



**FAKULTA  
STROJNÍ  
ČVUT V PRAZE**

Ústav automobilů, spalovacích motorů  
a kolejových vozidel

Konceptní studie dvousilové Cargo  
lokomotivy

A conceptual study of a two-power Cargo  
locomotive

DIPLOMOVÁ PRÁCE  
2022

Martin Dvořák

Studijní program: N2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ  
Studijní obor: Dopravní a transportní technika  
Vedoucí práce: doc. Ing Josef Kolář, CSc



# ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Dvořák** Jméno: **Martin** Osobní číslo: **466712**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávací katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**  
Studijní program: **Dopravní a transportní technika**  
Specializace: **Kolejová vozidla**

## II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

**Koncepční studie dvousilové Cargo lokomotivy**

Název diplomové práce anglicky:

**A conceptual study of a two-power Cargo locomotive**

Pokyny pro vypracování:

Vypracujte:

1. Rrešerši na téma „Koncepční řešení nákladních lokomotiv“.
2. Hodnocení vhodného konceptu dvousilové Cargo lokomotivy.
3. Typový výkres Cargo lokomotivy v měřítku 1 : 50 a výpočet obrysu pro konstrukci dle normy UIC 505-1.
4. Trakční charakteristiky Cargo lokomotivy.
5. Koncepční návrh trakčního podvozku a pohonu dvojkolí včetně návrhu vypružení lokomotivy.
6. Průvodní technickou zprávou dokumentující splnění dílčích úkolů a sestavný výkres trakčního podvozku.

Seznam doporučené literatury:

Odborné časopisy, firemní literatura, patentová literatura, normy.

Skripta ČVUT:

KOLÁŘ, J.: Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel

ŠÍBA, J.: Kolejová vozidla II, 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) diplomové práce:

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

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

\_\_\_\_\_

Datum zadání diplomové práce: **20.04.2022**

Termín odevzdání diplomové práce: **13.07.2022**

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

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

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

\_\_\_\_\_  
doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.  
podpis děkana(ky)

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

\_\_\_\_\_  
Datum převzetí zadání

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



## Anotační záznam

Jméno autora: Martin Dvořák

Název práce: Koncepční studie dvousilové Cargo lokomotivy

Anglický název: A conceptual study of a two-power Cargo locomotive

Rozsah práce:

96 stran

66 obrázků

29 tabulek

Akademický rok: 2021/2022

Ústav: 12 120 Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

Studijní program: Dopravní a transportní technika

Vedoucí práce: Doc. Ing. Josef Kolář, CSc

Klíčová slova: kolejové vozidlo, cargo lokomotiva, hnací dvojkolí, podvozek

Key words: railway vehicle, cargo locomotive, driving wheelset, bogie



## Abstrakt

Tato práce se zabývá koncepčním návrhem dvousilové nákladní lokomotivy. Návrh je zaměřen na tuzemský železniční systém a jeho požadavky. Pro řešení dvouzdrojové lokomotivy je zde použit diesel-elektrický přenos výkonu pro úseky nezávislé trakce a elektrický přenos výkonu pro úseky napájené trolejí. Dále se práce zabývá dimenzováním vypružení lokomotivy a uspořádáním trakčního podvozku.

## Abstract

This thesis deals with the conceptual design of a two-power Cargo locomotive. The design is focused on the Czech railway system and its requirements. For the design of the two-source locomotive, diesel-electric power transmission for the independent traction sections and electric power transmission for the trolley-powered sections are used. Furthermore, the thesis deals with the locomotive suspension sizing and traction bogie arrangement.



## Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma: “ Koncepční studie dvousilové Cargo lokomotivy ” vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu zdrojů, jenž tvoří poslední kapitolu této práce.

V Praze dne: 13.7.2022

.....

(podpis autora)



## Poděkování

Na tomto místě bych rád poděkoval panu Doc. Ing. Josefu Kolářovi, CSc., svému vedoucími práce za rady, připomínky a také trpělivost, se kterou se mi věnoval při konzultacích ohledně diplomové práce.

.



## Obsah

1 Úvod.....	10
2 Rešerše používaných lokomotiv .....	11
2.1 Lokomotivy závislé trakce.....	11
2.1.1 Škoda 109E Emil Zátopek .....	11
2.1.2 Siemens ES64U4 .....	11
2.2 Nezávislá trakce .....	13
2.2.1 CZ LOKO EffiShunter 1000M.....	14
2.2.2 CZ LOKO Effishunter 1600 .....	14
2.2.3 CZ LOKO Effiliner 1600.....	15
2.2.4 Siemens ER20 Eurorunner .....	16
2.3 Platformově řešené lokomotivy .....	16
2.3.1 Bombardier TRAXX .....	16
2.3.2 Siemens Vectron.....	17
2.3.3 Pesa Gama 111Db.....	19
2.3.4 Stadler Euro Dual .....	19
2.4 Možnosti řešení dvouzdrojových lokomotiv .....	20
2.4.1 Diesel-akumulátorová lokomotiva .....	20
2.4.2 Elektrická lokomotiva s dieselagregátem.....	21
2.4.3 Elektrická lokomotiva s bateriemi .....	21
2.4.4 Lokomotiva s větším množstvím spalovacích motorů. ....	21
3 Rešerše konstrukčních řešení podvozků lokomotiv .....	22
3.1 Uspořádání pohonu .....	22
3.1.1 Přímý pohon dvojkolí.....	22
3.1.2 Pohon s kloubovým hřídelem skrz elektromotor .....	22
3.1.3 Částečně odpružený pohon se spojkou.....	23
3.1.4 Pohon dutým hřídelem.....	24
3.1.5 Pohon tlakovým motorem .....	24
3.2 Vedení dvojkolí u trakčních podvozků.....	25
3.2.1 Rozsochové vedení dvojkolí .....	26
3.2.2 Vedení svislým čepem .....	26
3.2.3 Vedení pomocí kyvného ramena.....	27



3.2.4 Vedení pomocí ojníčky .....	27
3.3 Systémy pro snižování vodících sil.....	28
3.3.1 Příčná vazba mezi podvozky .....	28
3.3.2 Vazba mezi podvozky pomocí torzní tyče .....	29
3.3.3 Mezipodvozková vazba pomocí hydraulických prvků .....	30
3.3.4 Aktivní tlumič vrtění .....	30
3.3.5 Mazání okolků.....	31
4 Zhodnocení konceptu dvousilové lokomotivy.....	32
4.1 Parametry Lokomotivy .....	33
4.2 Popis hlavních komponent strojovny .....	33
4.2.1 Motorgenerátor.....	33
4.2.2 Blok chlazení.....	34
4.2.3 Pneumatická výzbroj .....	34
4.2.4 Elektro výzbroj.....	35
4.2.5 Trakční motory .....	35
4.2.6 Hlavní transformátor .....	35
4.3 Hmotnostní bilance jednotlivých celků .....	35
4.4 Uspořádání strojovny .....	36
4.4.1 První uvažovaná varianta uspořádání strojovny .....	37
4.4.2 Druhá uvažovaná možnost uspořádání strojovny.....	39
4.5 Obrys pro konstrukci vozidla .....	42
4.5.1 Výpočet zúžení mezi otočnými čepy a vně.....	42
4.5.2 Výpočet šířkových omezení při jízdě v přímé trati a oblouku .....	43
4.5.3 Výsledný obrys pro konstrukci vozidla .....	45
5 Trakční výpočty.....	47
5.1 Trakční výpočty finálního řešení lokomotivy.....	49
5.1.1 Jízdní odpor lokomotivy .....	49
5.1.2 Trakční charakteristika .....	50
5.1.3 Výkonnostní charakteristika .....	51
5.1.4 Brzdová charakteristika a zábrzdňá dráha .....	51
5.1.5 Diagram stoupání-rychlost .....	52
5.1.6 Ověřování trakční charakteristiky.....	53





