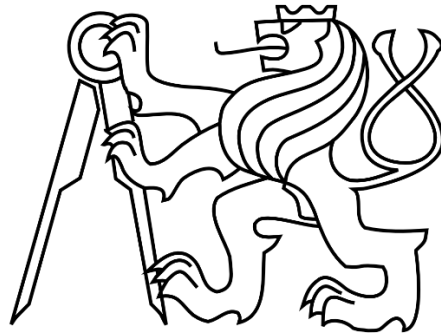


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

Fakulta strojní



Pevnostní výpočet nápravy hnacího  
dvojkolí kolejového autobusu

Bakalářská práce

Autor: Tadeáš Klobouček  
Studijní program: Strojírenství  
Studijní obor: Konstruování podporované počítačem  
Vedoucí práce: doc. Ing. Josef Kolář, CSc.



## ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

### I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Klobouček** Jméno: **Tadeáš** Osobní číslo: **424064**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávající katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**  
Studijní program: **Strojírenství**  
Studijní obor: **Konstruování podporované počítačem**

### II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

**Pevnostní výpočet nápravy hnacího dvojkolí kolejového autobusu**

Název bakalářské práce anglicky:

**Strength calculation of the axle wheelset for the railway-bus**

Pokyny pro vypracování:

Seznamte se s koncepčním řešením částečně nízkopodlažního kolejového autobusu a proveďte základní posouzení řešení hnací nápravy jednonápravového podvozku s vnitřním nebo vnějším rámem podvozku. Vypracujte:

1. Rozbor základních silových účinků působících na dvojkolí.
2. Základní pevnostní výpočet nápravy: a) pro vnější podvozkový rám, b) pro vnitřní podvozkový rám
3. Hmotnostní analýzu obou provedení provedení dvojkolí.
4. Průvodní technickou zprávu a sestavné výkresy hnací nápravy pro vnější a vnitřní podvozkový rám.

Seznam doporučené literatury:

Odborné časopisy, firemní literatura, patentová literatura, normy. Skripta ČVUT:

KOLÁŘ, J.: Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel

ŠÍBA, J.: Kolejová vozidla II, ŠÍBA, J.: Kolejová vozidla II - pojezd

MARUNA, Z., HOFFMANN, V., KOULA, J., KROUPOVÁ, Z.: Metodika konstruování kolejových vozidel - osobní a nákladní podvozky

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

**doc. Ing. Josef Kolář, CSc., ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS**

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

Datum zadání bakalářské práce: **23.04.2018** Termín odevzdání bakalářské práce: **13.7.2018**

Platnost zadání bakalářské práce:

  
doc. Ing. Josef Kolář, CSc.  
podpis vedoucí(ho) práce

  
doc. Ing. Oldřich Vítek, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

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

### III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

  
26.4.2018  
Datum převzetí zadání

  
Podpis studenta

## Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně pouze za odborného vedení vedoucího práce. Veškeré zdroje informací, ze kterých jsem čerpal, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

V Praze dne 13.7.2018

.....

Tadeáš Klobouček

## Poděkování

Rád bych tímto poděkoval doc. Ing. Josefu Kolářovi, CSc. za odborné vedení, ochotu, čas a za poskytnutí cenných rad v průběhu zpracování bakalářské práce. Dále bych chtěl poděkovat své rodině a přátelům za jejich podporu.

## Anotační list

Jméno autora:	Tadeáš
Příjmení autora:	Klobouček
Název práce:	Pevnostní výpočet nápravy hnacího kolejového autobusu
Title	Strenght Calculation of the Axle wheelset of the Railway-bus
Rozsah práce:	Počet stran: 53 Počet obrázků: 23 Počet tabulek: 10 Počet grafů: 18 Počet příloh: 2
Akademický rok:	2017 / 2018
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Konstruování podporované počítačem
Ústav:	Ústav automobilů, spalovacích motoru a kolejových vozidel
Vedoucí práce:	doc. Ing Josef Kolář, CSc.
Zadavatel tématu:	Fakulta strojní, ČVUT v Praze
Klíčová slova:	Kolejový autobus, dvojkolí, náprava, vnější rám, vnitřní rám, mez únavy, redukované napětí, hmotnost

## **Abstrakt**

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem nápravy dvojkolí konceptu částečně nízkopodlažního kolejového autobusu. Cílem bylo porovnat nápravu pro vnější podvozkový rám a nápravu pro vnitřní podvozkový rám a udělat základní rozbor silových účinků působících na tato dvojkolí. Byl proveden základní pevnostní výpočet pro obě nápravy a pomocí hmotnostní analýzy byly obě nápravy porovnány. Na závěr byly vypracovány návrhové výkresy pro obě nápravy.

## **Abstract**

This bachelor thesis deals with the design of the axle of the concept of a partially low-floor railway bus. The aim was to compare the axle of the outer chassis frame and the axle of internal chassis frames and to make basic analyzes of the force effects on these wheelsets. The purpose was to provide a basic strength calculation for both axles and to compare the two axles by weight analysis. Design drawings were made for both axes.

# Obsah

1. Úvod .....	8
2. Koncepční návrh.....	10
2.1. Typ pohonu .....	10
2.2. Schéma jednonápravového podvozku .....	11
3. Pevnostní analýza nápravy s vnějšími ložisky .....	13
3.1. Výpočet sil od pohyblivých hmot .....	13
3.2. Brzdící síly a momenty .....	18
3.3. Trakční síly a moment.....	18
3.4. Výpočet napětí a výsledná hmotnost nápravy .....	26
4. Pevnostní analýza nápravy s vnitřními ložisky .....	31
4.1. Výpočet momentů .....	31
4.2. Výpočet napětí a výsledná hmotnost nápravy .....	42
5. Hmotnostní porovnání.....	45
6. Závěr.....	46
Zdroje .....	47
Seznam obrázků .....	48
Seznam tabulek .....	49
Seznam grafů.....	50
Přílohy.....	51

# 1. Úvod

První kolejový autobus na našem území vyrobila firma Českomoravská-Kolbe-Daněk již v roce 1927. Šlo o autobus řady M120.001, který byl určen pro provoz na méně vytížených tratích. Svým vzhledem připomínal běžný autobus, neboť jeho konstrukce vycházela ze silničního autobusu Praga NO. I když zůstalo jen u prototypu, byl položen základ pro vývoj nových modelů. [1]



Obrázek 1: M 120.001 [1]

Dnes se na českých železnicích můžeme setkat hlavně s motorovými vozy řady 810 vyráběnými již od roku 1975. Tyto vozy prošly množstvím modernizací. Nejznámější modernizací je bezpochyby řada 814 RegioNova firmy Pars nova, z let 2005-2012. Vznikly tak dvou vozové i tří vozové jednotky.



Obrázek 2: RegioNova [4]



Modernizace zbylých starých vozů 810 probíhá v podstatě nepřetržitě. Od roku 2018 jsou na našich železnicích k vidění vozy pod názvem RegioMouse, které pro České dráhy modernizovala její dceřiná firma Dílny pro opravy vozidel, a.s. ve Veselí nad Moravou a v Přerově [2].



Obrázek 3: RegioMouse [3]

V rámci odborné výuky zaměřené na kolejová vozidla vznikl v rámci výzkumu v diplomových pracích na Fakultě strojní ČVUT koncept částečně nízkopodlažního kolejového autobusu pro regionální tratě, na kterém pracovali pod vedením doc. Ing. Josefa Koláře, CSc. studenti jak bakalářského, tak magisterského studijního oboru.



Obrázek 4: Koncept nízkopodlažního kolejového autobusu [6]

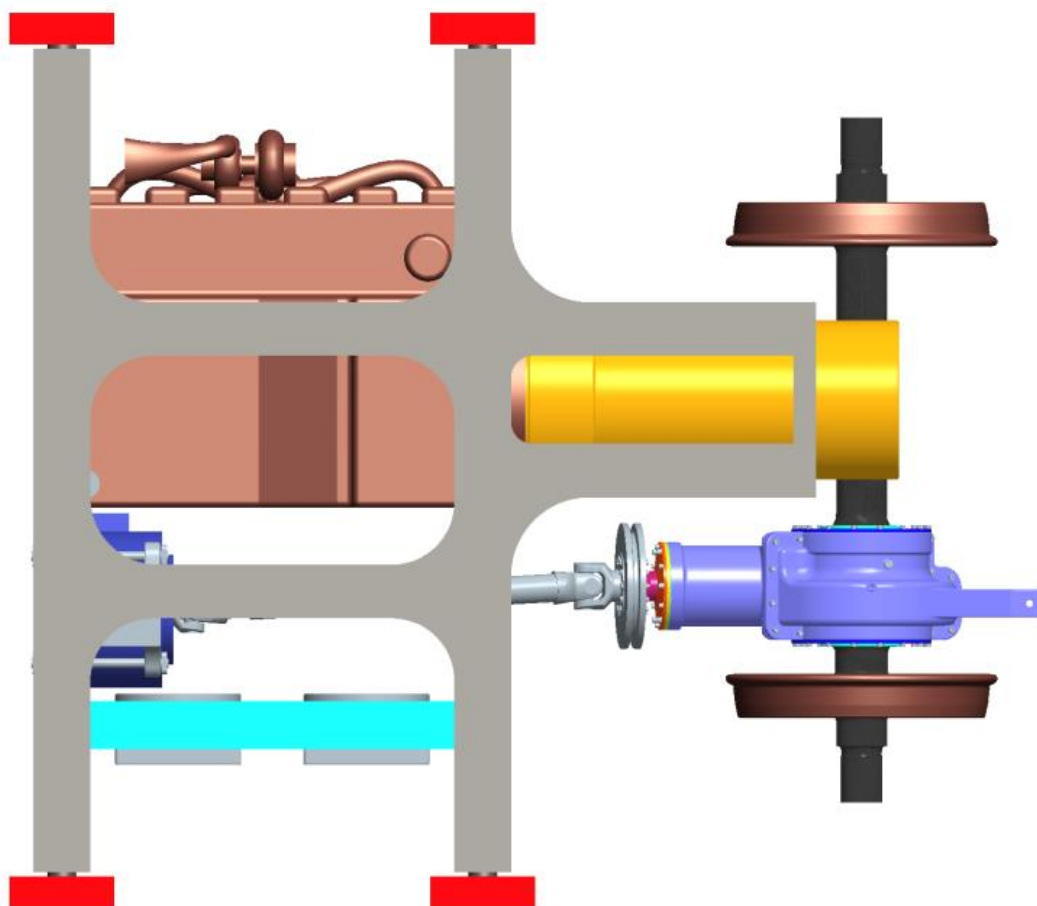
Návrhem skříně se zabýval M. Šíp [6], hybridním pohonem P. Hříbal [7], konstrukčním návrhem pohonu J. Mojžíš [8]. Moje bakalářská práce vychází a navazuje na diplomovou práci P. Vágnera [9] na téma Podvozek pro nízkopodlažní kolejový autobus z roku 2014.

## 2. Koncepční návrh

Úkolem mé bakalářské práce je porovnat výhody využití vnitřního podvozkového rámu pro koncept nízkopodlažního kolejového autobusu oproti vnějšímu řešení. Dále si kladu za cíl rozbor základních silových účinků působících na dvojkolí, provedení základního pevnostního výpočtu obou variant nápravy a hmotnostní porovnání obou náprav.

### 2.1. Typ pohonu

Způsob pohonu konceptu kolejového autobusu vychází z předešlých diplomových prací. Pohon kolejového autobusu byl navržen jako sériový hybrid, u něhož diesellový motor pohání trakční alternátor, který dodává energii elektromotoru. Při potřebě navýšení trakčního výkonu je energie dodávána z výkonnější baterie vozu, která je dobíjena při rekuperačním brzdění elektrodynamickou brzdou. Hnací moment elektromotoru je na nápravu přenášen pomocí kloubové hřídele, která je spojena s kuželovou nápravovou převodovkou. Schéma možného zapojení, viz Obrázek 5.



Obrázek 5: Zástavba pohonu - "power pack" [7]

V úvahu přichází i jiné typy pohonu dvojkolí. Například příčně orientovaný, částečně odpružený pohon, nebo příčně orientovaný plně odpružený pohon s dutou kloubovou hřídelí, či pohon tlapovým motorem. Všechny tyto typy pohonů mají díky použití čelních převodovek lepší účinnost než varianta s kuželovou převodovkou. Tyto pohony jsou ovšem použitelné pouze pro variantu s vnějším rámem. Varianta s vnitřním rámem je mnohem více omezená na prostor mezi koly, jehož šířku definuje tzv. míra rozkolí. Díky přítomnosti ložiskových domků a primárního vypružení mezi koly nezbyvá místo pro motor orientovaný příčně s čelní převodovkou. Proto uvažuji pouze podélnou zástavbu, viz Obrázek 5.

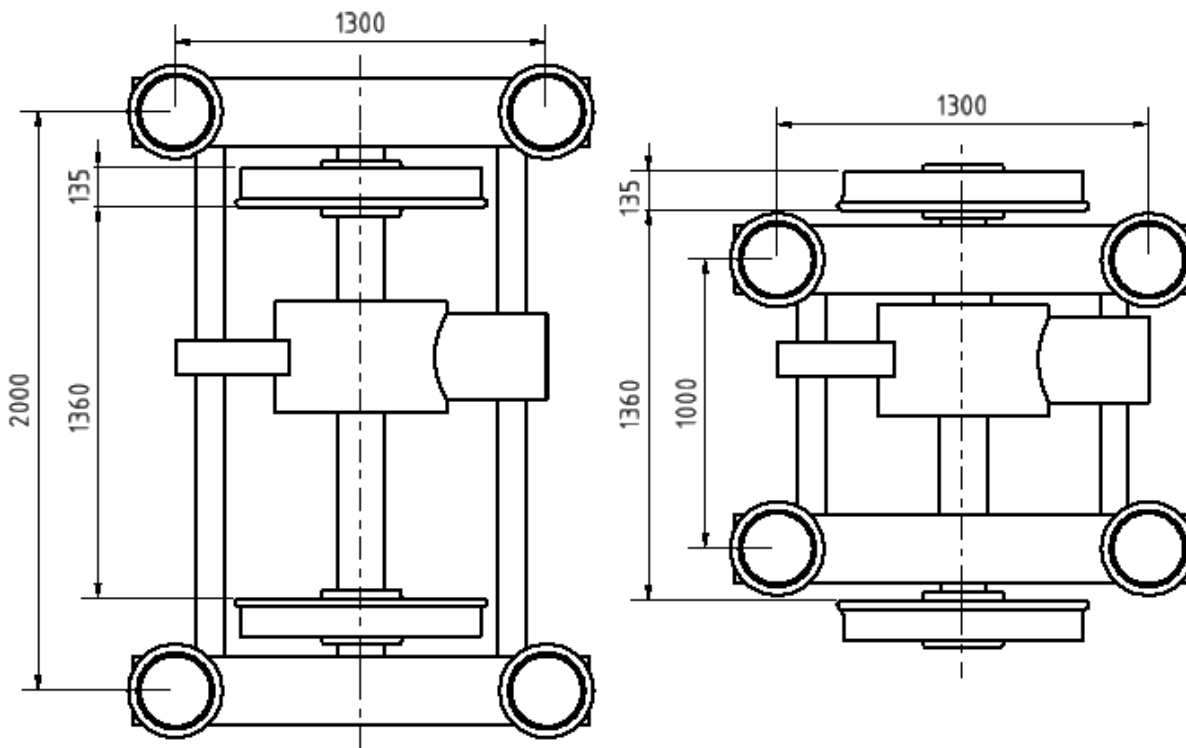
## 2.2. Schéma jednonápravového podvozku

Jednonápravový trakční podvozek vychází z diplomové práce P. Vágnera. Na Obrázku 6. jsou popsány jednotlivé díly podvozku, včetně jejich uspořádání. Tento model s vnějším rámem jsem použil jako základ a k němu jsem hrubě vymodeloval model pro nápravu s vnitřním rámem.



Obrázek 6: Jednonápravový trakční podvozek [9]

Na Obrázku 7. je vidět schématické rozložení vnějšího rámu podvozku (vlevo) a vnitřního rámu podvozku (vpravo). Pro oba podvozky je zachována vzdálenost styčných kružnic. Vzdálenost os ložisek je změněna z původních 2000 mm na 1000 mm. Vzdálenosti nápravové převodovky od os styčných kružnic jsou zachovány pro obě varianty.



Obrázek 7: Půdorys vnitřního a vnějšího rámu

Výhoda vnitřního rámu je úspora na hmotnosti oproti rámu vnějšímu. Tato úspora by mohla být v řádu desítek procent, a proto má smysl se touto problematikou zabývat. Každé snížení hmotnosti má za následek i snížení provozních nákladů a tím zefektivnění provozu.

Nevýhoda vnitřního rámu se projeví ve zmenšení vzdálenosti mezi osami ložisek. To má negativní dopad na úhlovou tuhost vypružení vozidla, která je pro  $b_1=b_2=b$  definována vztahem:

$$k_{\varphi v} = 2b^2 \cdot \frac{k_{z1} \cdot k_{z2}}{k_{z1} + k_{z2}}$$

Zatímco u vnějšího rámu je míra  $2b = 2000$  mm, u vnitřního rámu je  $2b = 1000$  mm. To znamená, že při stejné osově (svislé) tuhosti  $k_{z1}$  a  $k_{z2}$  je úhlová tuhost u vnitřního rámu 4x menší, a proto je nutné u podvozku s vnitřním rámem použít torzní stabilizátory náklonu vozové skříně. Tento problém ovšem není předmětem této bakalářské práce, neboť jejím cílem je zabývat se návrhem náprav. Další nevýhodou je komplikovanější dostupnost nápravových ložisek. Oproti nápravám s vnějšími ložiskovými domky je nutné kvůli výměně valivých ložisek demontovat celá kola.

## 3. Pevnostní analýza nápravy s vnějšími ložisky

V této části se věnuji analýze vnější nápravy. Při řešení vycházím z normy ČSN EN 13104 pro poháněné nápravy. Tato norma rozebírá dimenzování náprav a kolových čepů podle rozboru silového zatížení. Náprava je v podstatě nosník na dvou podporách, kde na nosník působí akční síly a proti nim reakční síly v podporách. Tyto silové účinky mají dynamický průběh namáhání a mají neblahý vliv na životnost celého hnacího dvojkolí.

