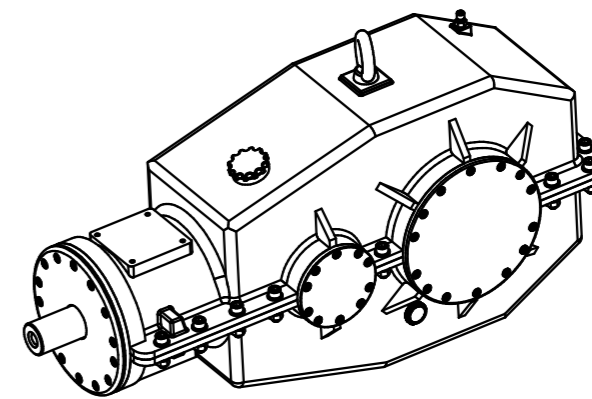
 FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PÍLSENI  KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ	PROJEKT 1.20	ÚČEL NÁSTAVBY 600 kg	Jméno Jméno
	BRUKA Bc. Jakub Kačík	OVLADÁNÍ OVLADÁNÍ	ČÍSLO VÝKRESU SERIE ČÍSLO VÝKRESU SERIE
	TECH ZÁŘEŠENÍ TECHNICKÉ ZÁŘEŠENÍ	DATUM DATUM	ČÍSLO MÍSTNÍHO POLOŽEK ČÍSLO MÍSTNÍHO POLOŽEK
	NÁZEV Úzkorozchodný podvozek	ISO 18016 ČÍSLO VÝKRESU SP-00-01	1/17 DOKUMENTU 1/17 DOKUMENTU





A-A ( 1 : 5 )



( 1 : 10 )



pozn. kusovník viz. - Příloha 1

 <p>FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI</p> <p>KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ</p>	PROMÍTÁNÍ	MĚRÍTKO	CELK. HMOTNOST	ZMĚNA 1
		1:5	250kg	ZMĚNA 2
	KRESLIL	Bc. Jakub Kalčík		DATUM
	TECH. REFERENT			DATUM
SCHVÁLIL			DATUM	ČÍSLO VÝKRESU SESTAVY
NÁZEV	Převodová skřín		ISO 16016	TYP DOKUMENTU
			ČÍSLO VÝKRESU	
			SP-00-02	
				LISTŮ/LIST 1/1