5.1.6.1 Měření a vyhodnocované veličiny.....	53
5.1.6.2 Průběh trakčních zkoušek.....	54
6 Návrh parametrů vypružení .....	56
6.1 Výpočet vlastních frekvencí vozidla.....	56
6.1.1 Výpočet vlastních frekvencí tlumené soustavy .....	60
6.2 Návrh pružin primárního vypružení.....	62
6.3 Návrh pružin sekundárního vypružení .....	65
6.4 Kontrola stability flexi-coil pružin.....	67
6.5 Kontrola výšky nárazníků.....	69
7 Kontrola bezpečnosti proti vykolejení.....	70
7.1 Stanovení změny kolové síly.....	70
7.2 Zjištění vodící síly dle Heumanna .....	72
7.3 Poměr $Y/Q_{mez}$ .....	75
8 Pojezd vozidla .....	77
9 Model v programu Simpack.....	79
9.1 Ověření modelu .....	80
9.2 Bezpečnost proti vykolejení .....	81
9.2.1 Bezpečnost proti vykolejení v oblouku R 150 m .....	81
9.2.2 Bezpečnost proti vykolejení v oblouku R 250 m .....	82
9.3 Stabilita jízdy v přímé trati.....	84
10 Závěr .....	86
11 Seznam použitých jednotek.....	88
12 Seznam obrázků.....	91
13 Seznam tabulek .....	93
14 Seznam příloh .....	93
15 Seznam zdrojů .....	94



## 1 Úvod

Za dobu vzniku železniční dopravy v podobě, jak jí známe dnes lze označit přelom 19 a 20 století. V této době se dalo říct, že železnice měla monopol na dopravu osob, i zboží. Tato dominantní úloha železnice se postupem let začala vytrácet díky rozvoji silniční a letecké dopravy. V současné době roste důraz na ekologii provozu a tím pádem se železniční doprava dostává znovu do popředí. V Evropě je železniční systém velice rozšířený, jak v dopravě osob, tak v dopravě zboží. V nákladní dopravě se v současné době uvažuje o propojení Číny a Evropy pomocí železnice. V západní Evropě vysokorychlostní železnice konkuruje letecké dopravě. Na našem území máme veliké množství neelektrifikovaných tratí a z tohoto důvodu dává dvousilová lokomotiva smysl z hlediska racionalizace dopravy. Dalším důvodem, proč se zabývat návrhem nové lokomotivy je, že tuzemský vozový park lokomotiv nezávislé trakce je zastaralý a do budoucna ho bude potřebovat obměnit. Do těchto vozidel bude v blízké době nutné nainstalovat ETCS a tato investice se u mnohých vozidel se starším datem výroby jeví jako nerentabilní.

V úvodní části práce se pokusím zmapovat vozový park, který používají dopravci na území Evropské unie. Pokusím se popsat jednotlivá možná řešení různých částí podvozků hnacích lokomotiv. Dále se pokusím zmapovat omezení, která vyplývají z požadavků na lokomotivu provozovanou ve středoevropském regionu.

Cílem práce je navrhnout základní parametry dvousilové cargo lokomotivy pro středoevropský trh. Mezi tyto parametry patří obrys pro konstrukci vozidla, uspořádání strojovny, hmotnostní bilance, trakční výpočty a návrh vypružení. Tyto navržené parametry pak ověřit základními výpočty.



## 2 Rešerše používaných lokomotiv

### 2.1 Lokomotivy závislé trakce

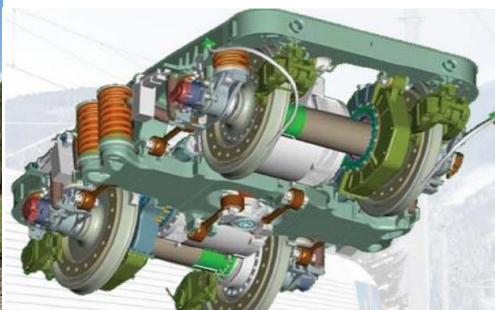
Tento segment hnacích vozidel je v současné době asi nejrozšířenější mezi výrobci lokomotiv. Tato skupina má do budoucna jisté využití na elektrifikovaných tratích, které budou jen přibývat. Toto řešení je výhodné z hlediska spotřeby energie a tvorby emisí. Mezi největší hráče v tomto segmentu na Evropském trhu lze zařadit firmy Bombardier a Siemens.

#### 2.1.1 Škoda 109E Emil Zátopek

Tato lokomotiva od Škody Transportation je třísystémová (3kv ss, 25kV 50Hz, 15kV 16,7 Hz) s plně odpruženým pohonem. Lokomotiva je vybavena asynchronními motory. Lokomotiva disponuje trvalým výkonem 6 400 kW a maximální tažnou silou 274 kN, maximální rychlost je 200 km/h. Lokomotiva je vybavena dvěma dvounápravovými podvozky v uspořádání Bo'Bo' s rozvorem podvozku 2,5 m což je vcelku malá hodnota na rychlíkovou lokomotivu. Hnací moment je z převodovky na dvojkolí přenášen dutým hřídelem vyrobeným z uhlíkových vláken. [34]



Obrázek 1-Lokomotiva Škoda 109E [1]



Obrázek 2-Podvozek lokomotivy 109E [40]

Tabulka 1-Parametry lokomotivy Škoda E 109

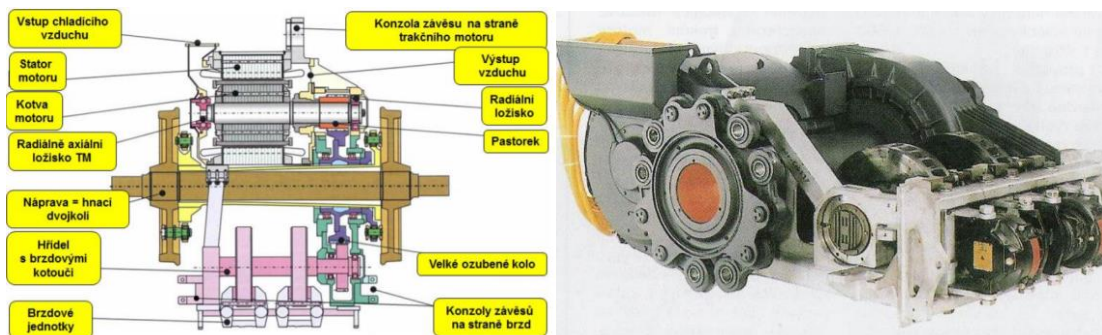
Trvalý Výkon lokomotivy	6 400 kW
Maximální rychlost	200 km/h
Maximální tažná síla	274 kN
Hmotnost	88 200 kg
Hmotnost na nápravu	22 050 kg
Délka přes nárazníky	18 000 mm