Norma dělí namáhající síly podle jejich vzniku na:

- síly od pohyblivých hmot
- brzdící síly a momenty
- trakční síly a momenty.

### 3.1. Výpočet sil od pohyblivých hmot

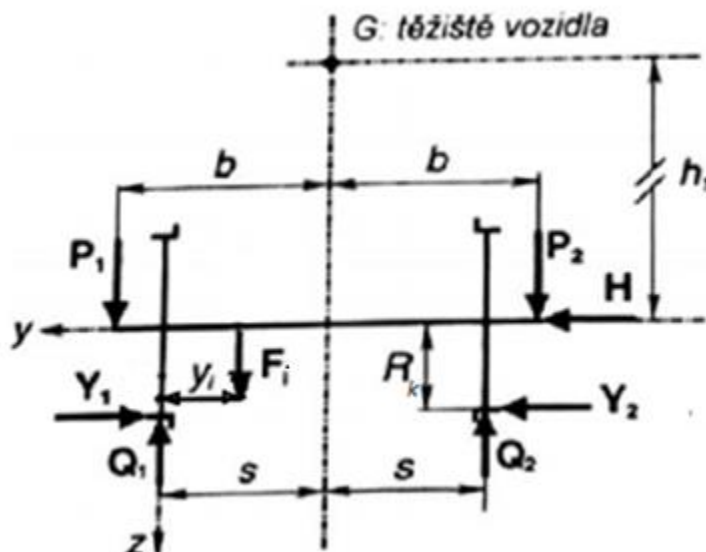
Nejprve musím stanovit hmotnost  $m_1$  zatěžující čepy nápravových ložisek a hmotnost  $m_2$ , která zahrnuje hmotnosti od samotného dvojkolí a od neodpružených hmotností. Protože neznám přesné hmotnosti dvojkolí, odhaduji hmotnost  $m_2$  po konzultaci s vedoucím práce na cca  $m_2 = 1000$  kg. Ze zadaného maximálního statického nápravového zatížení pro plně obsazený vůz  $A_0 = 150$  kN a z gravitačního zrychlení  $g = 9,81$  m/s<sup>2</sup> stanovuji dle níže odvozeného vztahu maximální hmotnost  $m_1$ :

$$m_1 + m_2 = \frac{A_0}{g} = \frac{150\,000}{9,81} = 15290,5 \text{ kg}$$

$$m_2 = 1000 \text{ kg}$$

$$m_1 = 14290,5 \text{ kg}$$

Na Obrázku 8. je schéma rozložení sil působících na nápravu od pohyblivých hmot. V předchozím výpočtu jsem získal hmotnost  $m_1$ , kterou teď použiji pro výpočet zatěžujících sil. Další potřebné geometrické rozměry a jejich hodnoty jsou vypsány níže, viz Tabulka 1.



Obrázek 8: Rozložení sil ohybového momentu  $M_x$

Kde:

$P_1$  [N] je síla na přitíženém ložiskovém čepu nápravy

$P_2$  [N] je síla na odlehčeném ložiskovém čepu nápravy

$Y_1$  [N] je vodorovná příčná síla kolmá na osu kolejnice v přitíženém styku

$Y_2$  [N] je vodorovná příčná síla kolmá na osu kolejnice v odlehčeném styku

$H$  [N] je příčná síla jako rozdíl  $Y_1 - Y_2$

$F_i$  [N] je tíha neodpružené nápravové převodovky

Tabulka 1: Význam a hodnoty použitých parametrů

Označení	Význam	Zadaná hodnota [m]
$b$	Vzdálenost středu ložiska od osy vozu	1
$s$	Vzdálenost styčné kružnice od osy vozu	0,75
$y_i$	Vzdálenost styčné kružnice od zatěžující síly	0,59
$h_1$	Výška těžiště nad středem nápravy	1,7
$R_k$	Poloměr styčné kružnice kola a kolejnice	0,425

Norma ČSN EN 13 104 stanovuje vztahy pro výpočet zatěžujících sil, viz Obrázek 8. Dosazením výše uvedených technických parametrů dvojkolí, viz Tabulka 1, jsem vypočetl velikost jednotlivých sil.



$$P_1 = \left(0,625 + 0,0875 \cdot \frac{h_1}{b}\right) \cdot m_1 = \left(0,625 + 0,0875 \cdot \frac{1,7}{1}\right) \cdot 14290,5 = 108\,472\,N$$

$$P_2 = \left(0,625 - 0,0875 \cdot \frac{h_1}{b}\right) \cdot m_1 = \left(0,625 - 0,0875 \cdot \frac{1,7}{1}\right) \cdot 14290,5 = 66\,765\,N$$

$$Y_1 = 0,35 \cdot m_1 \cdot g = 0,35 \cdot 14290,5 \cdot 9,81 = 49\,066\,N$$

$$Y_2 = 0,175 \cdot m_1 \cdot g = 0,175 \cdot 14290,5 \cdot 9,81 = 24\,533\,N$$

$$H = Y_1 - Y_2 = 0,175 \cdot m_1 \cdot g = 24\,533\,N$$

Pro výpočet síly  $F_i$  uvažuji hmotnost nápravové kuželové převodovky jako  $m_{př} = 350$  kg. Protože je z části zavěšena na závěsce, uvažuji, že cca dvě třetiny hmotnosti nápravové převodovky zatěžují nápravu. Síla  $F_i$  je potom dána vztahem

$$F_i = m_{př} \cdot g \cdot \frac{2}{3} = 350 \cdot 9,81 \cdot \frac{2}{3} = 2289\,N$$

Síly  $Q_1$  a  $Q_2$  jsou svislé reakce koleje na přitížený a odlehčený ložiskový čep nápravy. Jelikož tratě mají jak levotočivé, tak pravotočivé oblouky, síly působící na nápravu nejsou symetrické. Musí se provést výpočet pro obě varianty přitížení, tedy jak pro přitížení levé, tak pravé strany a uvažovat nejméně příznivý stav. Vztahy pro výpočet reakčních sil:

a) Přitížená levá strana

$$Q_1 = \frac{1}{2s} \cdot [P_1 \cdot (b + s) - P_2 \cdot (b - s) + (Y_1 - Y_2) \cdot R_k + F_i \cdot (2s - y_i)]$$

$$Q_1 = \frac{1}{2 \cdot 0,75} \cdot [108472 \cdot (1 + 0,75) - 66765 \cdot (1 - 0,75) + (49066 - 24533) \cdot 0,425 + 2289 \cdot (2 \cdot 0,75 - 0,59)] = 123\,763\,N$$

$$Q_2 = \frac{1}{2s} \cdot [P_2 \cdot (b + s) - P_1 \cdot (b - s) - (Y_1 - Y_2) \cdot R_k + F_i \cdot (y_i)]$$

$$Q_2 = \frac{1}{2 \cdot 0,75} \cdot [66765 \cdot (1 + 0,75) - 108472 \cdot (1 - 0,75) - (49066 - 24533) \cdot 0,425 + 2289 \cdot (0,59)] = 53\,764\,N$$

b) Přítížena pravá strana

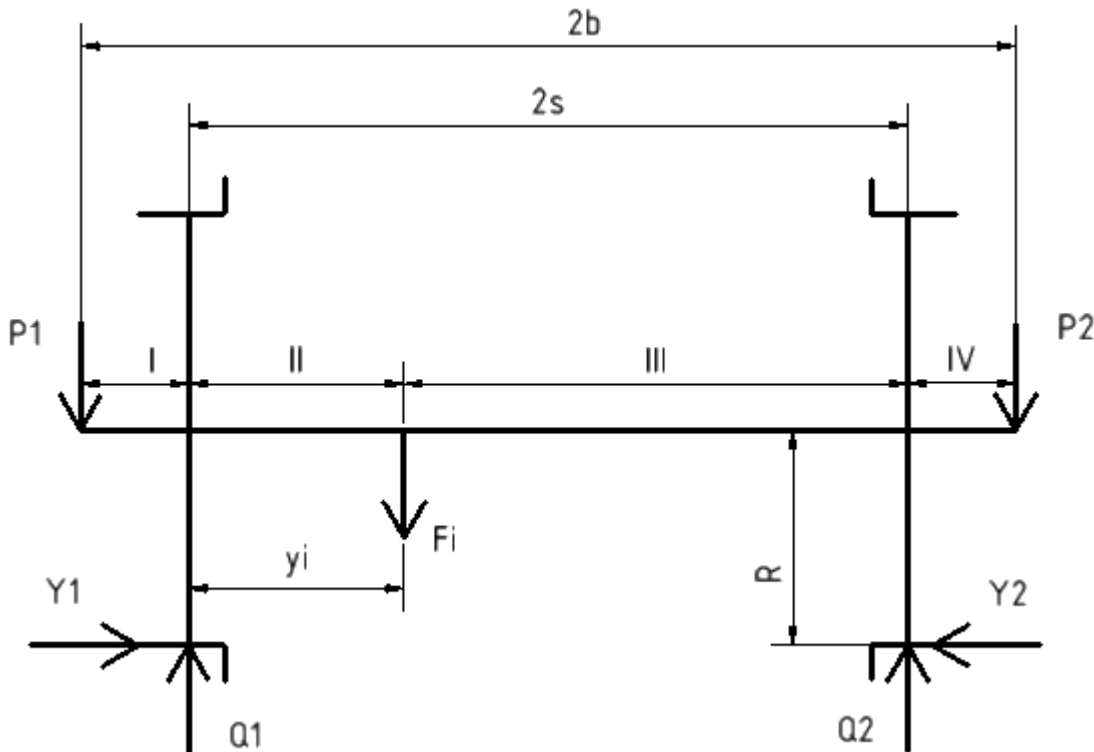
$$Q_1^* = \frac{1}{2s} \cdot [P_1 \cdot (b + s) - P_2 \cdot (b - s) + (Y_1 - Y_2) \cdot R_k + F_i \cdot (y_i)]$$

$$Q_1^* = \frac{1}{2 \cdot 0,75} \cdot [108472 \cdot (1 + 0,75) - 66765 \cdot (1 - 0,75) + (49067 - 24533) \cdot 0,425 + 2289 \cdot (0,59)] = 123\,275\,N$$

$$Q_2^* = \frac{1}{2s} \cdot [P_2 \cdot (b + s) - P_1 \cdot (b - s) - (Y_1 - Y_2) \cdot R_k + F_i \cdot (2s - y_i)]$$

$$Q_2^* = \frac{1}{2 \cdot 0,75} \cdot [66765 \cdot (1 + 0,75) - 108472 \cdot (1 - 0,75) - (49067 - 24533) \cdot 0,425 + 2289 \cdot (2 \cdot 0,75 - 0,59)] = 54\,252\,N$$

Ohybový moment  $M_x$  je důsledek zatížení silami  $P_1$ ,  $P_2$ ,  $Y_1$ ,  $Y_2$ ,  $F_i$ ,  $Q_1$ ,  $Q_2$ , resp.  $Q_1^*$  a  $Q_2^*$ . Podle rozmístění zatížení je náprava rozdělena na čtyři intervaly označené římskými číslicemi, viz Obrázek 9. resp. Obrázek 10.



Obrázek 9: Zatížení od pohyblivých hmot pro přítíženu levý ložiskový čep



Rovnice momentu  $M_x$  v jednotlivých intervalech pro přitěžování levého ložiskového čepu:

Pro interval I

$$M_x = P_1 \cdot y$$

Pro interval II

$$M_x = P_1 \cdot y + Y_1 \cdot R - Q_1 \cdot (y - b + s)$$

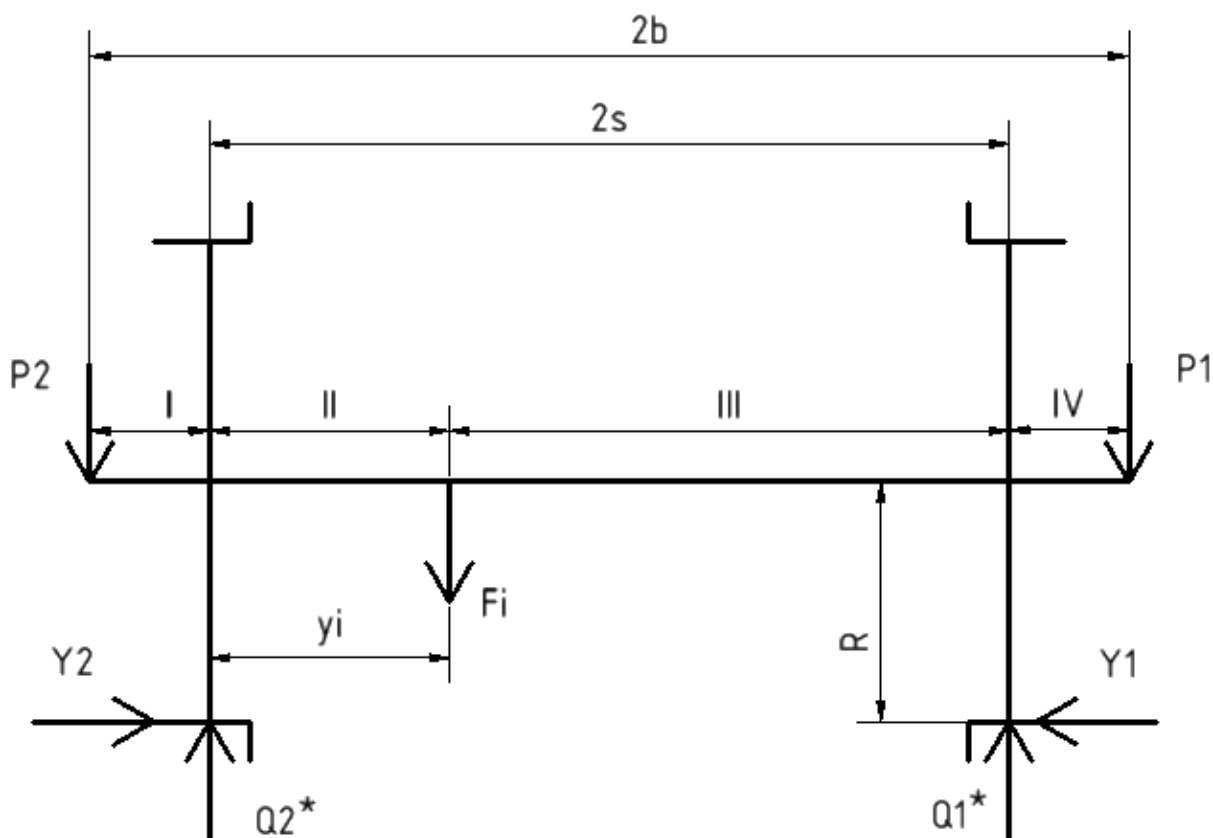
Pro interval III

$$M_x = P_1 \cdot y + Y_1 \cdot R - Q_1 \cdot (y - b + s) - F_i \cdot (y - b + s - y_i)$$

Pro interval IV

$$M_x = P_2 \cdot (2b - y)$$

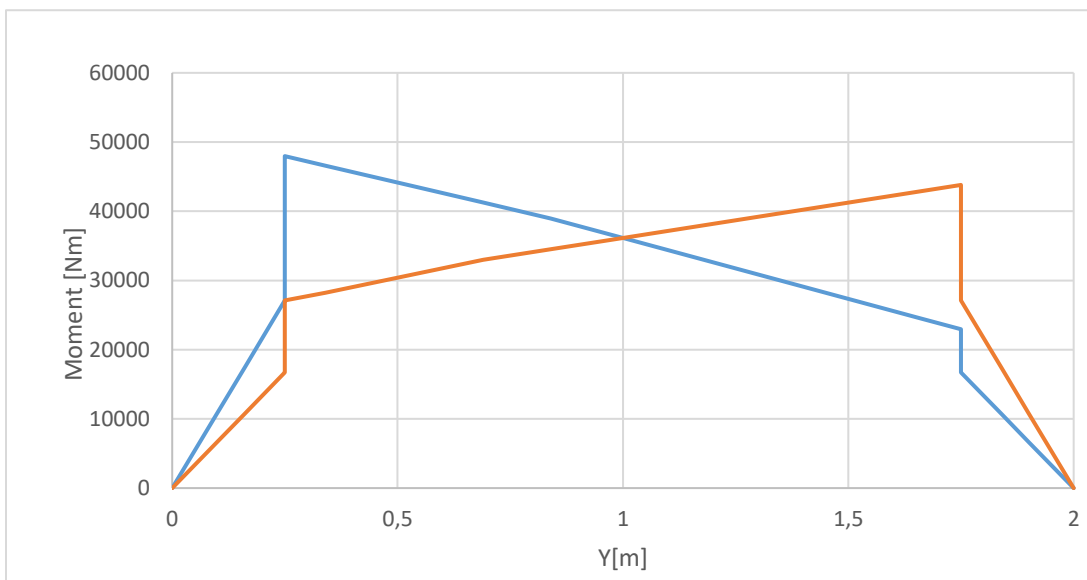
Kvůli změně rozložení sil při přitížení pravého ložiskového čepu jsou v rovnicích pro výpočet momentu  $M_x$  zaměněny jednotlivé členy tak, aby odpovídaly Obrázku 10.



Obrázek 10: Zatížení od pohyblivých hmot pro přitížený pravý ložiskový čep

Ohybový moment se liší podle toho, zda je přitěžován levý nebo pravý ložiskový čep. Modrou barvou je na Grafu 1. znázorněn ohybový moment pro levé přitížení a oranžovou barvou pro pravé přitížení. Z grafu vyplývá, že dvojkolí je nejvíce namáháno od pohyblivých hmot v místech pod přitíženými koly.