#### 2.1.2 Siemens ES64U4

Je univerzální vícesystémovou elektrickou lokomotivou s asynchronními motory a pojezdy Bo'Bo'. Vůz váží 87 t. U tohoto vozidla byla snaha snížit neodpružené hmoty a jejich dynamické účinky na kolejový svršek. Lokomotiva je vybavena plně odpruženým pohonem



HAB. Schéma pohonu je vyobrazeno na obrázku č3. Lokomotiva dosahuje maximálního výkonu 6,4 MW a tažné síly 300 kN. Maximální provozní rychlost je 230 km/h, ale rychlostní rekord této lokomotivy je 357 km/h. [1] [40]



Obrázek 3-Schéma pohonu HAB [40]



Obrázek 4-Lokomotiva Siemens ES64U4-Taurus [1]

Tabulka 2- Parametry Lokomotivy Siemens ES64U4

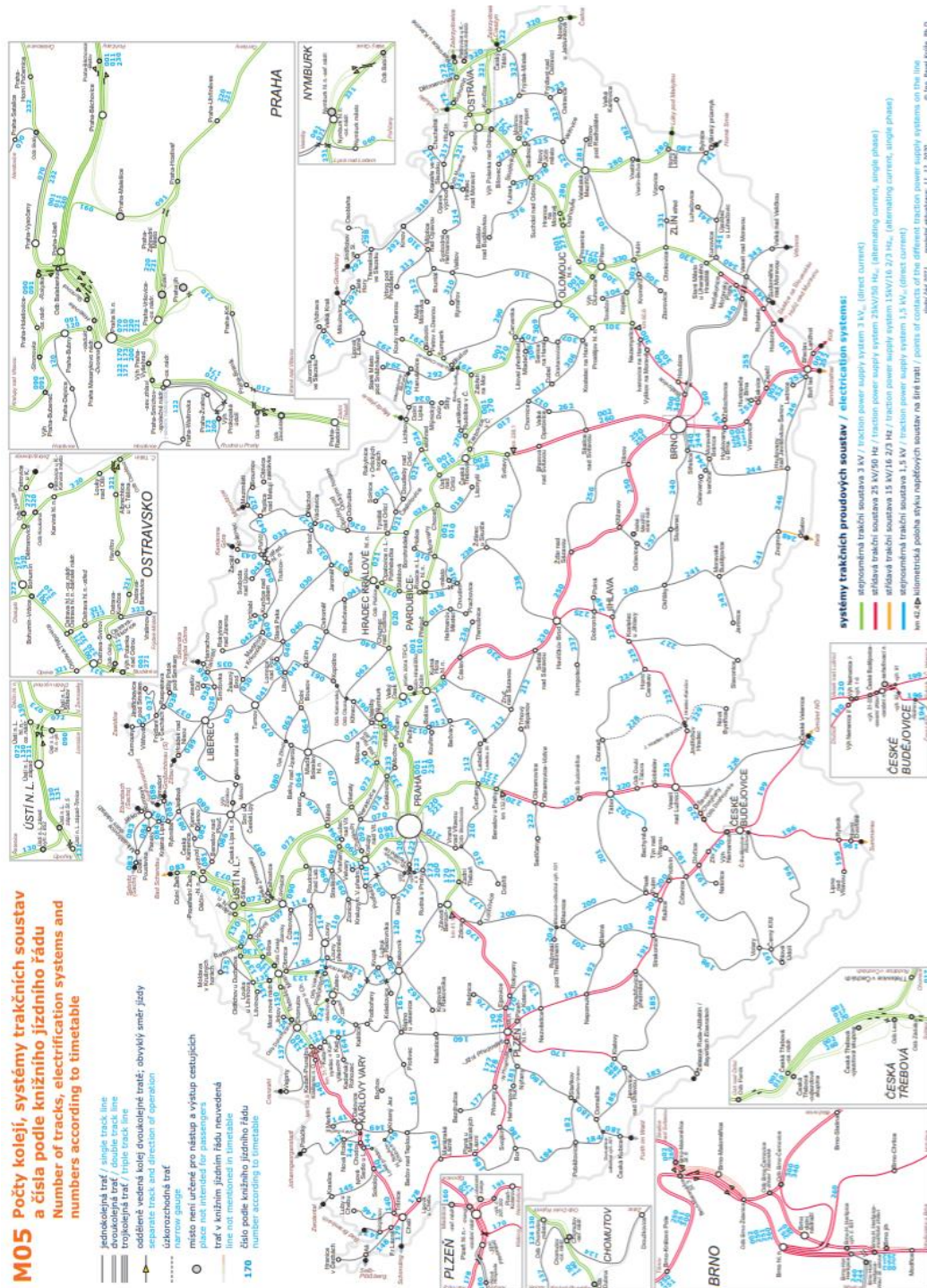
Trvalý výkon lokomotivy	6 000 kW
Maximální rychlost	230 km/h
Maximální tažná síla	304 kN
Hmotnost	87 000 kg
Hmotnost na nápravu	21 750 kg
Délka přes nárazníky	19 580 mm





## 2.2 Nezávislá trakce

Tento segment je v České republice velmi zastoupen díky velkému množství neelektrifikovaných tratí. Bohužel vozový park, který máme na našem území je zastaralý a potřebuje obnovu. Většina traťových výkonů připadá na lokomotivní řady 742, 750 a od těchto řad odvozených vozidel. Nákup nových diesel-elektrických lokomotiv je problematický z pohledu emisí a nové více zdroje lokomotivy zase nevyhovují požadavkům na maximální nápravové zatížení na vedlejších tratích. Na obrázku 5 je možno vidět rozdělení tratí podle napájecích soustav a také neelektrifikované tratě.



Obrázek 5-Mapa železniční sítě ČR [7]



### 2.2.1 CZ LOKO EffiShunter 1000M

Motorová lokomotiva EffiShunter 1000M je modernizací původních čtyřnápravových lokomotiv řad 740 a 742. Je určena pro středně těžkou posunovací a traťovou službu na vlečkách a tratích. Lokomotiva je řešena jako kapotová s věžovou kabinou pro strojvedoucího. Hnací agregát tvoří spalovací motor Caterpillar CAT C32. Jmenovitý výkon lokomotivy činí 895 kW a dosahuje tažné síly 267 kN. Lokomotiva má hmotnost 80 t a její pojezd je v uspořádání Bo'Bo'. Lokomotiva má schválení pro provoz v České republice, na Slovensku, v Maďarsku a Polsku. Dle specifikace zákazníka může být osazena systémem ETCS. [2]



Obrázek 6-CZ LOKO EffiShunter 1000 [2]

Tabulka 3-Parametry lokomotivy Effishunter od CZ LOKO

Trvalý výkon lokomotivy	895 kW
Maximální rychlost	100 km/h
Maximální tažná síla	267 kN
Hmotnost	80 000 kg
Hmotnost na nápravu	20 000 kg
Délka přes nárazníky	16 400 mm

### 2.2.2 CZ LOKO Effishunter 1600

Tato šestnápravová lokomotiva je určena pro těžký posun na vlečkách a seřadištích. Pojezd lokomotivy je v uspořádání Co'Co' a je převzat z typu 770/771/S200 nebo ČME3. Ostatní části lokomotivy jsou novostavbou od CZ LOKO. Alternativní verzí lokomotivy je typ C30-M. Ten je určen pro těžkou posunovací a traťovou službu na tratích a vlečkách o rozchodu 1520 mm. Maximální rychlost je 100 km/h. Lokomotiva vznikla komplexní modernizací původní řady. [2]





Obrázek 7-2.2.2 CZ LOKO Effishunter 1600 [2]

Tabulka 4- Parametry lokomotivy CZ LOKO Effishunter 1600

Trvalý výkon lokomotivy	1 500 kW
Maximální rychlost	100 km/h
Maximální tažná síla	410 kN
Hmotnost	123 000 kg
Hmotnost na nápravu	20 500 kg
Délka přes nárazníky	17 420 mm

### 2.2.3 CZ LOKO Effiliner 1600

Tato lokomotiva vznikla modernizací řad 750, 752 a 753. Z těchto lokomotiv byl při přestavbě v CZ LOKO využit pouze hlavní rám a dvounápravové trakční podvozky. Lokomotiva je určena pro traťovou službu, je vybavena spalovacím motorem Caterpillar o výkonu 1 550 kW, dosahuje tažné síly 220 kN. Lokomotiva je schopna dosáhnout maximální rychlosti 100 km/h. Maximální hmotnost na nápravu je pod hranicí 20 t a tím pádem je lokomotiva vhodná pro traťovou třídu C. Pojezd lokomotivy je v uspořádání Bo'Bo'. Individuální pohon dvojkolí je řešen pomocí tlapového motoru. [1]



Obrázek 8-CZ LOKO Effiliner 1600 [1]



*Tabulka 5-Parametry lokomotivy CZ LOKO Effliner 1600*

Trvalý výkon lokomotivy	1 550 kW
Maximální rychlost	100 km/h
Trvalá tažná síla	203 kN
Hmotnost	75 000 kg
Hmotnost na nápravu	18 750 kg
Délka přes nárazníky	16 540 mm

#### 2.2.4 Siemens ER20 Eurorunner

Tato lokomotiva je vybavena spalovacím motorem o výkonu 2 000 kW. Přenos výkonu je diesel-elektrický s asynchronním motorem pro každou nápravu. Pojezd je v uspořádání Bo'Bo'. Pohon je částečně odpružen, toto řešení je použito z důvodů snahy snížit neodpružené hmoty a jejich dynamické účinky na kolej. Lokomotiva dosahuje hmotnosti 20 t na nápravu a tím pádem vyhovuje traťové třídě C. [1]



*Obrázek 9-Lokomotiva Siemens ER20 Eurorunner [1]*

*Tabulka 6-Parametry lokomotivy Siemens ER20 Eurorunner*

Trvalý výkon lokomotivy	2 000 kW
Maximální rychlost	140 km/h
Maximální tažná síla	234 kN
Hmotnost	80 000 kg
Hmotnost na nápravu	20 000 kg
Délka přes nárazníky	19 275 mm

### 2.3 Platformově řešené lokomotivy

#### 2.3.1 Bombardier TRAXX

V současné době je na trhu již třetí generace lokomotivy TRAXX. Tato generace je postavena na modulární platformě. Zákazník má možnost si vybrat od jednosystémové, přes vícesystémové až po verzi s dojezdem poslední míle. Tato verze je vybavena spalovacím motorem pro vozbu lehčích vlaků na neelektrifikovaných tratích. Dále si zákazník může





objednat diesel-elektrickou verzi, která je vybavena čtyřmi spalovacími motory o výkonu 4x 540 kW. Toto řešení má velikou výhodu v úspoře pohonných hmot. Bohužel nevýhoda tohoto řešení je vysoká cena při nákupu a jeho složitost. Vícesystémová verze TRAXX AC3 dosahuje výkonu 5600 kW a tažné síly 300 kN. Maximální provozní rychlost je až 160 km/h. [4]



Obrázek 10-Lokomotiva TRAXX [1]

Tabulka 7-Parametri lokomotivy Traxx AC3 (Last Mile)

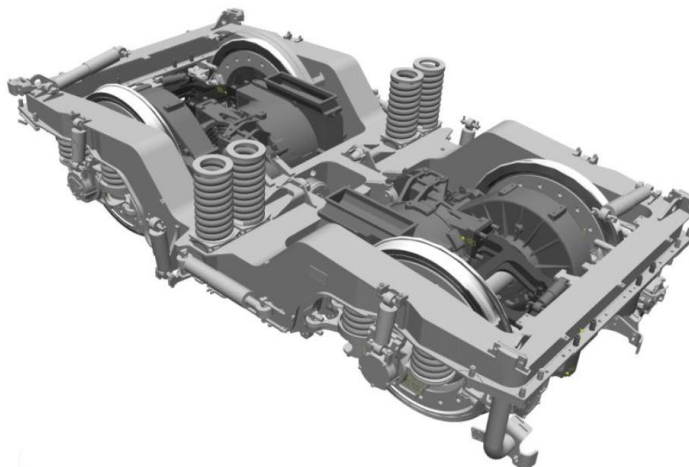
Trvalý výkon lokomotivy napájené z trakčního vedení	5 600 kW
Trvalý výkon lokomotivy na diesellový motor	180-240 kW
Maximální rychlost na trakčním vedení	160 km/h
Maximální rychlost bez trakčního vedení	50 km/h
Maximální tažná síla	300 kN
Hmotnost	85 000 kg
Hmotnost na nápravu	21 250 kg
Délka přes nárazníky	18 900 mm