Graf 1: Ohybový moment  $M_x$  od pohyblivých hmot



### 3.2. Brzdící síly a momenty

Norma ČSN EN 13104 definuje brzdící síly a momenty pro různé rozložení a různý počet brzdících kotoučů umístěných buď na nápravě dvojkolí, nebo v kolech. Navrhovaný koncept má však brzdový kotouč umístěn na pastorku nápravové převodovky a provozně brzdí elektrodynamickou brzdou. Tato varianta ovšem není v normě popsána, a proto se normy nedrží. Koncept je navržen tak, aby mohl kolejový autobus jet v obou směrech jízdy bez nutnosti otáčení celého vozidla. Nezáleží proto na směru brzdného či hnacího momentu, neboť mohou nastat všechny varianty. Protože jsme omezeni adhezí mezi koly dvojkolí a kolejnicemi, uvažují brzdny moment stejně velký, jako moment hnací.

$$M_h = M_b = M_{adh}$$

### 3.3. Trakční síly a moment

Hnací moment uvažují stejně velký jako maximální moment adhezní. Předpokládám největší tažné síly, při suché koleji s koeficientem adheze  $\mu = 0,4$ . Vycházím z dynamického nápravového zatížení  $A$  a poloměru nepotřebovaného kola  $R_k = 0,425 \text{ m}$ . Dvojkolí nemůže přenést větší hnací moment než adhezní moment, v opačném případě by došlo k prokluzu kol.

$$A = Q_1 + Q_2 = 123\,763 + 53\,764 = 177\,527 \text{ N}$$

$$M_h = M_{adh} = A \cdot \mu \cdot R_k = 177\,527 \cdot 0,4 \cdot 0,425 = 30\,180 \text{ Nm}$$

$$M_h = F_{T12} \cdot R_2$$

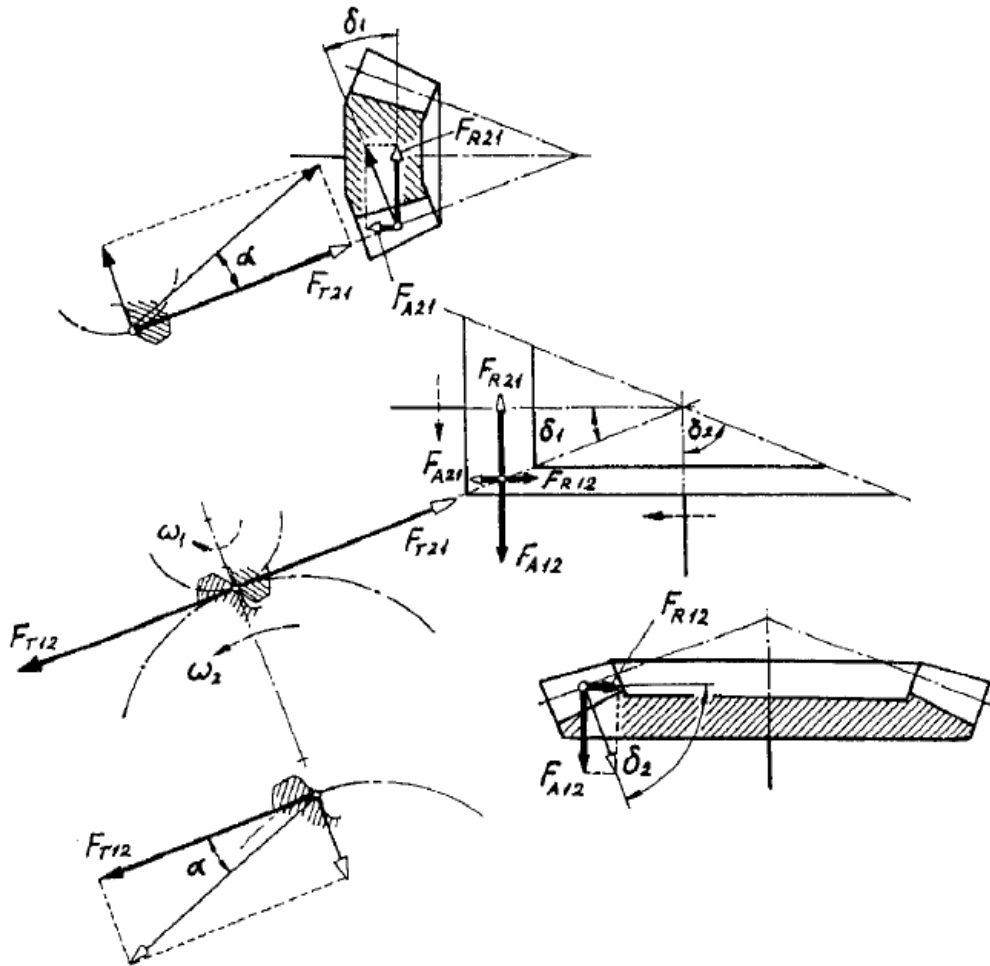
Pro výpočet zatěžující tečné síly  $F_{T12}$  je nutné znát některé parametry převodovky, a proto se nyní zabývám jejím hrubým návrhem. Převodový poměr ( $i$ ) nápravové převodovky jsem zvolil podle práce P. Hříbala, ve které se zabývá hybridním pohonem [7], kde  $i = 4,313$ . Hodnotu modul jsem zvolil normalizovaně  $m_n = 8 \text{ mm}$ . Počet zubů na pastorku jsem zvolil  $Z_1 = 13$ , z toho vyplývá počet zubů na kuželovém kole  $Z_2 = 56,069$ , po zaokrouhlení tedy  $Z_2 = 56$  a skutečné převodové číslo  $i_{sk} = 4,308$ . Z modulu a počtu zubů jsem získal průměry roztečných kružnic a úhly roztečných kuželů, viz Tabulka 2. V tabulce 2 jsou dále vztahy a výpočty pro tečné, radiální a axiální síly působící z pastorku na kolo a z kola na pastorek.

Tabulka 2: Parametry nápravové převodovky

		Pastorek		Kolo	
Převodový poměr	$i_{sk}$	4,308			
Modul	$m_n$	8 mm			
Počet zubu	$Z_1, Z_2$	Voleno	13	$z_2 = i \cdot z_1$	56
Úhel záběru	$\alpha$	20°			
Průměr roztečné kružnice	$D_1, D_2$	$D_1 = m \cdot z_1$	104 mm	$D_2 = m \cdot z_2$	448 mm
Úhel roztečného kužele	$\delta_1, \delta_2$	$tg \delta_1 = \frac{z_1}{z_2}$	13,07°	$\delta_2 = 90 - \delta_1$	76,93°
Tečné síly	$F_{T21}, F_{T12}$	$F_{T12} = \frac{2 \cdot M_h}{D_2} = -F_{T21} = F_T$		134 729,9 N	
Radiální síly	$F_{R21}$	$F_{R21} = F_T \cdot tg \alpha \cdot \cos \delta_1$		-47 767,3 N	
	$F_{R12}$	$F_{R12} = F_T \cdot tg \alpha \cdot \cos \delta_2$		11 089,4 N	
Axiální síly	$F_{A21}$	$F_{A21} = F_T \cdot tg \alpha \cdot \sin \delta_1$		-11 089,4 N	
	$F_{A12}$	$F_{A12} = F_T \cdot tg \alpha \cdot \sin \delta_2$		47 767,3 N	

S ohledem na rovnováhu sil vyplývá, že radiální síla na jedno kolo je stejně velká (opačného směru) jako axiální síla působící na druhé kolo [5].

$$F_{R12} = -F_{A21} \text{ a } F_{R21} = -F_{A12}$$



Obrázek 11: Silové poměry kuželového soukolí s přímými zuby [5]

Při návrhu nápravové převodovky musím zkontrolovat, zda není překročen maximální přípustný průměr hlavové kružnice, který je definován vztahem [10]:

$$R_{2 \max} \leq R_k - (\Delta R_k + h_a + a + t + v)$$

Kde:  $\Delta R_k$  je přípustné ojetí kola na poloměru

$h_a$  je výška zubu ( $h_a = m_n$ )

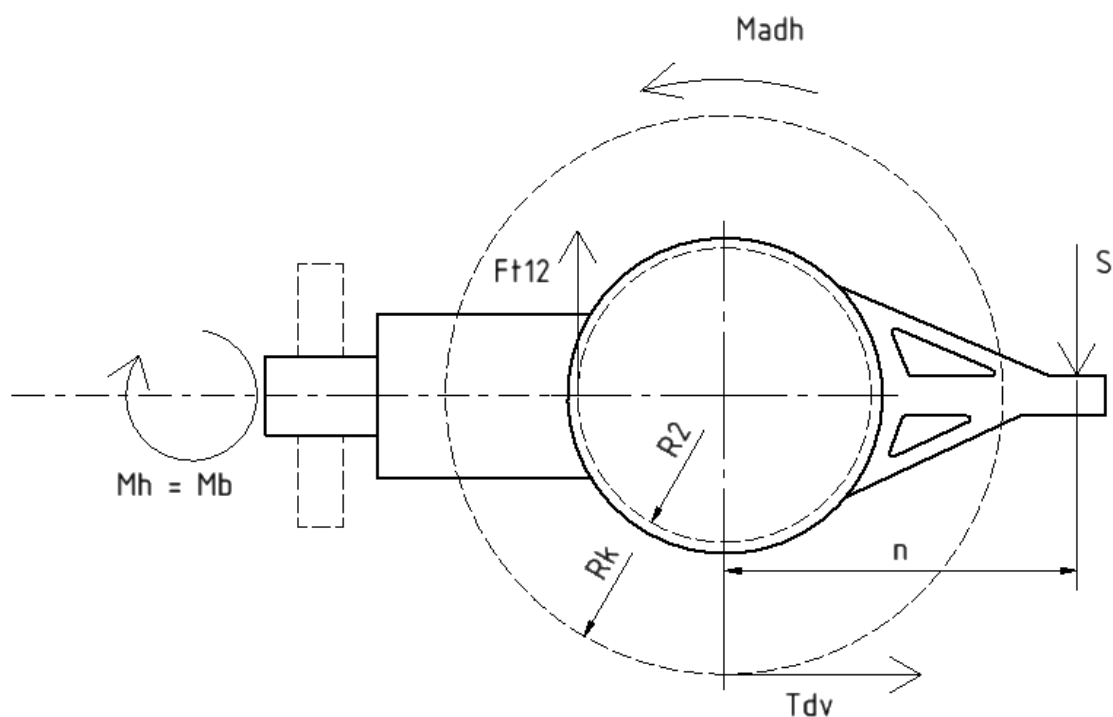
$a$  je vůle mezi stěnou a výškou zubu ( $a = m_n$ )

$t$  je tloušťka stěny převodové skříně ( $t = 10$  mm)

$v$  je minimální výška kinematického vztaženého obrysu (pro hnací vozidla  $v = 80$  mm)

$$R_{2 \max} \leq 425 - (40 + 8 + 8 + 10 + 80) = 279 \text{ mm}$$

Mnou vypočtený poloměr  $R_2 = 224$  mm tuto podmínku splňuje s rezervou 55 mm.



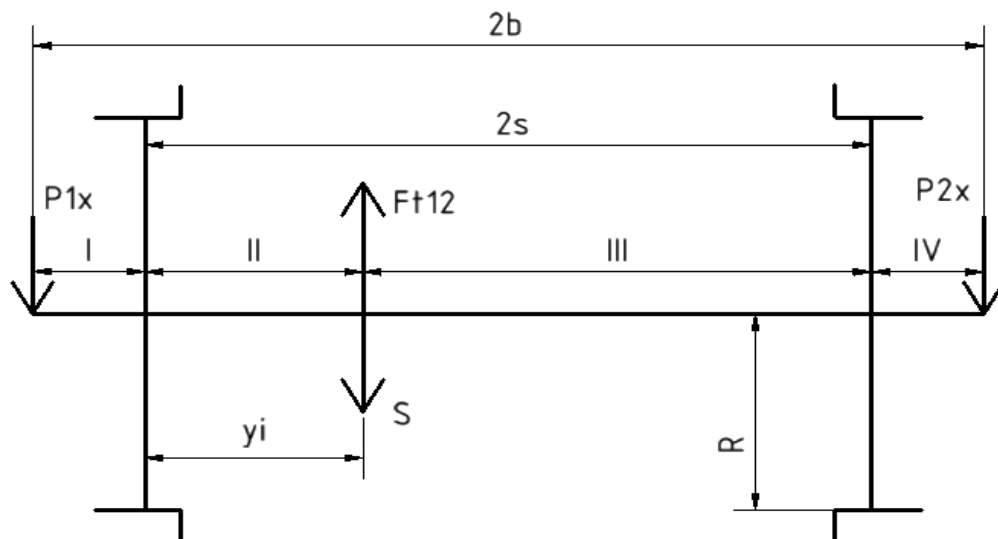
Obrázek 12: Zobrazení sil na nápravové převodovce

Kde:

- $M_h = M_b$  [Nm] je hnací, resp. brzdny moment
- $S$  [N] je síla působící na závěsku nápravové převodovky
- $T_{dv}$  [N] je podélná třecí síla mezi kolejemi a koly dvojkolí
- $F_{T12}$  [N] je tečná složka hnací síly působící na kuželové kolo nalisované na nápravě
- $n$  [m] je vzdálenost mezi osou nápravy a osou čepu závěsky

Na obrázku 12 je zobrazeno rozložení zatěžovacích sil od pohonu a podélnou třecí sílu. Síla v závěsce je vypočtena jako hnací moment dělený vzdáleností mezi osou nápravy a osou čepu závěsky.

$$S = \frac{M_h}{n} = \frac{30\,180}{0,53} = 56\,942,5\,N$$



Obrázek 13: Rozložení sil od pohonu v rovině y-z

Jelikož uvažují, že síla v závěsce působí ve stejné ose jako tečná složka hnací síly, jen v opačném směru a ložiska nápravové převodovky jsou ve stejné vzdálenosti od této osy, výsledná síla působící na nápravu od pohonu je rozdílem sil  $S$  a  $F_{T12}$ .

$$F_2 = F_{T12} - S = 134\,729,9 - 56\,942,5 = 77\,787,5 \text{ N}$$

$P_{1x}$  a  $P_{2x}$  jsou reakční síly v ložiskách a platí pro ně vztahy:

$$P_{1x} = F_2 \cdot \frac{(b + s - y_i)}{2b} = 45\,116,7 \text{ N}$$

$$P_{2x} = F_2 \cdot \frac{(b - s + y_i)}{2b} = 32\,670,7 \text{ N}$$

Rovnice ohybového momentu  $M'_x$  od trakčních sil pro jednotlivé intervaly:

Pro Interval I

$$M'_x = P_{1x} \cdot y$$

Pro Interval II

$$M'_x = P_{1x} \cdot y$$

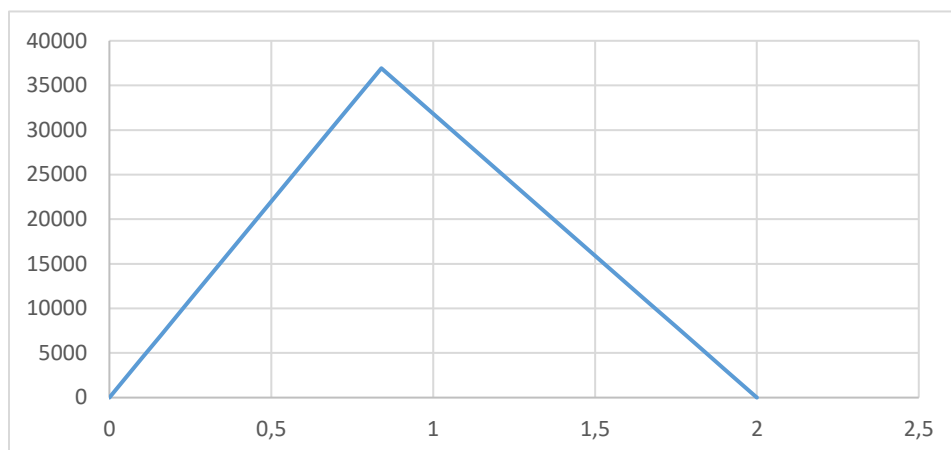
Pro Interval III

$$M'_x = P_{1x} \cdot y - F_2 \cdot (y - b + s - y_i)$$

Pro Interval IV

$$M'_x = P_{2x} \cdot (2b - y)$$

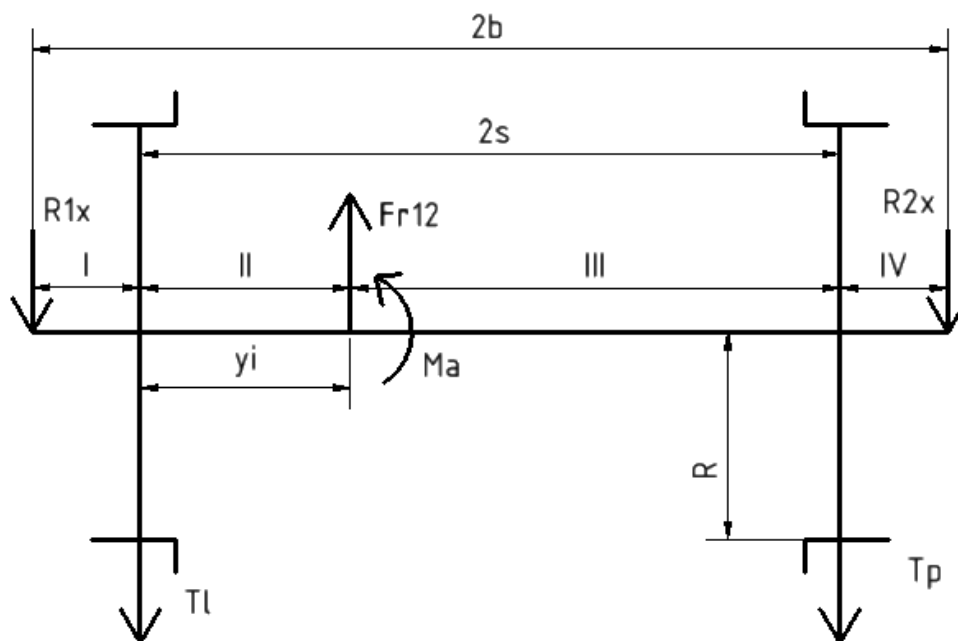
Graf 2: Ohybový moment  $M_x'$



V grafu 2. je zobrazen výsledný průběh ohybového momentu  $M_x'$ .