### 2.3.2 Siemens Vectron

Lokomotiva Vectron je postavena na modulární platformě a je dodávána v různých variantách. Maximální hmotnost je 90 t u výkonnější duální varianty. Varianta A: Vectron MS je vícesystémová lokomotiva s výkonem 6400 kW a maximální rychlostí 200 km/h. Varianta B: Vectron AC, lokomotiva pro střídavé napájecí soustavy s výkonem 6400 kW a maximální rychlostí 160 nebo 200 km/h. Varianta C: Vectron DC, lokomotiva pro stejnosměrné napájecí soustavy s výkonem 5200 kW a maximální rychlostí 160 nebo 200 km/h. Varianta D: Vectron AC, lokomotiva pro střídavé napájecí soustavy s výkonem 5600 kW a maximální rychlostí 160 km/h. Varianta G: Vectron DE, dielelektrická lokomotiva s výkonem 2400 kW a maximální rychlostí 160 km/h. Dále se lokomotiva nabízí ve dvou duálních verzích. Parametry výkonnější duální lokomotivy jsou popsány v tabulce č.8. Pojezd je uspořádán klasicky Bo'Bo' s asynchronními trakčními motory, které jsou pružně



uloženy k rámu podvozku. Moment z asynchronního motoru je přenášen kloubovým hřídelem skrz dutý pastorek převodovky. Pohon je vybaven jednostupňovou převodovkou, jejíž velké kolo je nalisované na nápravě. Tento pohon je částečně odpružený, což je zjednodušení proti svému předchůdci, lokomotivě Taurus. [3]



Obrázek 11-Pojezd lokomotivy Siemens Vectron [32]



Obrázek 12-Siemens Vectron [1]

Tabulka 8-Parametry dvou zdrojové lokomotivy Siemens Vectron Dual Mode

Trvalý výkon lokomotivy bez ohledu na režim provozu	2 000 kW
Maximální rychlost na trakčním vedení	160 km/h
Maximální tažná síla	300 kN
Hmotnost	90 000 kg
Hmotnost na nápravu	22 500 kg
Délka přes nárazníky	19 975 mm



### 2.3.3 Pesa Gama 111Db

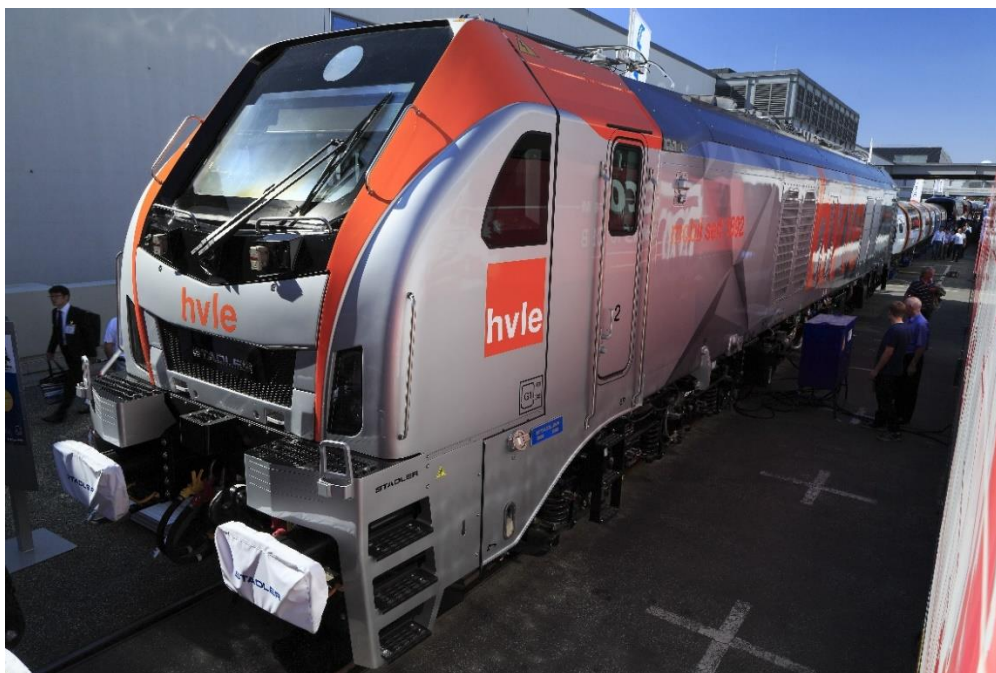
Velmi podobný produkt motorové verzi lokomotivy Vectron nabízí polský výrobce PESA pod označením 111Db, patřící do platformy nazvané Gama. Motorová lokomotiva splňuje současné normy TSI, je vybavena spalovacím motorem MTU typu 16V 4000 R84 o výkonu 2400 kW a tažná síla lokomotivy je 300 kN. Hmotnost na nápravu je 21 t. Přenos výkonu je střídavě-střídavý. Vždy dva trakční motory jednoho podvozku jsou napájeny z jednoho trakčního měniče. Pojezd je v uspořádání Bo'Bo'. [5]



Obrázek 13-Pesa Gama [33]

### 2.3.4 Stadler Euro Dual

Lokomotiva se vyrábí ve dvou uspořádáních pojezdů Co'Co', nebo Bo'Bo'. Tato lokomotiva je odlišná od ostatní dvouzdrojových lokomotiv a to tím, že není vybavena pouze malým spalovacím motorem na přesun „poslední míle“, ale je ji možno vybavit osmi až šestnácti válcovými vznětovými motory, které zajišťují plnohodnotné využití při sjetí z elektrifikované tratě. Lokomotiva může dosahovat výkonu 7 MW při napájení pod elektrickou trolejí a na dieselový motor až 2,8 MW. [8]



Obrázek 14-Lokomotiva Stadler Euro Dual [1]

Tabulka 9-Parametry duální lokomotivy Stadler Euro Dua pro společnost HVLE

Trvalý výkon lokomotivy na trakčním vedení	6 150 kW
Trvalý výkon lokomotivy s použitím spalovacího motoru	2 800 kW
Maximální rychlost na trakčním vedení	120 km/h
Maximální tažná síla	500 kN
Hmotnost	126 000 kg
Hmotnost na nápravu	21 000 kg

## 2.4 Možnosti řešení dvouzdrojových lokomotiv

V této části popíšu některé možnosti řešení dvouzdrojových lokomotiv s jejich výhodami a nevýhodami.

### 2.4.1 Diesel-akumulátorová lokomotiva

Toto řešení je vhodné hlavně pro posunovací službu. Zde lokomotiva pracuje převážně na volnoběžné otáčce a to ze 2/3 provozní doby, na jmenovitý výkon pouze 2 % z doby provozu. Z těchto uvedených skutečností vyplývá, že diesel-elektrické lokomotivy nepracují příliš úsporně při posunovací službě a dochází k velké spotřebě paliva při volnoběžných otáčkách spalovacího motoru. Diesel-akumulátorová lokomotiva je vybavena méně výkonným spalovacím motorem oproti klasické diesel-elektrické lokomotivě. Tento menší spalovací motor nabíjí baterie, které se využijí při potřebě většího výkonu, nebo v době kdy není potřeba využít spalovací motor. Tímto způsobem je krátkodobě zachován maximální trakční výkon lokomotivy. Nevýhodou tohoto řešení je omezená životnost





akumulátorových baterií a nemožnost této lokomotivy trvale dosahovat vyšších výkonů a tím pádem omezení při využití pro traťovou službu. [35]

#### 2.4.2 Elektrická lokomotiva s dieselagregátem.

Toto řešení můžeme vidět u Lokomotivy Siemens Vectron. Jde o elektrickou lokomotivu, která je vybavena spalovacím motorem o nižším výkonu pro pohyb na neelektrifikovaných tratích. U tohoto řešení je problém s dodržením maximálního přípustného nápravového zatížení na vedlejších tratích, tím pádem jsou tyto lokomotivy omezeny výkonem oproti normálním verzím lokomotiv, ze kterých často vychází. [35]

#### 2.4.3 Elektrická lokomotiva s bateriemi

Díky rozvoji a stále se zlepšujícím parametrům akumulátorových baterií začínají dávat takto řešené lokomotivy smysl. Takto provozovaná lokomotiva nebude na své trase vytvářet uhlíkovou stopu a při ekologicky šetrné výrobě elektrické energie bude tento způsob pohonu z hlediska udržitelnosti nejpříjemnější. Jde o elektrickou lokomotivu, která je napájena z trolejového vedení. Při připojení na trolejové vedení se nabíjí i akumulátory a po opuštění elektricky napájených tratí se lokomotiva pohybuje pomocí energie uložené v akumulátorech. Toto řešení je vhodné pro kratší vzdálenosti na neelektrifikovaných ramenech s menším počtem rozjezdů. Kritérium nižšího počtu rozjezdů je u nákladních vlaků většinou splněno. Mezi nevýhody tohoto řešení lze zařadit hmotnost baterií, vysokou pořizovací cenu a likvidaci použitých baterií po uplynutí jejich životního cyklu. [35]

#### 2.4.4 Lokomotiva s větším množstvím spalovacích motorů.

Toto řešení je velice výhodné pro režim služby, kdy lokomotiva nepracuje většinu času v maximálním zatížení. Tento koncept je například využíván u dieselové verze lokomotivy Traxx. Lokomotiva při posunu může pracovat na jeden spalovací motor, ke kterému se budou přidávat další motory při potřebě většího výkonu. Pro toto řešení se většinou používají spalovací motory z nákladních automobilů. Nevýhodou tohoto řešení je větší složitost oproti lokomotivě vybavené pouze jedním spalovacím motorem. [35]



## 3 Rešerše konstrukčních řešení podvozků lokomotiv

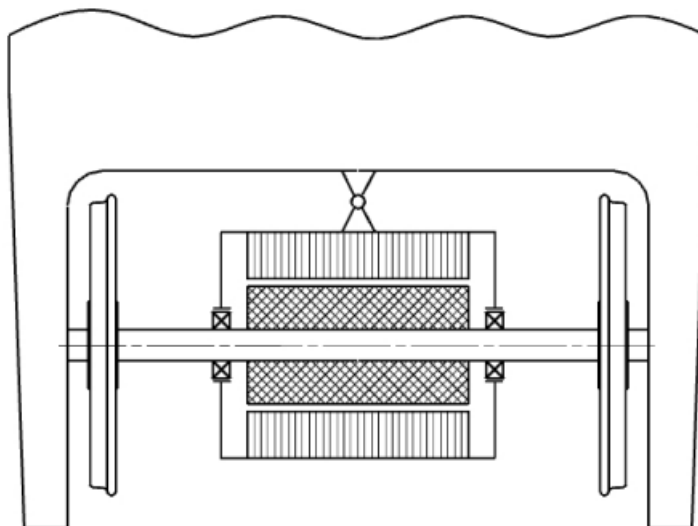
V této kapitole se pokusím popsat různé možnosti řešení jednotlivých mechanických částí podvozků lokomotiv.

### 3.1 Uspořádání pohonu

V této části se budu snažit popsat pohon s příčně uložením motorem ke směru jízdy. Toto řešení je u lokomotivních vozidel nejčastější. Mezi výhody tohoto řešení lze zařadit jeho jednoduchost.

#### 3.1.1 Přímý pohon dvojkolí

Tento pohon je z konstrukčního hlediska nejjednodušší. Trakční motor je uložen na nápravě dvojkolí. Rotor je pevně spojen s nápravou a otáčí dvojkolím. Největší výhodou tohoto řešení je jeho jednoduchost. Při tomto řešení odpadá potřeba redukční převodovky, která je normálně součástí pohonu. Mezi nevýhody patří velká hmotnost neodpružených hmot způsobená tím, že náprava nese celý trakční motor. Tento problém je možno odstranit pomocí dutého hřídele. Další nevýhodou je velikost trakčního motoru a jeho hmotnost způsobená pomaloběžností tohoto pohonu bez redukce. Velikost elektromotoru je závislá na jeho momentu a tím pádem je s ohledem na velikost a hmotnost vhodné kombinovat elektromotor s redukční převodovkou. [19] [40]



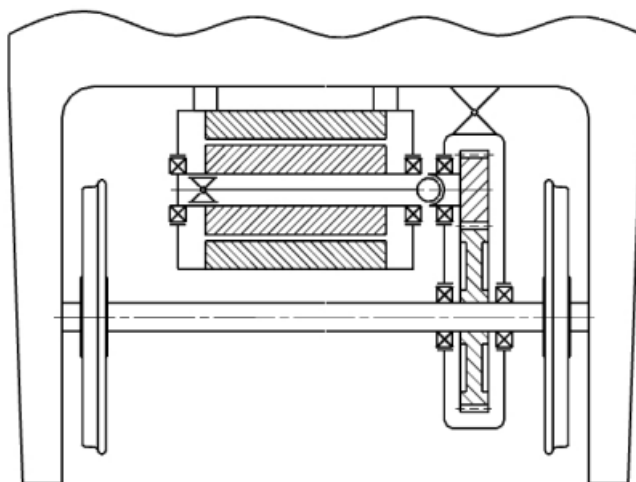
Obrázek 15-Přímý pohon dvojkolí [11]

#### 3.1.2 Pohon s kloubovým hřídelem skrz elektromotor

Toto řešení je vhodné pro aplikace, kde je snaha zmenšit neodpružené hmoty a není zde dostatek místa pro kloubový hřídel za elektromotorem. Mezi výhody tohoto řešení patří uložení trakčního motoru na rám podvozku. Nevýhodou tohoto řešení je složitější konstrukce elektromotoru s procházejícím kloubovým hřídelem. U menších elektromotorů