Na obrázku 13. je znázorněno rozložení sil pro vodorovnou rovinu x-y. Moment  $M_a$  je axiální složka hnací síly  $F_{A12}$  na rameni  $R_2$  a platí pro ni následující vztah:

$$M_a = F_{A12} \cdot R_2 = 10\,699,9 \text{ Nm}$$



Obrázek 14: Rozložení trakčních sil v rovině xy

Síla  $T_{dv}$  z Obrázku 11. je rekční třecí síla kolmá k působení reakce  $Q$  v opačném směru, než se otáčí kola dvojkolí. Z adhezní podmínky vyplývá nerovnost:

$$T_{dv} \leq Q \cdot \mu$$

Síla  $T_{dv}$  vlivem průjezdu zatáčkou není na obou kolech stejná, ale rozdělí se na  $T_L$  a  $T_P$ . Předpokládám, že obě koleje mají stejný koeficient adheze  $\mu = 0,4$ , a proto pro přitíženou levou stranu platí:

$$T_L = Q_1 \cdot \mu = 49\,505,1\,N$$

$$T_P = Q_2 \cdot \mu = 21\,505,5\,N$$

Pro přitíženou pravou stranu musí analogicky platit:

$$T_L^* = Q_2^* \cdot \mu = 21\,701\,N$$

$$T_P^* = Q_1^* \cdot \mu = 49\,309,8\,N$$

Reakce  $R_{1x}$  a  $R_{2x}$  jsou reakce v nápravových ložiskách a platí pro ně odvozené vztahy:

Pro přitíženou levou stranu:

$$R_{1x} = \frac{F_R \cdot (b - y_i + s) - M_a - T_L \cdot (b + s) - T_P \cdot (b - s)}{2b} = -44\,923,2\,N$$

$$R_{2x} = \frac{F_R \cdot (y_i + b - s) + M_a - T_L \cdot (b - s) - T_P \cdot (b + s)}{2b} = -14\,997,9\,N$$

Pro přitíženou pravou stranu:

$$R_{1x}^* = \frac{F_R \cdot (b - y_i + s) - M_a - T_L^* \cdot (b + s) - T_P^* \cdot (b - s)}{2b} = -24\,070\,N$$

$$R_{2x}^* = \frac{F_R \cdot (y_i + b - s) + M_a - T_L^* \cdot (b - s) - T_P^* \cdot (b + s)}{2b} = -35\,851,2\,N$$

Rovnice ohybového momentu  $M_z'$  pro jednotlivé intervaly dle obrázku 14, při přitížení levé strany:

Pro Interval I

$$M_z' = R_{1x} \cdot y + M_a$$

Pro Interval II

$$M_z' = R_{1x} \cdot y + M_a + T_L \cdot (y - b + s)$$

Pro Interval III

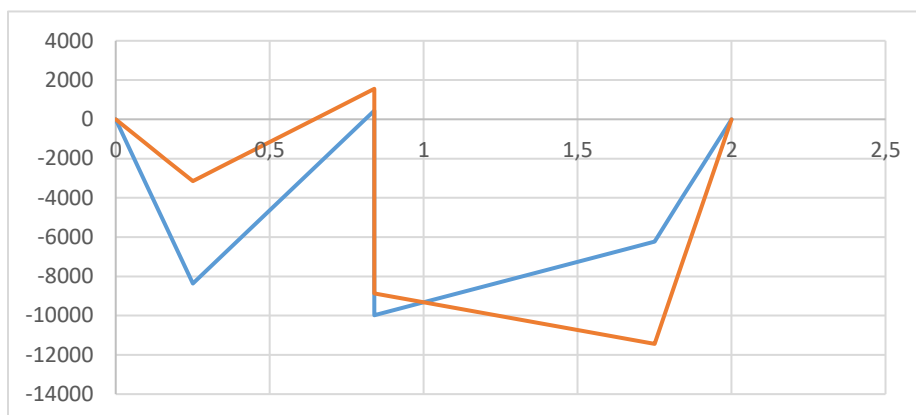
$$M_z' = R_{2x} \cdot (2b - y) - M_a + T_P \cdot (b + s - y)$$

Pro Interval IV

$$M_z' = R_{2x} \cdot (2b - y) - M_a$$

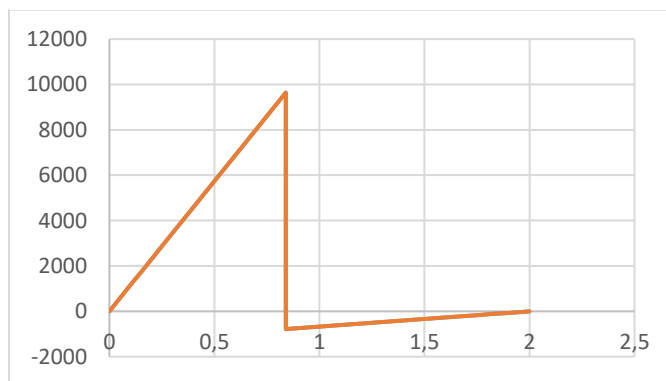


Graf 3: Ohybový moment  $M_z$  ' pro přetížení levé strany (modrá) a pravé strany (oranžová)

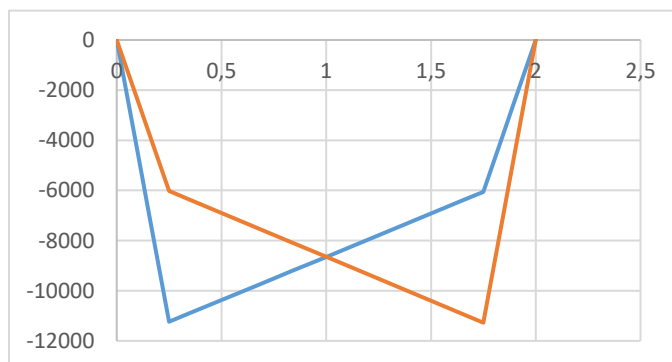


Graf 3. není zcela zřejmý, a proto přikládám další dva grafy. Graf 4. znázorňuje průběhy momentu bez uvažování třecích sil. Působí v něm pouze síly na ozubení. Graf 5. naproti tomu znázorňuje rozložení momentu bez sil z ozubení. Sečtením Grafu 4. a Grafu 5. vznikne původní Graf 3.

Graf 4: Průběh momentu  $M_z$  ' bez třecích sil



Graf 5: Průběh momentu  $M_z$  ' bez sil z ozubení



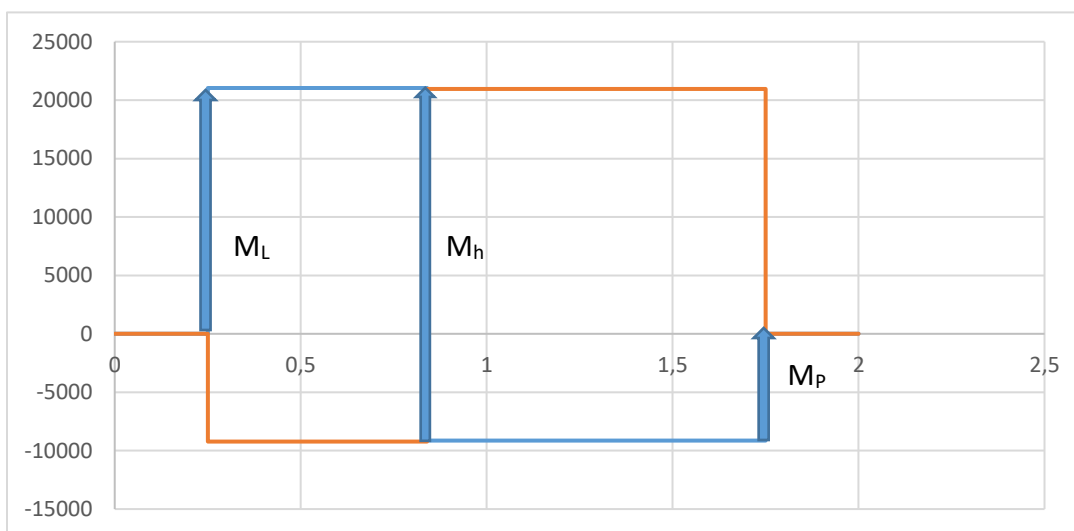
Kroutící moment  $M_y'$  závisí na silách  $T_L$  a  $T_P$  a platí pro něj vztah:

$$M_h = M_L + M_P = T_L \cdot R_k + T_P \cdot R_k = Q_1 \cdot \mu \cdot R_K + Q_2 \cdot \mu \cdot R_K$$

Tabulka 3: Hodnoty kroutících momentů

$M_L$	Kroutící moment na levém přitíženém kole	$M_L = T_L \cdot R_k$	21 039,7 Nm
$M_P$	Kroutící moment na pravém odlehčeném kole	$M_P = T_P \cdot R_k$	9 139,8 Nm
$M_L^*$	Kroutící moment na levém odlehčeném kole	$M_L^* = T_L^* \cdot R_k$	9 222,8 Nm
$M_P^*$	Kroutící moment na pravém přitíženém kole	$M_P^* = T_P^* \cdot R_k$	20 956,7 Nm

Graf 6: Průběh kroutícího momentu  $M_y'$  pro přitíženou levou (modrá) a pravou (oranžová) stranu



Nyní jsou vypočteny všechny potřebné průběhy momentů a lze odvodit napětí v jednotlivých průřezích nápravy.

### 3.4. Výpočet napětí a výsledná hmotnost nápravy

Na vnější nápravě sleduji celkem 13 důležitých míst, viz Obrázek 14. Jsou to místa, ve kterých se buď mění geometrie nápravy, nebo zde působí zatěžující síly. Norma ČSN EN 13 104 udává vztahy pro výpočet hlavních napětí, a proto se jí budu držet. Výsledný moment  $M_R$  je počítán pro každý průřez nápravy zvlášť, podle vztahu:

$$M_R = \sqrt{(M_x + M_x')^2 + M_y'^2 + M_z'^2}$$

Normálové napětí má hodnotu:

$$\sigma_n = \frac{32 \cdot \sqrt{(M_x + M_x')^2 + M_z'^2}}{\pi \cdot D^3}$$

Torzni napětí má hodnotu:

$$\sigma_t = \frac{16 \cdot M'_y}{\pi \cdot D^3}$$

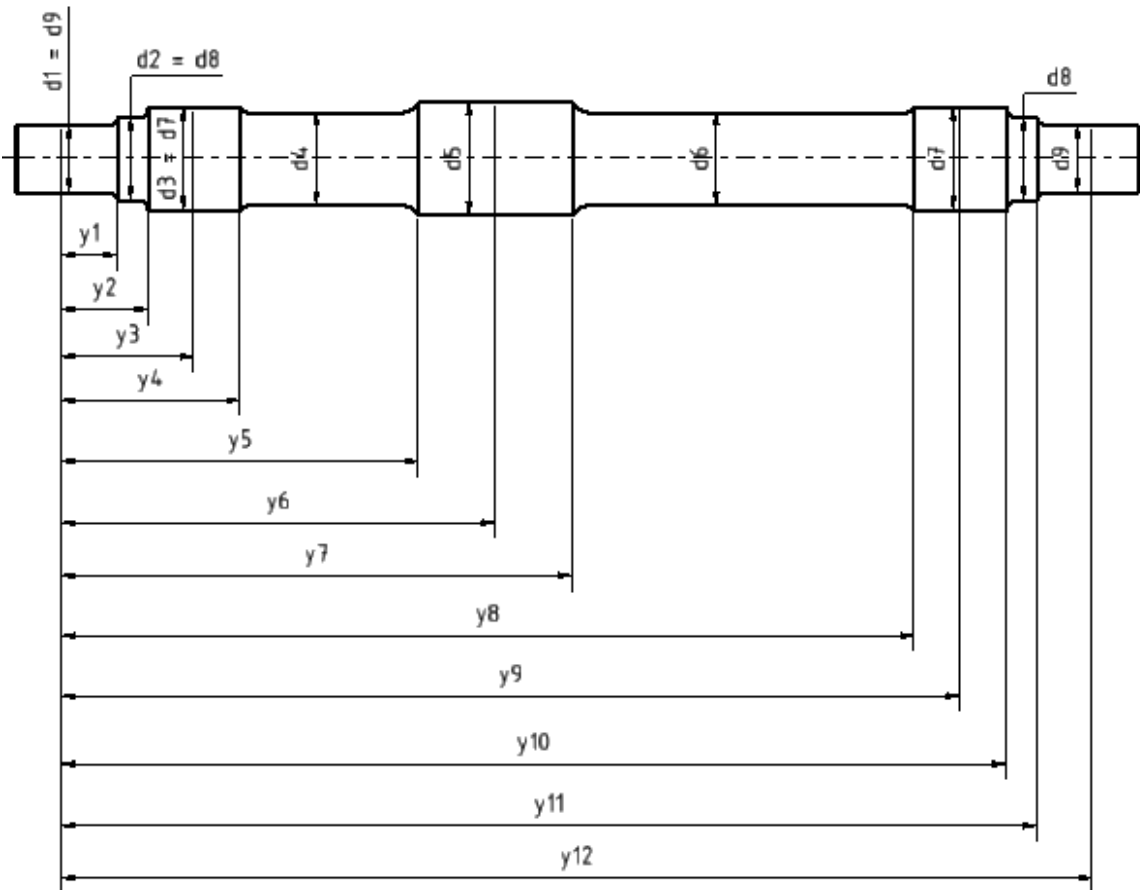
Jako výsledek lze obdržet obě hlavní napětí  $\sigma_1$  a  $\sigma_2$ :

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_n + \sqrt{\sigma_n^2 + 4 \cdot \sigma_t^2}}{2} \quad \sigma_2 = \frac{\sigma_n - \sqrt{\sigma_n^2 + 4 \cdot \sigma_t^2}}{2}$$

Protože normálové napětí má několikanásobně vyšší absolutní hodnotu než napětí torzní, použijí podle Moohrovy hypotézy porovnávací napětí ( $\sigma_1 - \sigma_2$ ) pro přezkoumání hodnot odvozených od průměru D.

$$\sigma = \sigma_1 - \sigma_2 = \sqrt{\sigma_n^2 + 4 \cdot \sigma_t^2} = \frac{32}{\pi \cdot D^3} \cdot \sqrt{(M_x + M'_x)^2 + M_y'^2 + M_z'^2} = \frac{32}{\pi \cdot D^3} \cdot M_R$$

$$\sigma_{red} = \sigma \leq \sigma_{dovolené} = \sigma_{max}$$



Obrázek 15: Rozmístění kritických míst na vnější hnací nápravě

Výsledné momenty v jednotlivých sledovaných úsecích popisuje Tabulka 4. Výsledné momenty vždy beru jako maximální absolutní hodnoty pro daný průřez. Hodnoty s „\*“ jsou udány kvůli skokovým změnám momentů na daných průměrech.

Tabulka 4: Výsledné momenty na jednotlivých úsecích pro nápravu s vnějším rámem

Vzdálenost [m]	Mx+Mx' [Nm]	Mz' [Nm]	My' [Nm]	MR [Nm]
y0	0	0,0	0,0	0,0
y1	0,1	15358,9	3422,3	0,0
y2	0,16	24574,2	5475,7	0,0
y3	0,25	38397,2	8555,8	0,0
y3*	0,25	59250,4	8555,8	21039,7
y4	0,34	61934,8	7180,5	21039,7
y5	0,69	72373,8	1831,9	21039,7
y6	0,84	76847,7	1572,6	21039,7
y6*	0,84	76847,7	10239,5	20956,7
y7	0,99	69310,1	9610,6	20956,7
y8	1,66	53993,1	11389,5	20956,7
y9	1,75	51973,0	11637,8	20956,7
y9*	1,75	35285,7	11637,8	0,0
y10	1,84	22582,8	7448,2	0,0
y11	1,9	14114,3	4655,1	0,0
y12	2	0,0	0,0	0,0

V tabulce 5 je zapsáno napětí  $\sigma_{red}$  pro všechny sledované průřezy. Velikost napětí  $\sigma_{max}$  je brána dle normy ČSN EN 13 104 pro ocel jakosti EA4T (25CrMo4). Norma definuje velikost napětí na mezi únavy pro sedlo bez nalisovaného spoje a pro sedla s nalisovaným spojem a současně udává součinitel bezpečnosti pro hnací nápravy K.

Napětí na mezi únavy pro plné nápravy:

- $240 \text{ N/mm}^2$  pro sedla bez nalisovaného spoje
  - $145 \text{ N/mm}^2$  pro sedla s nalisovaným spojem
- $K = 1,66$  součinitel bezpečnosti pro hnací nápravy.