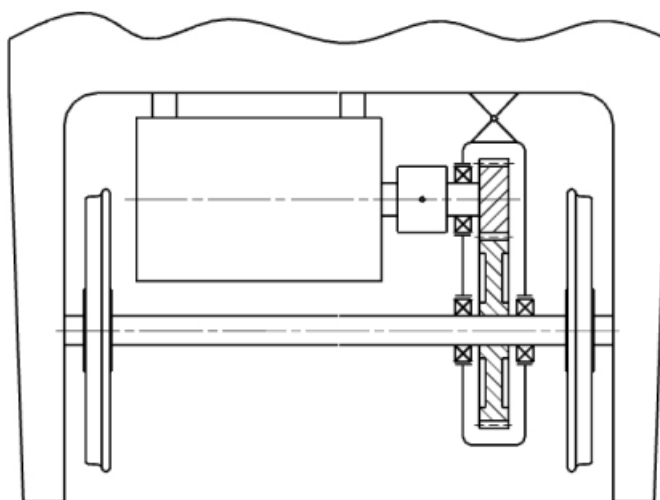
je možno použít řešení s kloubovým hřídelem až za elektromotorem. Při tomto řešení je možno použít dutý pastorek kterým bude procházet kloubový hřídel pro prodloužení délky a zmenšení úhlu vychýlení kloubového hřídele. [19] [40]



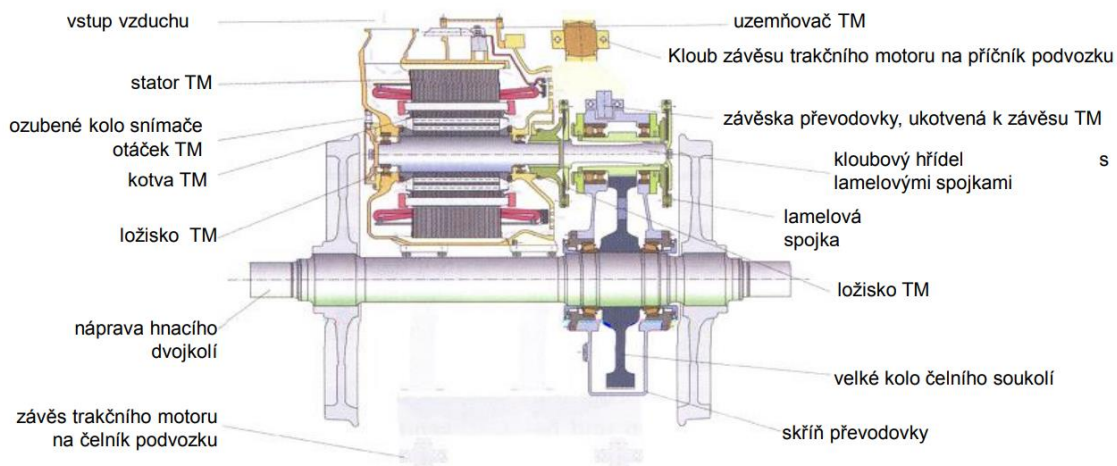
Obrázek 16-Pohon s kloubovým hřídelem skrz elektromotor [11]

### 3.1.3 Částečně odpružený pohon se spojkou

Toto uspořádání pohonu je podobné předešlému, jen s tím rozdílem, že místo kloubového hřídele zde máme pryžokovovou, nebo sférickou zubovou spojku. Tyto spojky umožňují svislé výkyvy. Oproti předešlému řešení je tento typ pohonu jednodušší a v současné době používanější. [19] [40]



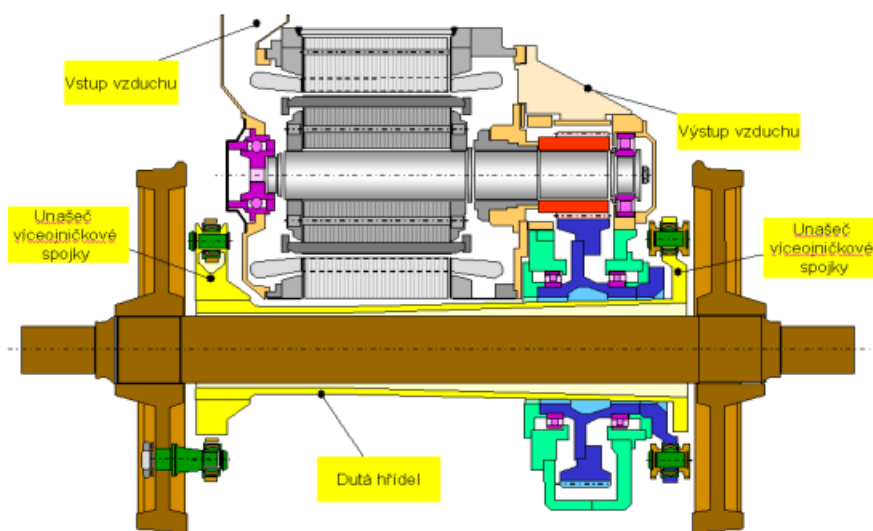
Obrázek 17-Pohon se spojkou [11]



Obrázek 18-Částečně odpružený pohon [40]

### 3.1.4 Pohon dutým hřídelem

Toto řešení je nejvhodnější z hlediska minimalizace neodpružených hmot. U tohoto řešení se do nevypružených hmot zahrnuje pouze část dutého hřídele. Pro zmenšení této hmoty je možno využít hřídel vyrobený z kompozitu, jako tomu bylo u lokomotivy E 109 od Škody. Mezi nevýhody tohoto řešení patří jeho složitost. Toto řešení je vhodné pro lokomotivy jezdící vysokou rychlostí. Pro přenos momentu mezi hřídelem a kolem se dají použít ojníčkové spojky, nebo jim podobná řešení. [19] [40]



Obrázek 19-Pohon dutým hřídelem [40]

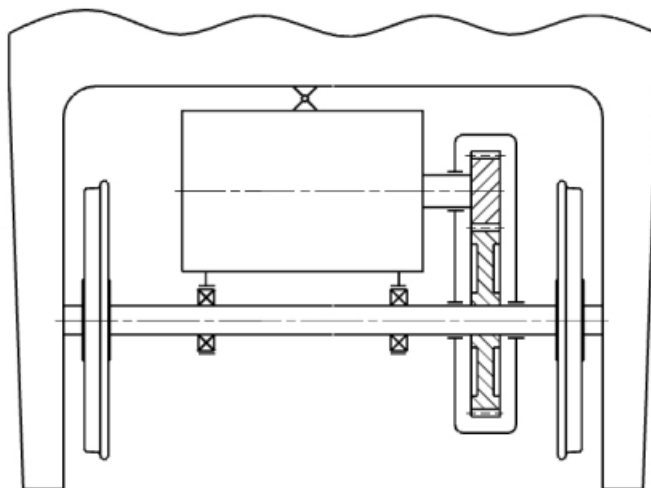
### 3.1.5 Pohon tlakovým motorem

Toto řešení bylo v minulosti asi nepoužívanějším při konstrukci lokomotiv. U tohoto uspořádání je trakční motor uložen pomocí tlakových ložisek na nápravu a klopný moment od trakčního motoru je přenášán pomocí závěsek. Pastorek je většinou uložen letmo na výstupním hřídeli z trakčního elektromotoru. U tohoto řešení je nutné korigovat soukolí.