$\sigma_{max}$  pro sedla bez nalisovaného spoje: 
$$\sigma_{max} = \frac{240}{1,66} = 144 \text{ N/mm}^2$$

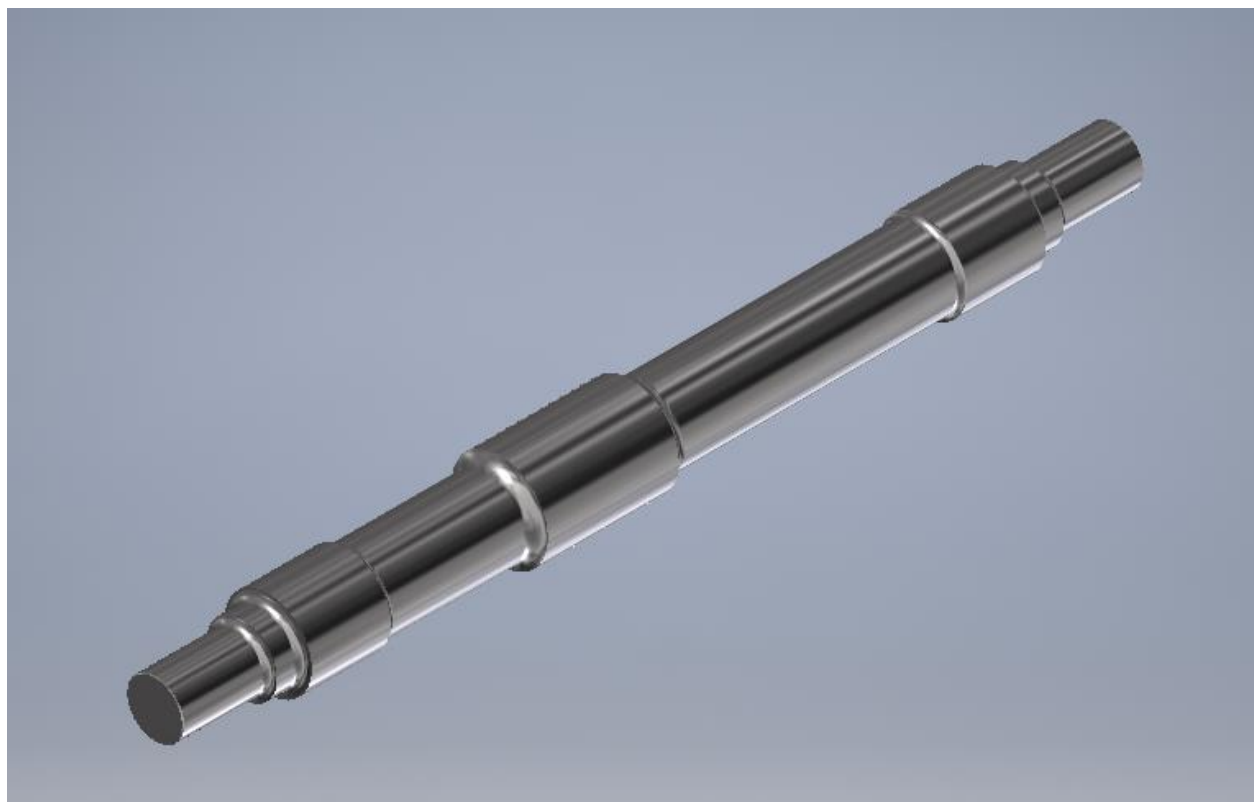
$\sigma_{max}$  pro sedla s nalisovaného spoje: 
$$\sigma_{max} = \frac{145}{1,66} = 87 \text{ N/mm}^2$$

Průměry  $d_1$  až  $d_9$  jsem navrhl tak, aby platila podmínka  $\sigma_{red} \leq \sigma_{max}$  a zároveň podmínka smontovatelnosti. V této práci neřeším tvar přechodu mezi sedly ani tvar kol či velikost ložisek. Pro tyto případy existují korekce, ale protože nejsou známy potřebné parametry, vypočítávám zatížení zvlášť na každém průměru pro vzdálenosti, kde se tento průměr mění.

Tabulka 5: Výsledná napětí pro nápravu s vnějšími ložisky

Vzdálenost [m]	Průměr [m]		MR [Nm]	$\sigma_{red}$ [MPa]	$\sigma_{max}$ [MPa]	$\sigma_{red} < \sigma_{max}$	
y0	0	d1	0,13	0,0	0,0	87	OK
y1	0,1	d1	0,13	15735,5	73,0	87	OK
y1	0,1	d2	0,16	15735,5	39,1	144	OK
y2	0,16	d2	0,16	25176,9	62,6	144	OK
y2	0,16	d3	0,2	25176,9	32,1	87	OK
y3	0,25	d3	0,2	39338,9	50,1	87	OK
y3*	0,25	d3	0,2	63454,6	80,8	87	OK
y4	0,34	d3	0,2	65803,8	83,8	87	OK
y4	0,34	d4	0,18	65803,8	114,9	144	OK
y5	0,69	d4	0,18	75392,3	131,7	144	OK
y5	0,69	d5	0,22	75392,3	72,1	87	OK
y6	0,84	d5	0,22	79691,4	76,2	87	OK
y6*	0,84	d5	0,22	80309,4	76,8	87	OK
y7	0,99	d5	0,22	73044,1	69,9	87	OK
y7	0,99	d6	0,18	73044,1	127,6	144	OK
y8	1,66	d6	0,18	59026,8	103,1	144	OK
y8	1,66	d7	0,2	59026,8	75,2	87	OK
y9	1,75	d7	0,2	57234,7	72,9	87	OK
y9*	1,75	d7	0,2	37155,3	47,3	87	OK
y10	1,84	d7	0,2	23779,4	30,3	87	OK
y10	1,84	d8	0,16	23779,4	59,1	144	OK
y11	1,9	d8	0,16	14862,1	37,0	144	OK
y11	1,9	d9	0,13	14862,1	68,9	87	OK
y12	2	d9	0,13	0,0	0,0	87	OK

V programu Autodesk Inventor modeluji nápravu, viz Obrázek 16. Program určil její hmotnost na 446 kg. V této práci jsem se detailně nezabýval přechody mezi jednotlivými sedly, a proto by výsledná hmotnost finální nápravy mohla být jiná, rozdíl by ovšem neměl být nijak značný. Náprava na vnější rám je doplněna výkresem v příloze.

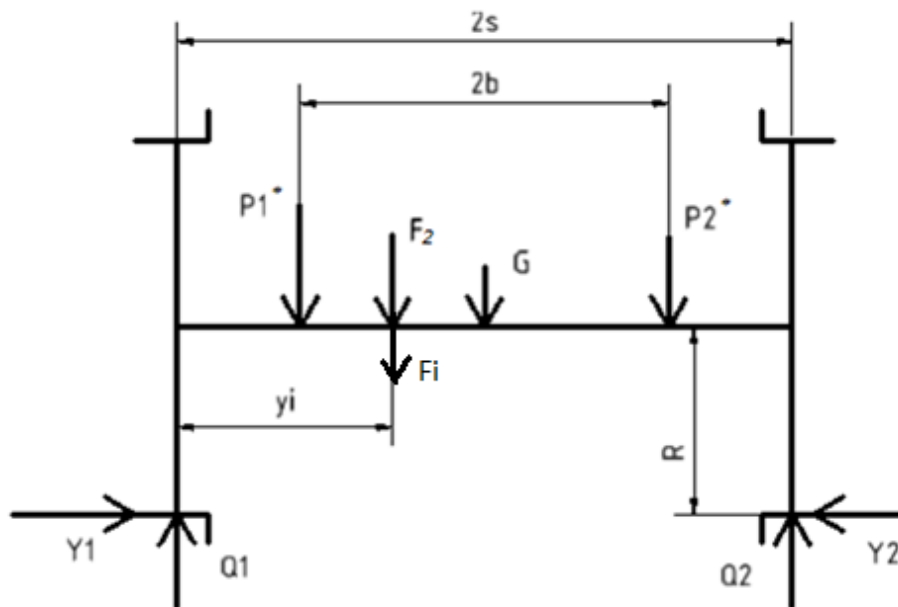


*Obrázek 16: Hnací náprava s vnějšími ložisky*

## 4. Pevnostní analýza nápravy s vnitřními ložisky

Vnitřní nápravu řeším pomocí klasické pružnosti a pevnosti, protože norma ČSN EN 13104 je zaměřena na nápravy s vnějším rámem. Používám metodu superpozice pro výpočet jednotlivých průběhů momentu. Sečtením těchto průběhů vzniknou výsledné ohybové momenty  $M_o(yz)$ ,  $M_o(xy)$  a kroutící moment  $M_k$ .

### 4.1. Výpočet momentů



Obrázek 17: Rozložení sil na vnitřní nápravu při přitížení levé strany

Kde:

$P_1' = P_1 + \Delta P_1$  [N] je výsledná síla na přitíženém ložiskovém čepu nápravy

$P_2' = P_2 + \Delta P_2$  [N] je výsledná síla na odlehčeném ložiskovém čepu nápravy

$Y_1$  [N] je vodorovná příčná síla kolmá na osu kolejnice v přitíženém styku

$Y_2$  [N] je vodorovná příčná síla kolmá na osu kolejnice v odlehčeném styku

$H$  [N] je příčná síla jako rozdíl  $Y_1 - Y_2$

$F_2 = F_{T12} - S$  [N] je výsledná síla od tečné složky hnací síly a síly v závěsce převodovky

$F_i$  [N] je tíha neodpružené hmotnosti nápravové převodovky

$G$  [N] je tíha osy nápravy

Na Obrázku 17. je zobrazeno rozložení sil při přitížení levé strany při průjezdu obloukem v rovině Z-Y. Stejně jako u vnějšího rámu musíme řešit přitížení levé i pravé strany a uvažovat nejméně příznivé varianty. Na rozdíl od nápravy vnější řeším jak síly od pohyblivých hmot, tak síly trakční. Pro síly  $P_1$  a  $P_2$  používám vztahy z normy ČSN EN 13104. Jelikož tato část normy se zabývá jen silami od pohyblivých hmot, přičítám k silám  $P_1$  a  $P_2$  reakční síly  $\Delta P_1$  a  $\Delta P_2$  od trakčního motoru. Hmotnost od samotného dvojkolí uvažuji stejnou jako u vnějšího rámy tedy  $m_2 = 1000$  kg, proto hmotnost skříně zůstává také stejná  $m_1 = 14290,5$  kg. Hmotnost převodovky nechávám stejnou, tedy  $m_{př} = 350$  kg. Stejně tak dle normy počítám reakce  $Y_1$  a  $Y_2$ . V normě je účinek vlastní síly nápravy v rovnicích pro stanovení  $Q_1$  a  $Q_2$  zanedbán, viz Obrázek 8. Proto i já, s ohledem na stejný metodický postup, tíhu osy nápravy  $G$  zanedbávám, a ponechám pouze sílu  $F_i$ , odpovídající dvěma třetinám tíhy nápravové převodovky. Vztahy a hodnoty viz, Tabulka 6.

Tabulka 6: Vztahy a hodnoty pro přitížení levého ložiskového čepu

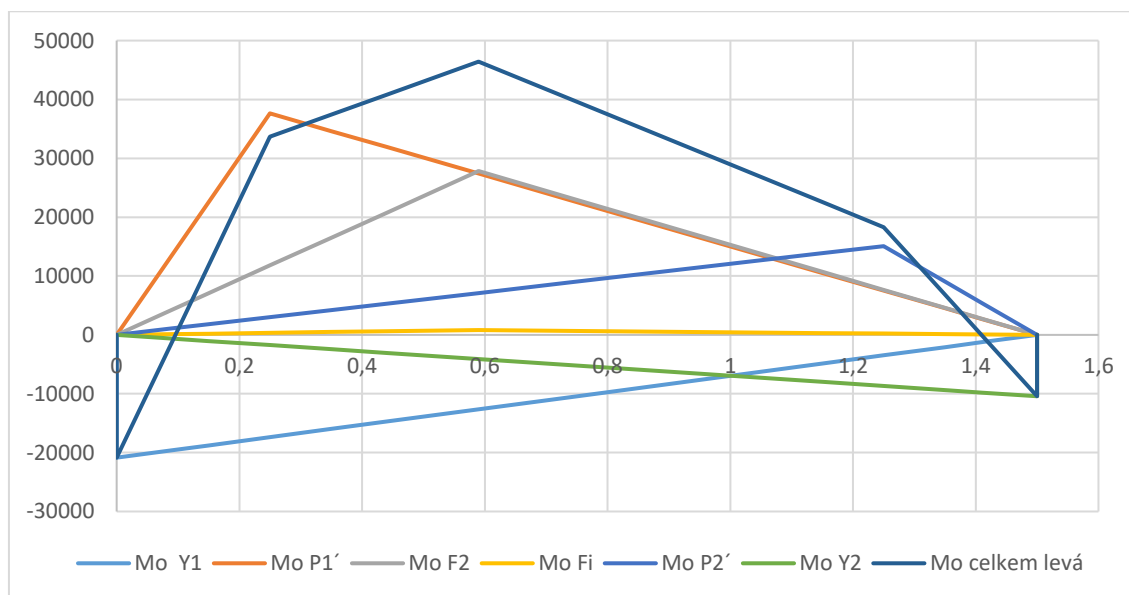
Označení	Význam	Výpočtový vztah	Hodnota
$b$	Vzdálenost středu ložiska od osy vozu		0,5m
$s$	Vzdálenost styčné kružnice od osy vozu		0,75 m
$y_i$	Vzdálenost zatěžující síly od styčné kružnice		0,59 m
$R_k$	Poloměr styčné kružnice kola a koleje		0,425 m
$R_2$	Poloměr roztečné kružnice kuželového kola		0,224 m
$n$	Vzdálenost mezi osou nápravy a osou čepu závěsky		0,53 m
$h_1$	Výška těžiště nad středem nápravy		1,7 m
$P_1$	Síla na přitíženém ložiskovém čepu nápravy	$P_1 = \left(0,625 + 0,0875 \cdot \frac{h_1}{b}\right) \cdot m_1$	129 325,3 N
$P_2$	Síla na odlehčeném ložiskovém čepu nápravy	$P_2 = \left(0,625 - 0,0875 \cdot \frac{h_1}{b}\right) \cdot m_1$	45 912,2 N
$\Delta P_1$	Změna zatížení od účinku hnací síly na přitíženém ložiskovém čepu.	$\Delta P_1 = \frac{F_2 \cdot (s + b - y_i)}{2b}$	53 514,2 N
$\Delta P_2$	Změna zatížení od účinku hnací síly na odlehčeném ložiskovém čepu.	$\Delta P_2 = \frac{F_2 \cdot (y_i - (s - b))}{2b}$	27 568,2 N
$P'_1$	Výsledná síla na přitíženém ložiskovém čepu nápravy	$P'_1 = P_1 + \Delta P_1$	182 840 N
$P'_2$	Výsledná síla na odlehčeném ložiskovém čepu nápravy	$P'_2 = P_2 + \Delta P_2$	73 480,4 N
$Y_1$	Vodorovná příčná síla kolmá na osu kolejnice v přitíženém styku	$Y_1 = 0,35 \cdot m_1 \cdot g$	49 066,5 N
$Y_2$	Vodorovná příčná síla kolmá na osu kolejnice v odlehčeném styku	$Y_2 = 0,175 \cdot m_1 \cdot g$	24 533,25 N



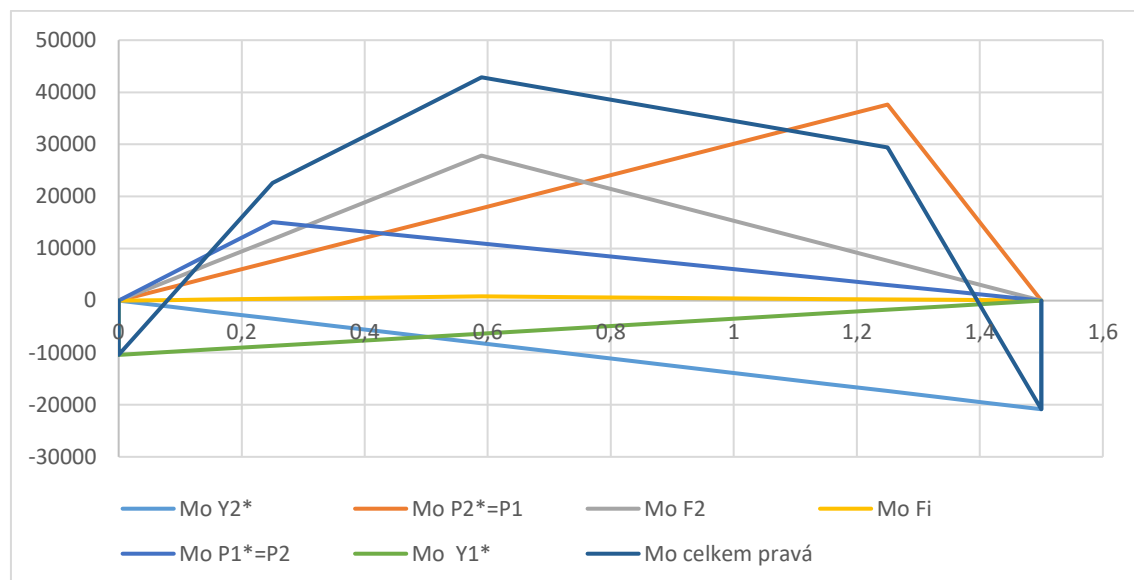
$Q_1$	Reakční síla od pohyblivých hmot na přitíženém styku	127 279,2 N
$Q_1 = \frac{1}{2s} \cdot (P_1 \cdot (b + s) + P_2 \cdot (s - b) + (Y_1 - Y_2) \cdot R_k + F_i \cdot (2s - y_i))$		
$Q_2$	Reakční síla od pohyblivých hmot na odlehčeném styku	57 768,3 N
$Q_2 = \frac{1}{2s} \cdot (P_2 \cdot (b + s) + P_1 \cdot (s - b) + (Y_2 - Y_1) \cdot R_k + F_i \cdot y_i)$		
$A$	Dynamické nápravové zatížení	$A = Q_1 + Q_2$ 177 047,5 N
$M_h$	Hnací moment	$M_h = A \cdot \mu \cdot R_k$ 31 458,1 N
$S$	Síla v závěsce	$S = \frac{M_h}{n}$ 59 354,9 N
$F_T$	Tečná složka hnací síly	$F_T = F_{T12} = \frac{M_h}{R_2}$ 140 437,8 N
$F_2$	Výsledná síla od pohonu	$F_2 = F_{T12} - S$ 81 083 N
$F_i$	Síla od neodpružené tíhy nápravové převodovky	$F_i = m_{př} \cdot g \cdot \frac{2}{3}$ 2 289 N

Výsledné grafy ohybového momentu  $M_o$  (yz) pro přitíženou levou (viz Obrázek 16.) a pravou stranu a celkový ohybový moment:

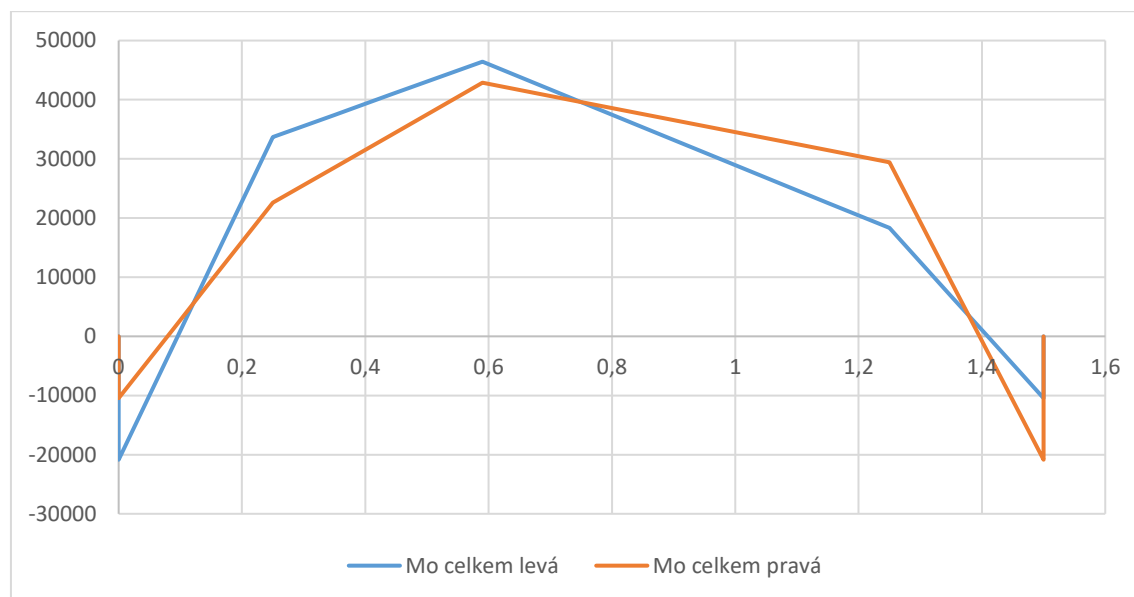
Graf 7: Průběh ohybového momentu  $M_x$  pro přitíženou levou stranu a síla  $F_2$  míří dolů.



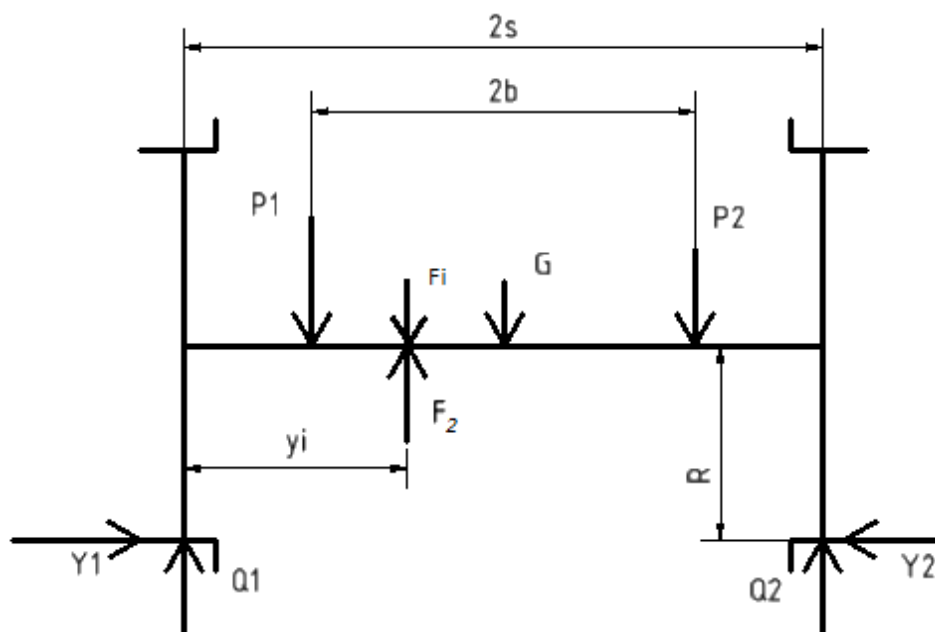
Graf 8: Průběh ohybového momentu  $M_x$  pro přitíženou pravou stranu a síla  $F_2$  míří dolů



Graf 9: Průběh celkového ohybového momentu  $M_x$  pro přitíženou levou (modrá) a pravou (oranžová) stranu a síla  $F_2$  směřuje dolů



Dle grafu je nejvíce namáhané místo nápravy v bodě uložení nápravové převodovky.

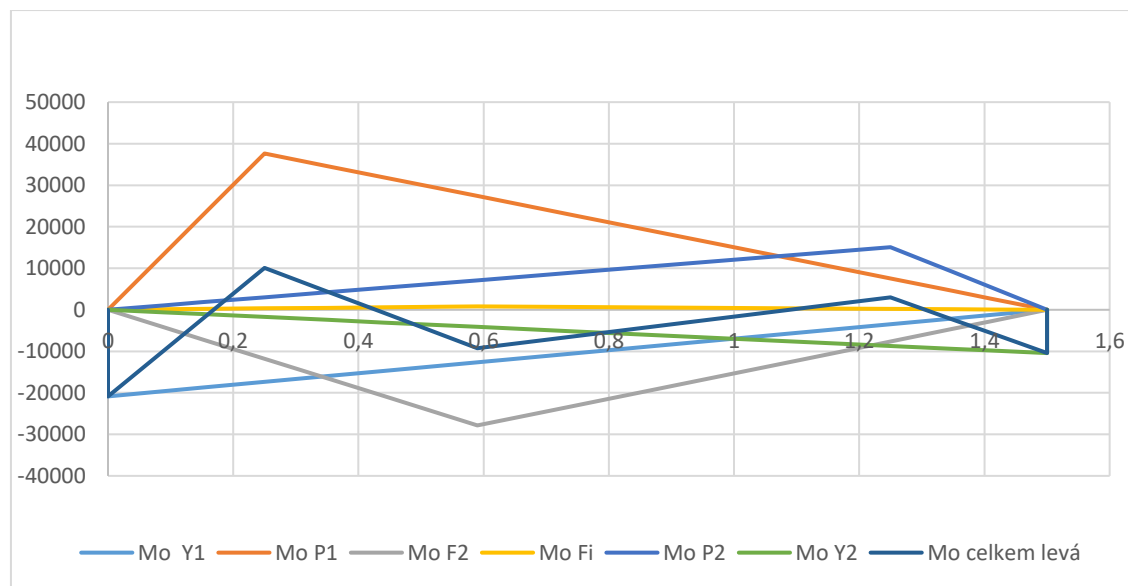


Obrázek 18: Rozložení sil pro přitížení levé strany a opačným směrem síly  $F_2$

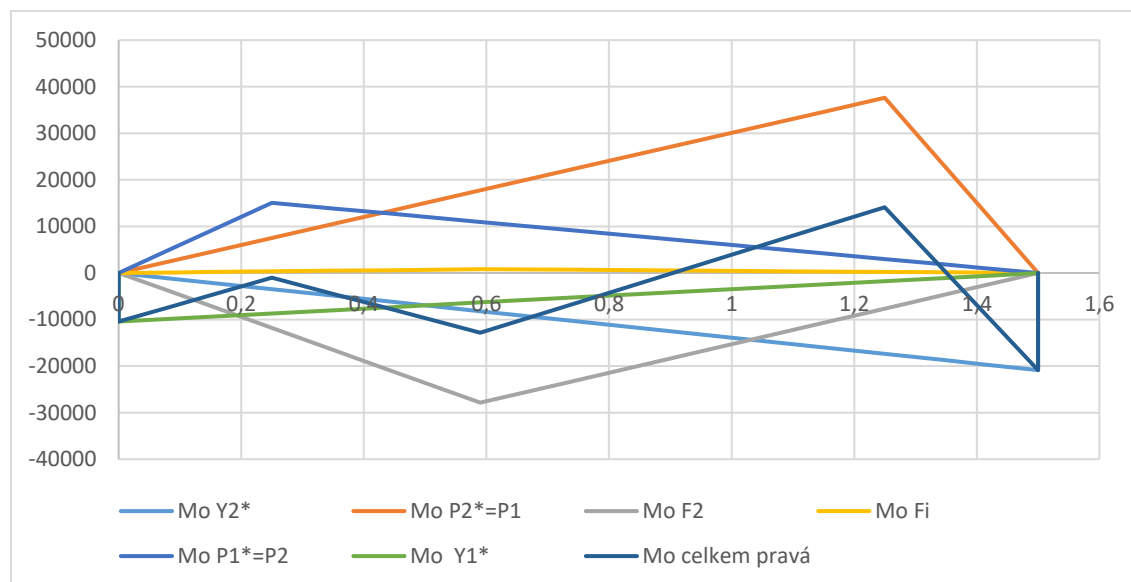
Na Obrázku 18. je zobrazeno rozložení sil při levém přitížení, ale směr síly  $F_2$  je opačný. Znáznorňuje režim jízdy v opačném směru.

Na Grafech 10. až 12. jsou znázorněny průběhy pro přitíženou levou a pravou stranu při síle  $F_2$  směřující nahoru:

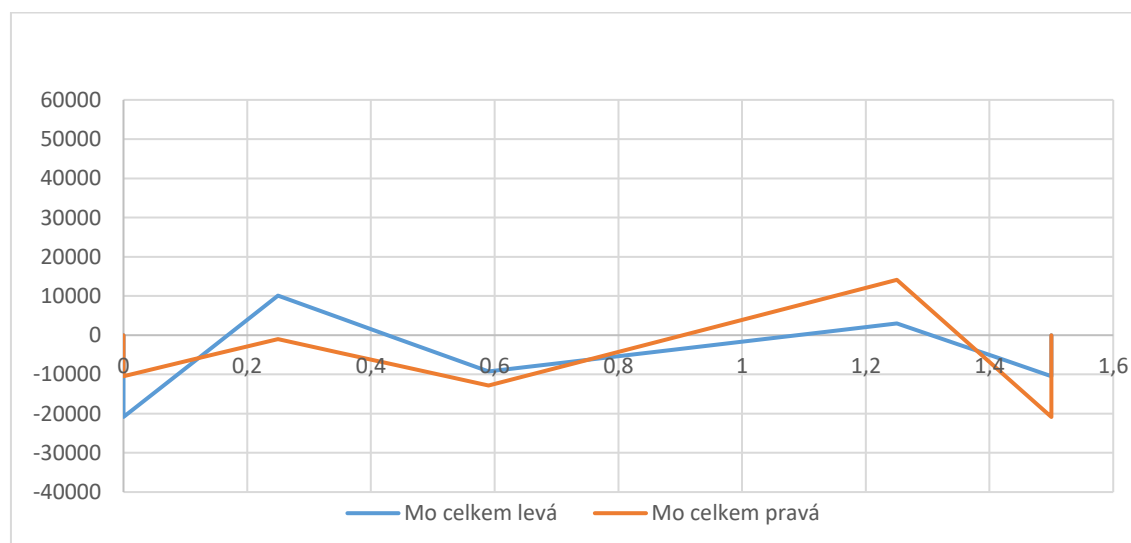
Graf 10 Průběh ohybového momentu  $M_x$  pro přitíženou levou stranu a síla  $F_2$  míří nahoru



Graf 11: Průběh ohybového momentu  $M_x$  pro přitíženou pravou stranu a síla  $F_2$  míří nahoru

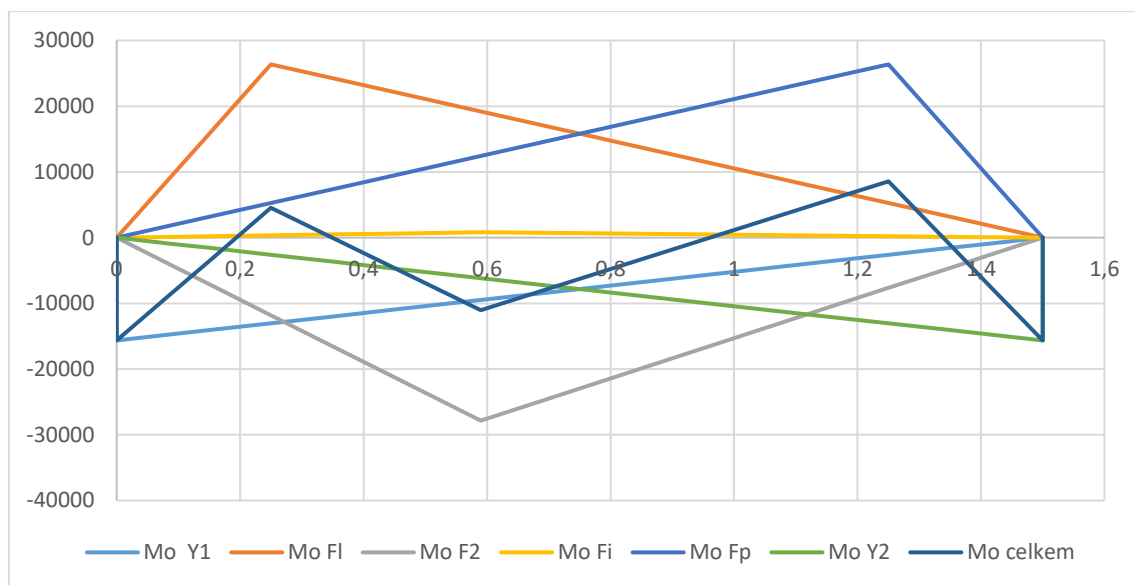


Graf 12: Průběh celkového ohybového momentu  $M_x$  pro přitíženou levou (modrá) a pravou (oranžová) stranu a síla  $F_2$  směřuje nahoru

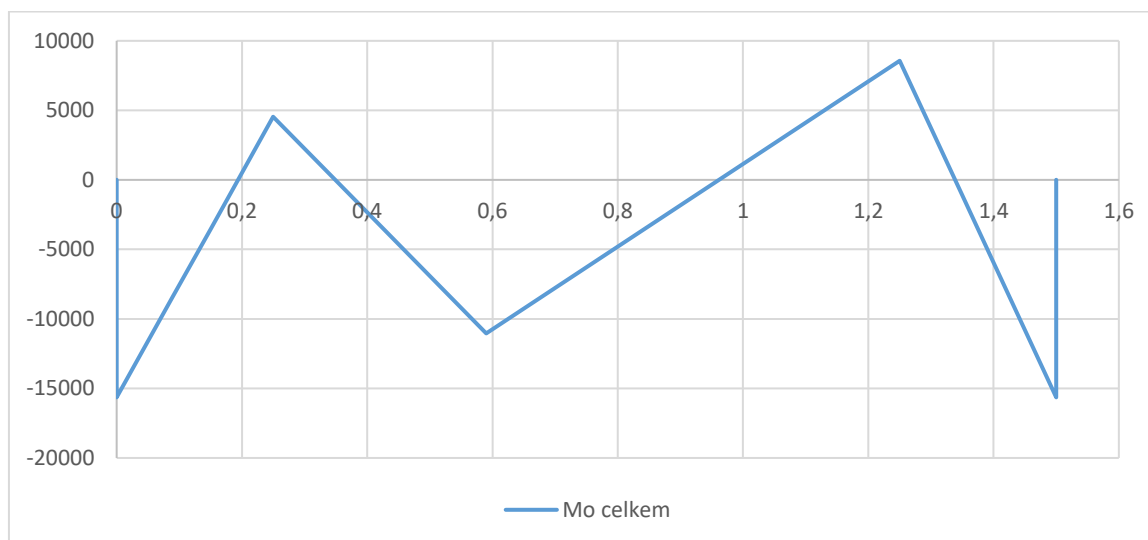


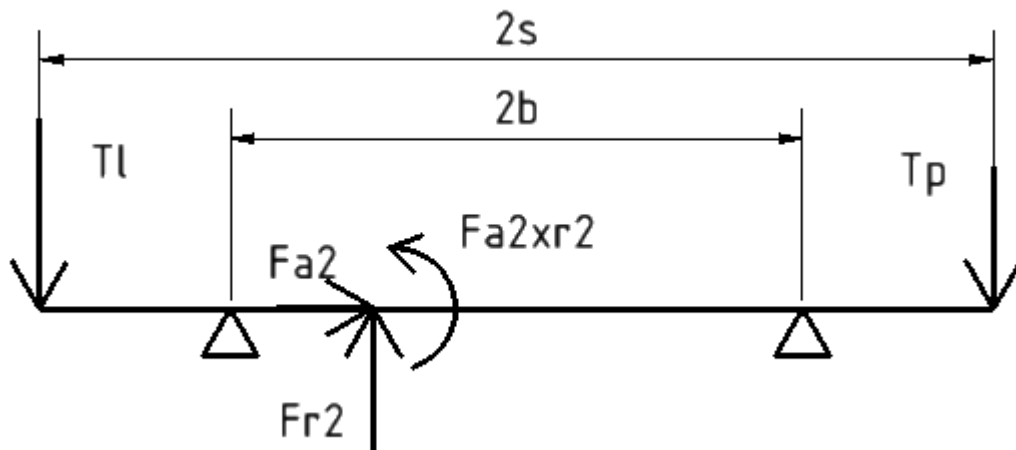
Dále uvažuji změnu ohybového momentu pro jízdu po přímé trati. V tomto případě jsou síly  $Y_1$  a  $Y_2$  stejně velké, protože není přitížena ani levá ani pravá strana a stejně tak síly  $P_1'$  a  $P_2'$ . K výpočtu volím jejich střední hodnoty.

Graf 13: Průběh ohybového momentu  $M_x$  pro jízdu po přímé trati



Graf 14: Průběh celkového ohybového momentu pro jízdu po přímé trati





Obrázek 19: Rozložení sil v rovině xy

Na Obrázku 19. je znázorněno rozložení sil v rovině xy. Ve vodorovném směru zachytávají síly a momenty reakce v ložiskách.

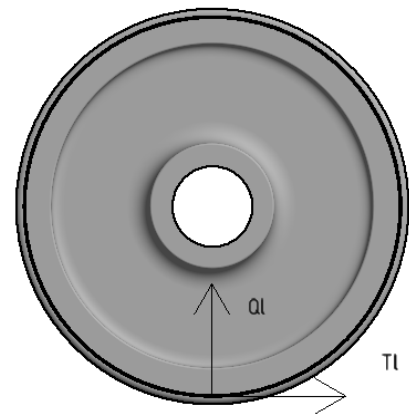
Kde:

$F_{A12}$  [N] je axiální složky hnací síly na kuželovém kole

$F_{R12}$  [N] je radiální složka hnací síly na kuželovém kole

$T_L$  [N] je reakce na levém kole dvojkolí

$T_P$  [N] je reakce na pravém kole dvojkolí



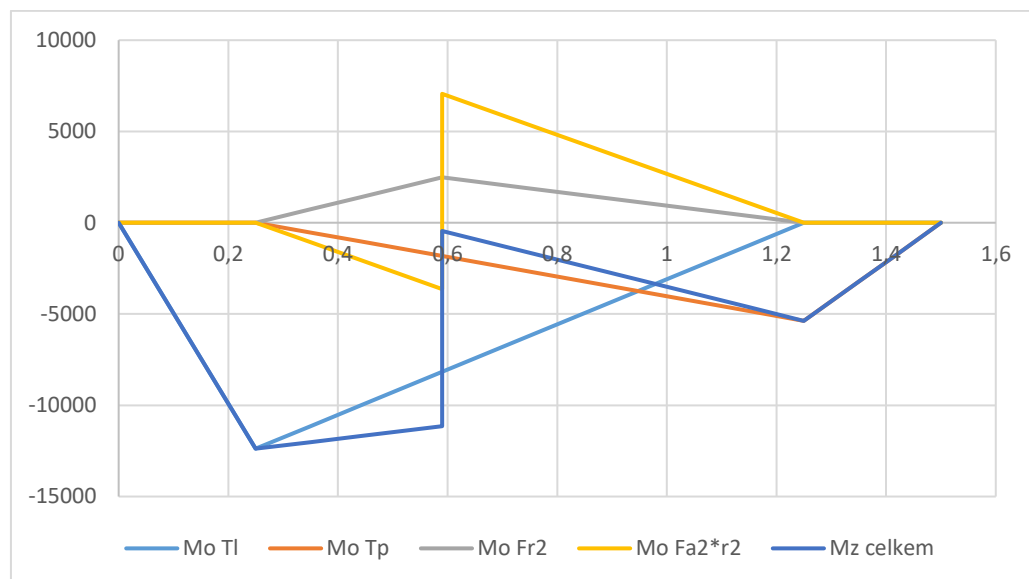
Obrázek 20: Síly mezi kolejí a kolejnicí

Tabulka 7: Síly působící ve vodorovné rovině

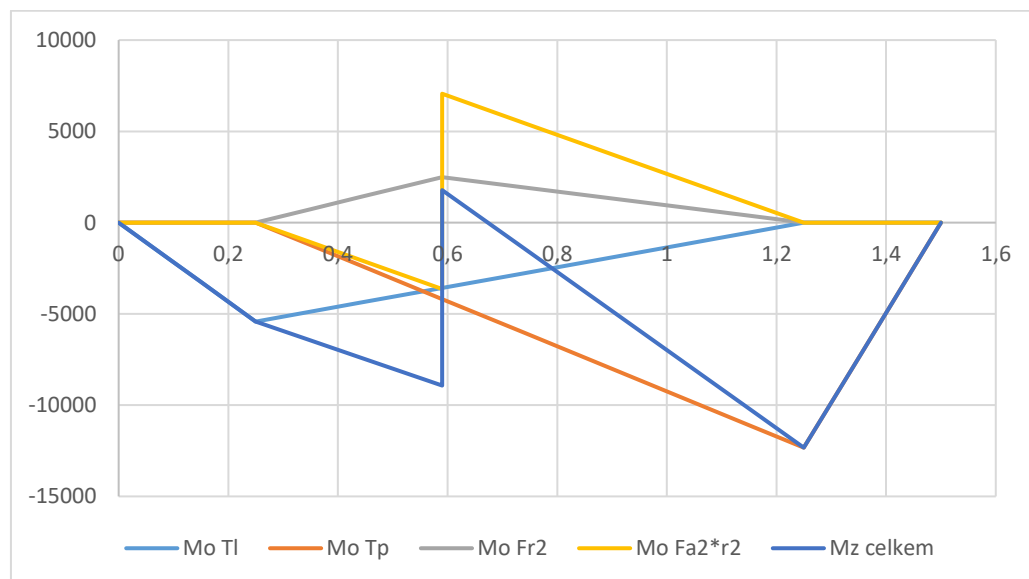
$F_{A12}$	Axiální složka hnací síly	$F_{A12} = F_T \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_2$	49 791 N
$F_{R12}$	Radiální složka hnací síly	$F_{R12} = F_T \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_2$	11 559,3 N
$T_L$	Reakce na levé kole dvojkolí při přitížení levé strany	$T_L = Q_1 \cdot \mu$	50 911,7 N
$T_P$	Reakce na pravém kole dvojkolí při přitížení levé strany	$T_P = Q_2 \cdot \mu$	23 107,3 N
$T_L^*$	Reakce na levé kolo dvojkolí při přitížení pravé strany	$T_L^* = Q_2^* \cdot \mu$	28 668,2 N
$T_P^*$	Reakce na pravé kolo dvojkolí při přitížení pravé strany	$T_P^* = Q_1^* \cdot \mu$	45 350,8 N

Výsledné momenty  $M_z$  pro přitíženou levou a pravou stranu:

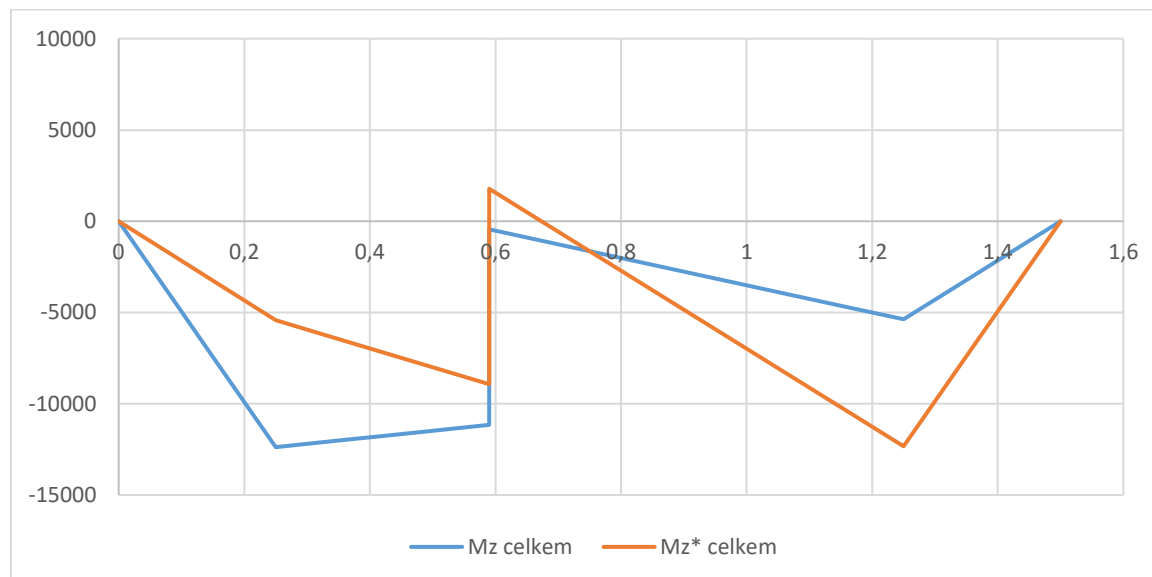
Graf 15 Průběhy ohybového momentu  $M_z$  při přitížení levé strany



Graf 16: Průběh ohybového momentu  $M_z$  při přitížení pravé strany



Graf 17: Výsledné průběhy pro  $M_z$



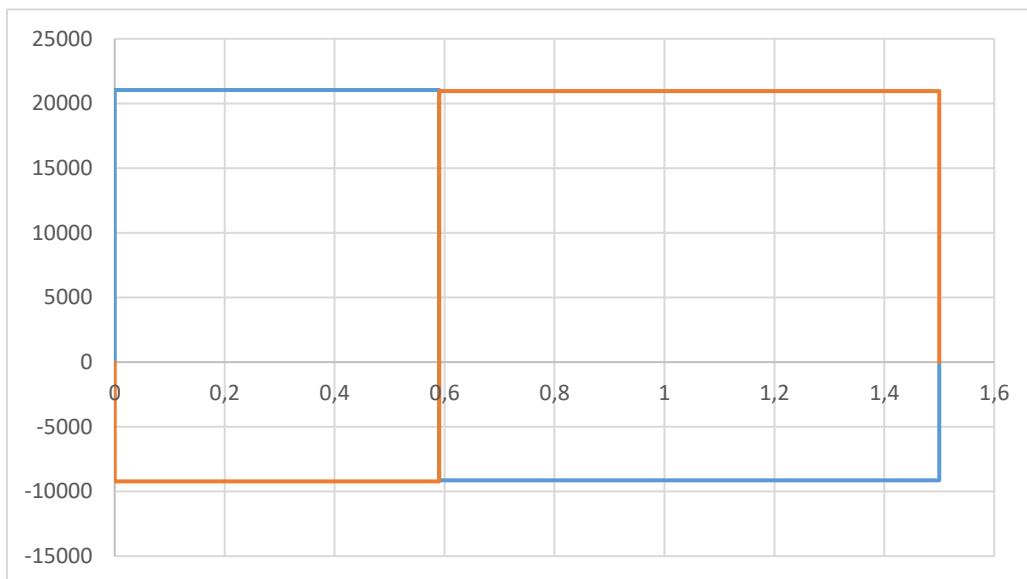
Moment  $M_y$  je kroutící moment  $M_k$ . Vztahy pro výpočet kroutícího momentu popisuje Tabulka 8.

Tabulka 8 : Hodnoty kroutících momentů na vnitřní nápravě

$M_{kL}$	Kroutící moment na přitíženém straně při levém přitížení	$M_{kL} = T_L \cdot R_k$	21 637,5 Nm
$M_{kP}$	Kroutící moment na odlehčené straně při levém přitížení	$M_{kP} = T_P \cdot R_k$	9 820,6 Nm
$M_{kL}^*$	Kroutící moment na odlehčené straně při levém přitížení	$M_{kL}^* = T_L^* \cdot R_k$	12 184 Nm
$M_{kP}^*$	Kroutící moment na přitížené straně při pravém přitížení	$M_{kP}^* = T_P^* \cdot R_k$	19 274,1 Nm



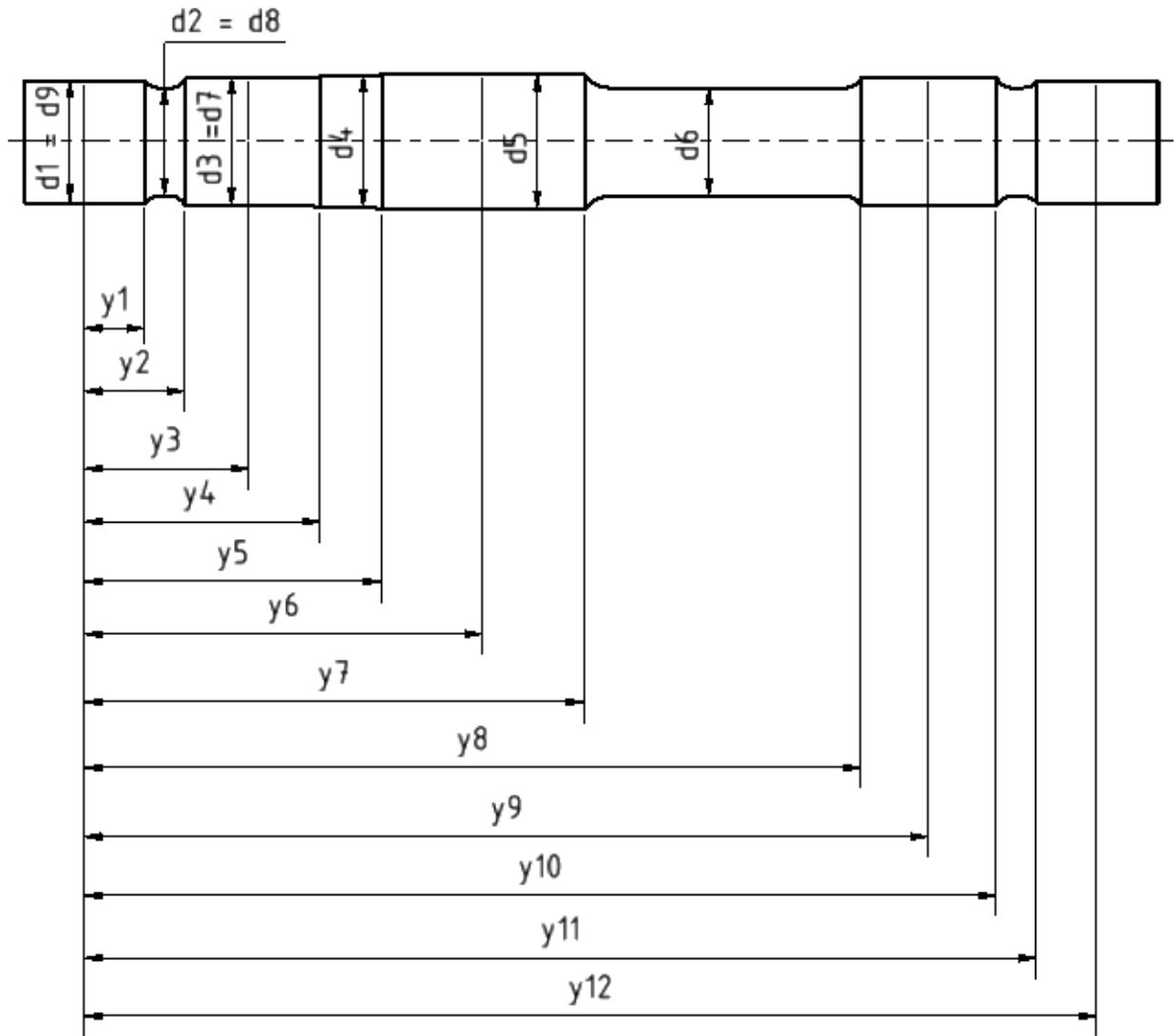
Graf 18: Průběh kroucího momentu  $M_y$  pro přitíženou levou (modrá) a pravou (oranžová) stranu



Nyní máme všechny průběhy momentů, které potřebujeme, tedy ohybové momenty  $M_x$ ,  $M_z$  a kroucí moment  $M_y$ .

#### 4.2. Výpočet napětí a výsledná hmotnost nápravy

Na vnitřní nápravě sleduji celkem 13 důležitých míst. Jsou to místa, ve kterých se buď mění geometrie nápravy, nebo zde působí zatěžující síly. Norma ČSN EN 13 104 udává vztahy pro výpočet hlavních napětí, a proto se jí budu držet stejně jako v případě vnější nápravy. Výsledný moment  $M_R$  je počítán pro každý průřez nápravy zvlášť podle totožných vztahů, viz kapitola 3.4.



Obrázek 21: Kritická místa na nápravě s vnitřními ložisky

Výsledné absolutní ohybové momenty  $M_x$ ,  $M_z$ , kroutící moment  $M_y$  a celkový moment  $M_R$  pro všechna kritická místa vnitřního uspořádání jsou vypsány v Tabulce 9.

Tabulka 9: Výsledné hodnoty momentů pro sledovaná místa

Vzdálenost y		Mx max [Nm]	Mz max [Nm]	My max [Nm]	MR [Nm]
y0	0	20853,3	0,0	21039,7	29623,1
y1	0,09	9714,6	4455,5	21039,7	23598,6
y2	0,15	11868,5	7425,8	21039,7	25271,9
y3	0,25	33683,0	12376,3	21039,7	41597,9
y4	0,35	37431,0	12014,4	21039,7	44588,0
y5	0,44	40804,2	11688,7	21039,7	47373,8
y6	0,59	46426,2	11145,8	21039,7	52175,5
y6*	0,59	46426,2	1778,4	20956,7	50968,0
y7	0,74	40036,7	1566,5	20956,7	45217,0
y8	1,15	31451,9	10190,2	20956,7	39143,9
y9	1,25	29412,2	12327,5	20956,7	38160,6
y10	1,35	9306,0	7396,5	20956,7	24093,4
y11	1,41	8265,0	4437,9	20956,7	22960,6
y12	1,5	20853,3	0,0	20956,7	29564,2

Pro nápravu s vnitřními ložisky uvažuji materiál ocel jakosti EA4T, pro kterou platí nejvyšší přípustná napětí pro plné nápravy jako:

$$\sigma_{\max} \text{ pro sedla bez nalisovaného spoje: } \sigma_{\max} = \frac{240}{1,66} = 144 \text{ N/mm}^2$$

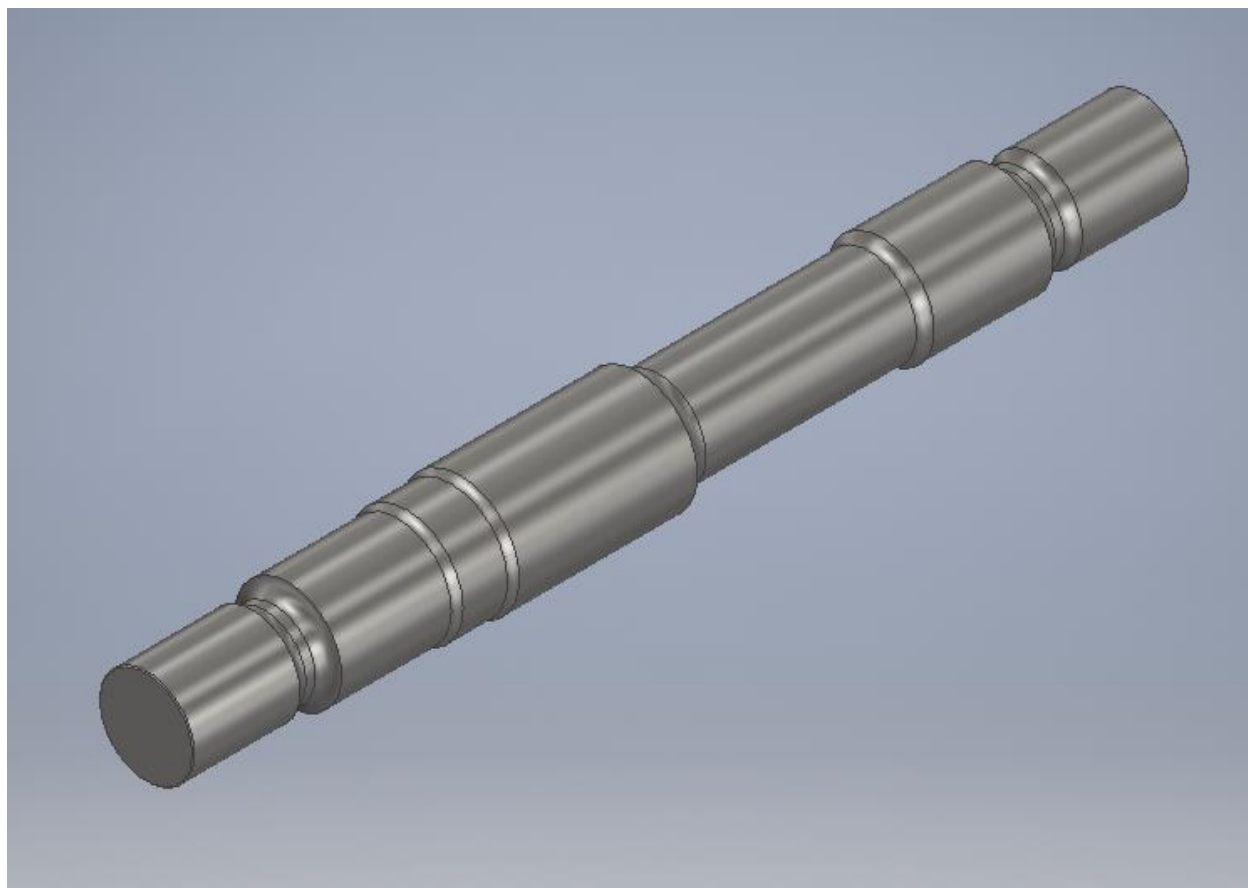
$$\sigma_{\max} \text{ pro sedla s nalisovaného spoje: } \sigma_{\max} = \frac{145}{1,66} = 87 \text{ N/mm}^2$$

Stejně jako v kapitole 3.4 i zde volím průměry  $d_1$  až  $d_9$  tak, aby platila podmínka:  $\sigma_{red} \leq \sigma_{max}$  a zároveň byla zaručena smontovatelnost. Vzhledem k tomu, že se detailně nezabývám přechody mezi sedly ani souvisejícími součástmi (např. ložiska), volím průměry  $d$  tak, aby byly řádově o desítky MPa menší než maximální povolené napětí.

Tabulka 10: Výsledná napětí pro nápravu s vnitřními ložisky

Vzdálenost [m]	Průměr [m]		MR [Nm]	$\sigma_{red}$ [MPa]	$\sigma_{max}$ [MPa]	$\sigma_{red} < \sigma_{max}$
y0	0	d1	0,16	30050,6	74,72970123	87 OK
y1	0,09	d1	0,16	24031,2	59,76076026	87 OK
y1	0,09	d2	0,13	24031,2	111,4156004	144 OK
y2	0,15	d2	0,13	26370,2	122,2598245	144 OK
y2	0,15	d3	0,18	26370,2	46,05707036	87 OK
y3	0,25	d3	0,18	43529,5	76,02666407	87 OK
y4	0,35	d3	0,18	47001,0	82,08986928	87 OK
y4	0,35	d4	0,185	47001,0	75,61220344	144 OK
y5	0,44	d4	0,185	50234,4	80,81395484	144 OK
y5	0,44	d5	0,19	50234,4	74,60032903	87 OK
y6	0,59	d5	0,19	55802,6	82,86938522	87 OK
y6*	0,59	d5	0,2	53716,2	68,39354474	87 OK
y7	0,74	d5	0,19	48413,0	71,89539592	87 OK
y7	0,74	d6	0,16	48413,0	120,3931935	144 OK
y8	0,75	d6	0,16	48065,3	119,528545	144 OK
y9	1,15	d6	0,16	40022,6	99,52814187	144 OK
y9	1,15	d7	0,18	40022,6	69,90179511	87 OK
y10	1,25	d7	0,18	38416,2	67,0959935	87 OK
y11	1,35	d7	0,18	22933,6	40,05476116	87 OK
y11	1,35	d8	0,13	22933,6	106,3265212	144 OK
y12	1,41	d8	0,13	21204,6	98,31071036	144 OK
y12	1,41	d9	0,16	21204,6	52,73159928	87 OK
y13	1,5	d9	0,16	28396,3	70,61577553	87 OK

Náprava je opět vymodelována v programu Autodesk Inventor. Program určil její hmotnost na 305 kg.



Obrázek 23: Hnací náprava s vnitřními ložisky

## 5. Hmotnostní porovnání

V kapitolách 3. a 4. získávám hmotnosti jednotlivých náprav. Náprava pro vnější rám váží cca 446 kg, zatímco náprava pro vnitřní rám vyjde lehčí o 141 kg, tedy cca 305 kg. Pro přesnější určení by bylo nutné zabývat se detailněji přechody mezi jednotlivými sedly a zároveň znát rozměry souvisejících součástí (např. kola, ložiska). Rozdíl v hmotnosti je cca 31 %, což rozhodně není zanedbatelná hodnota a je jasně patrné, že má smysl se touto problematikou případně dále zabývat.

## 6. Závěr

Dle zadání jsem se na začátku seznámil s koncepčním řešením částečně nízkopodlažního kolejového autobusu. V krátkosti jsem zhodnotil, že pro nápravu s vnitřním rámem není vhodná zástavba s motorem napříč a vytvořil jsem schéma možného podvozkového rámu s vnitřními ložisky, a to přepracováním původního koncepčního návrhu jednonápravového podvozku s vnějšími ložisky. Nastínil jsem možné klady a zápory vnitřního rámu. V kapitole 3 jsem se zabýval rozbořem silových účinků působících na vnější nápravu. Aplikoval jsem vybrané pasáže z normy pro konstrukci poháněných náprav ČSN 13 104. V průběhu výpočtu jsem musel navrhnout základní parametry nápravové převodovky. Pomocí momentů zatěžujících nápravu jsem provedl základní pevnostní analýzu a navrhl vnější nápravu tak, aby redukované napětí nepřesahovalo maximální dovolené napětí. Nápravu jsem vymodeloval a určil tak její hmotnost a vytvořil návrhový výkres. V kapitole 4 jsem se zabýval nápravou pro vnitřní ložiska. Pomocí modifikace normy a znalostí klasické pružnosti a pevnosti jsem rozebral silové účinky působící na nápravu a následně provedl pevnostní analýzu. Vnitřní nápravu jsem opět vymodeloval, stanovil její hmotnost a vytvořil návrhový výkres. V samotném závěru jsem obě řešení porovnal a zjistil, že náprava s vnitřními ložisky je o 104 kg lehčí, než náprava s vnějšími ložisky a úspora hmotnosti je tak cca 31 %. Jistě by bylo z hlediska navazujících prací zajímavé detailně prozkoumat přechody mezi jednotlivými sedly a životnost nápravových ložisek. Problém snížení úhlové tuhosti u vnějšího rámu vlivem zmenšení vzdálenosti os ložisek nebyl cílem zkoumání této práce, ale představuje potenciální námět případné navazující práce.

## Zdroje

- [1] M 120.0, M120.1 "autobus" In: železničář, [online], [vid. 2018-06-21], Dostupné z: <http://www.pshzd.cz/m1200.html>
- [2] HARÁK, Martin. *Motoráky se modernizují i v Přerově* [online], 19.3.2018, [vid. 2018-06-21], Dostupné z: <https://zeleznicar.cd.cz/zeleznicar/hlavni-zpravy/motoraky-se-modernizuji-i-v-prerove/-17451/>
- [3] RegioMouse aneb Regionální myš aneb 810.431 | Railpage.net. *Railpage.net | Vlaky a železnice* [online]. Copyright © 2006 [cit. 29.06.2018]. Dostupné z: <https://www.railpage.net/regiomouse-aneb-regionalni-mys-aneb-810-431-7/>
- [4] *Motorové jednotky REGIONOVA* [online]. Copyright ©, [cit. 12.07.2018]. Dostupné z: <http://www.regionovy.cz/soubory/titulnistrana/9.12.2012/814213-214.jpg>
- [5] KUGL, O. a kol.: Projekt - III. ročník. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005
- [6] ŠÍP, Milan. *Návrh skříně pro nízkopodlažní kolejový autobus*. 2014
- [7] HŘÍBAL, Pavel. *Hybridní pohon pro nízkopodlažní kolejový autobus*. 2014
- [8] MOJŽIŠ, Jan. *Konstrukční návrh pohonu kolejového elektrobusu*. 2017
- [9] VÁGNER, Pavel. *Podvozek pro nízkopodlažní kolejový autobus*. 2014
- [10] KOLÁŘ, Jose. *Konstrukce kolejových vozidel (prezentace z přednášek)*. 2017
- [11] KOLÁŘ, Josef. *Převody pro KV (prezentace z přednášek)*. 2012

## Seznam obrázků

Obrázek 1: M 120.001 [1].....	8
Obrázek 2: RegioNova [4].....	8
Obrázek 3: RegioMouse [3].....	9
Obrázek 4: Koncept nízkopodlažního kolejového autobusu [6] .....	9
Obrázek 5: Zástavba pohonu - "power pack" [7] .....	10
Obrázek 6: Jednonápravový trakční podvozek [9] .....	11
Obrázek 7: Půdorys vnitřního a vnějšího rámu .....	12
Obrázek 8: Rozložení sil ohybového momentu $M_x$ .....	14
Obrázek 9: Zatížení od pohyblivých hmot pro přitížení levý ložiskový čep.....	16
Obrázek 10: Zatížení od pohyblivých hmot pro přitížený pravý ložiskový čep .....	17
Obrázek 11: Silové poměry kuželového soukolí s přímými zuby [5].....	20
Obrázek 12: Zobrazení sil na nápravové převodovce .....	21
Obrázek 13: Rozložení sil od pohonu v rovině y-z.....	22
Obrázek 14: Rozložení trakčních sil v rovině xy .....	23
Obrázek 15: Rozmístění kritických míst na vnější hnací nápravě .....	27
Obrázek 16: Hnací náprava s vnějšími ložisky .....	30
Obrázek 17: Rozložení sil na vnitřní nápravu při přitížení levé strany .....	31
Obrázek 18: Rozložení sil pro přitížení levé strany a opačným směrem síly $F_2$ .....	35
Obrázek 19: Rozložení sil v rovině xy .....	38
Obrázek 20: Síly mezi kolejí a kolejnící.....	38
Obrázek 21: Kritická místa na nápravě s vnitřními ložisky .....	42
Obrázek 22: Návrh vnitřní nápravy s vyznačenými vzdálenostmi důležitých bodů.....	42
Obrázek 23: Hnací náprava s vnitřními ložisky.....	45



## Seznam tabulek

Tabulka 31: Význam a hodnoty použitých parametrů .....	14
Tabulka 2: Parametry nápravové převodovky .....	19
Tabulka 3: Hodnoty kroutících momentů .....	26
Tabulka 4: Výsledné momenty na jednotlivých úsecích pro nápravu s vnějším rámem .....	28
Tabulka 5: Výsledná napětí pro nápravu s vnějšími ložisky .....	29
Tabulka 6: Vztahy a hodnoty pro přitížení levého ložiskového čepu.....	32
Tabulka 7: Síly působící ve vodorovné rovině .....	38
Tabulka 8 : Hodnoty kroutících momentů na vnitřní nápravě .....	40
Tabulka 9: Výsledné hodnoty momentů pro sledovaná místa .....	43
Tabulka 10: Výsledná napětí pro nápravu s vnitřními ložisky .....	44

## Seznam grafů

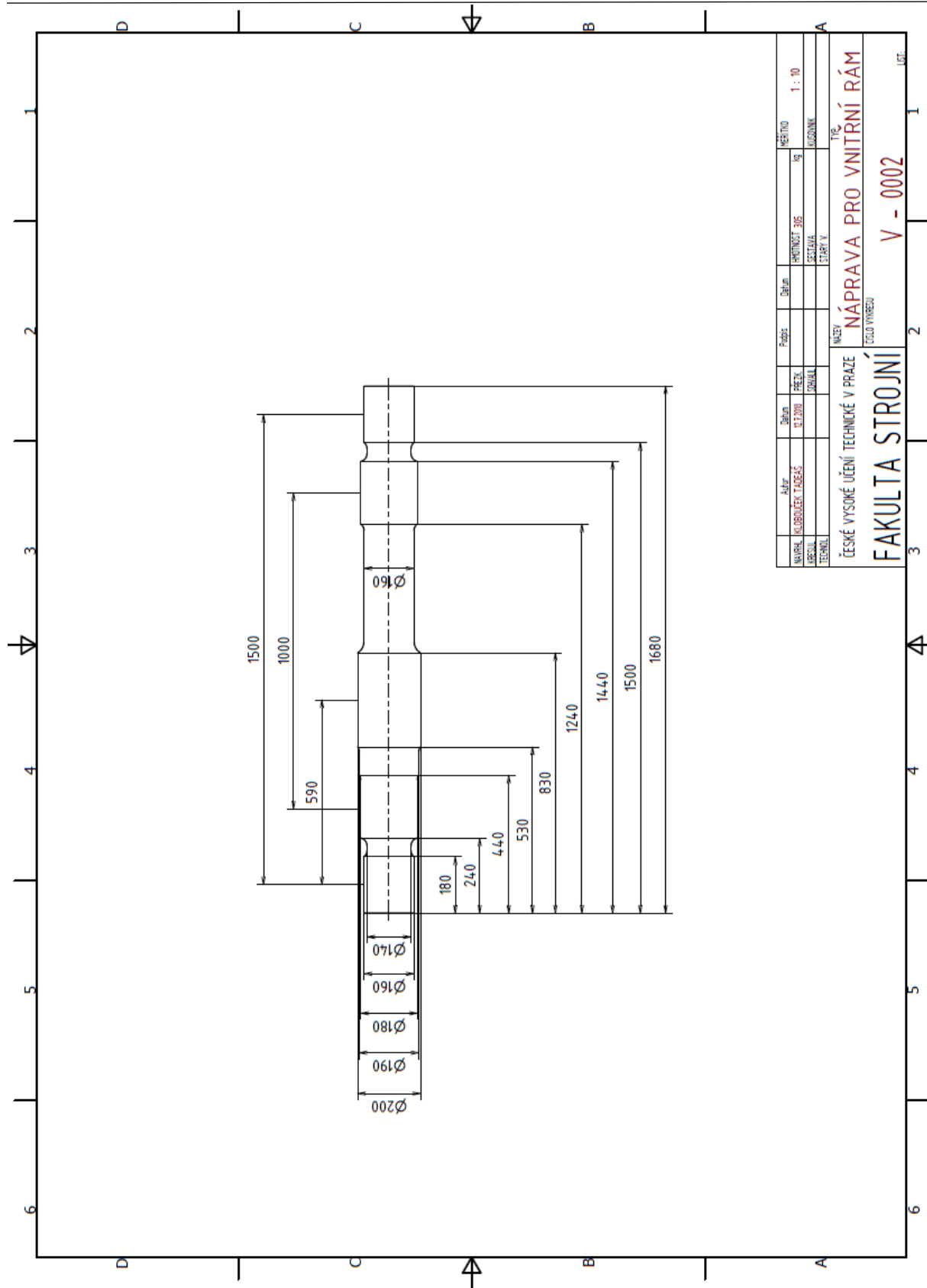
Graf 1: Ohybový moment $M_x$ od pohyblivých hmot .....	18
Graf 2: Ohybový moment $M_x'$ .....	23
Graf 3: Ohybový moment $M_z'$ pro přetížení levé strany (modrá) a pravé strany (oranžová).....	25
Graf 4: Průběh momentu $M_z'$ bez třecích sil.....	25
Graf 5: Průběh momentu $M_z'$ bez sil z ozubení.....	25
Graf 6: Průběh kroutícího momentu $M_y'$ pro přetíženou levou (modrá) a pravou (oranžová) stranu.....	26
Graf 7: Průběh ohybového momentu $M_x$ pro přetíženou levou stranu a síla $F_2$ míří dolů. ....	33
Graf 8: Průběh ohybového momentu $M_x$ pro přetíženou pravou stranu a síla $F_2$ míří dolů .....	34
Graf 9: Průběh celkového ohybového momentu $M_x$ pro přetíženou levou (modrá) a pravou (oranžová) stranu a síla $F_2$ směřuje dolů.....	34
Graf 10 Průběh ohybového momentu $M_x$ pro přetíženou levou stranu a síla $F_2$ míří nahoru .....	35
Graf 11: Průběh ohybového momentu $M_x$ pro přetíženou pravou stranu a síla $F_2$ míří nahoru ....	36
Graf 12: Průběh celkového ohybového momentu $M_x$ pro přetíženou levou (modrá) a pravou (oranžová) stranu a síla $F_2$ směřuje nahoru .....	36
Graf 13: Průběh ohybového momentu $M_x$ pro jízdu po přímé trati .....	37
Graf 14: Průběh celkového ohybového momentu pro jízdu po přímé trati .....	37
Graf 15 Průběhy ohybového momentu $M_z$ při přetížení levé strany.....	39
Graf 16: Průběh ohybového momentu $M_z$ při přetížení pravé strany.....	39
Graf 17: Výsledné průběhy pro $M_z$ .....	40
Graf 18: Průběh kroutícího momentu $M_y$ pro přetíženou levou (modrá) a pravou (oranžová) stranu.....	41

## **Přílohy**

Příloha 1: Náprava pro vnější rám

Příloha 2: Náprava pro vnitřní rám





Aditor	Štátní	PREZÍ	Podpis	Datum	MEŘITVO	1 : 10
MAJHL	KLOBOUČEK	TABEAS	PREZÍ	07.2008	PRŮMYSLOVÝ	kg
ARSOVA	TECHNOL	TECHNOL	ŠKOLIVA	ŠTART V	STROJNÍ	
ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE			NÁPRAVA PRO VNITRNÍ RÁM			
FAKULTA STROJNÍ			V - 0002			
ČÍSLO VÝKRESU			LST.			