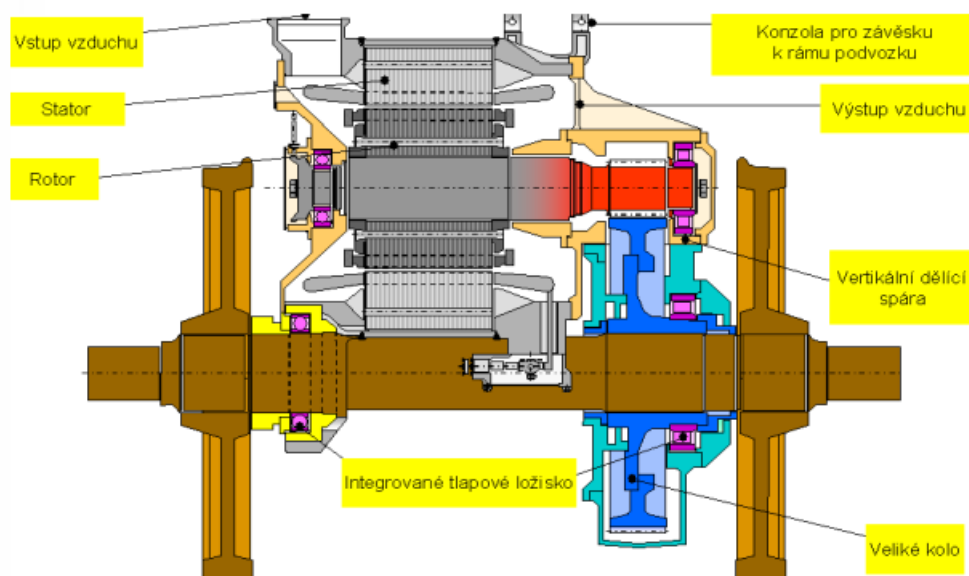




V současné době se už moc nepoužívají tlapová kluzná ložiska, ale motor bývá uložen například pomocí dutého hřídele a valivých ložisek na nápravě. Dalším možným řešením je spojení motoru a převodovky do jednoho celku. U tohoto řešení je jedno ložisko součástí trakčního motoru a druhé součástí převodovky. Na těchto ložiscích je uložen pohonný blok. Toto řešení je vyobrazeno na obrázku č. 21. Hlavní nevýhodou těchto řešení je veliká neodpružená hmotnost. Toto řešení je vhodné pro méně výkonné lokomotivy jezdící nižšími rychlostmi. [19] [40]



Obrázek 20-Pohon tlapovým motorem [11]



Obrázek 21-Moderní uspořádání tlapového pohonu [40]

### 3.2 Vedení dvojkolí u trakčních podvozků

Tato část pojezdu úzce souvisí s primárním vypružením podvozku. Vedení dvojkolí je velice důležité pro chování lokomotivy při jízdě. Pro lokomotivy jezdící na obloukovitých tratích je vhodné měkčí vedení dvojkolí, avšak toto se nám promítne na snížení kritické rychlosti



v přímé trati. Mezi hlavní požadavky na vedení dvojkolí patří požadavek na přenos tažných a brzdných sil. Dále snaha snížit vodící síly a tím pádem opotřebení kolejnic a dvojkolí lokomotivy. [19] [40]

### 3.2.1 Rozsochové vedení dvojkolí

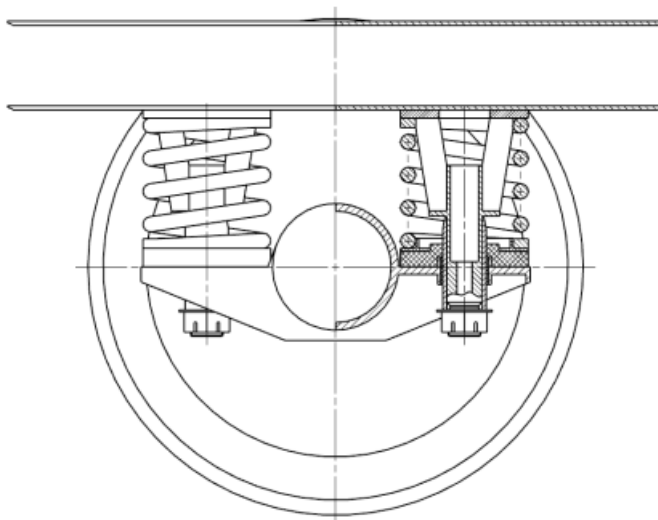
Tento typ vedení dvojkolí už není v současné době u hnacích vozidel příliš častý. Rozsocha zajišťuje vedení jak v příčném, tak v podélném směru. U tohoto vedení záleží na vůlích v rozsochách, které ovlivňují jeho vlastnosti. Většinou bývá toto vedení tuhé. [19]



Obrázek 22-Rozsochové vedení [1]

### 3.2.2 Vedení svislým čepem

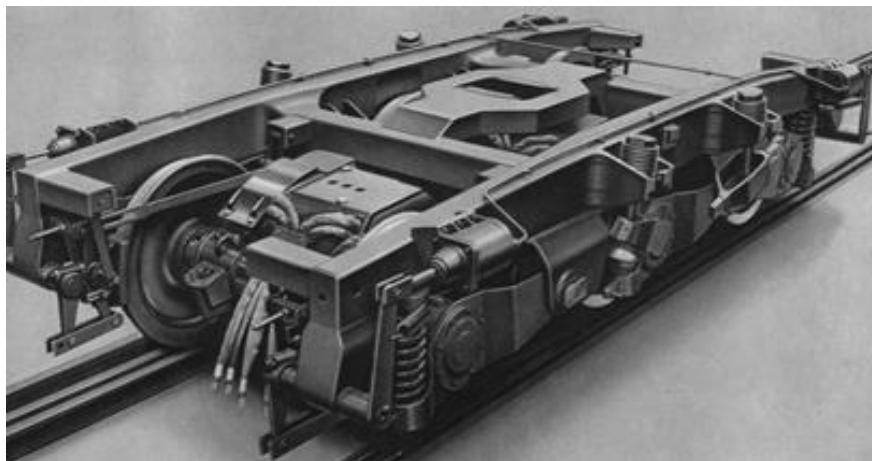
Toto vedení je velice podobné vedení pomocí trnu. U tohoto konstrukčního uspořádání bývá většinou čep umístěn uvnitř pružin primárního vypružení. Nezbytnou nutností pro toto vedení je zajistit čistotu dotykových ploch čepu a vhodně zvolit konstrukční materiály. Tuhost vedení je dána příčnou tuhostí pružin primárního vypružení do doby, než narazí svislý čep na pouzdro, které ho vede. U tohoto vedení závisí na velikosti vůle mezi čepem a jeho pouzdrem. Pro lepší jízdní vlastnosti na tratích s menšími poloměry je možnost vysunutí čepu a při jízdě na rovné trati vyšší rychlostí jeho opětovné zasunutí. Toto řešení zlepšuje stabilitu jízdy při vyšších rychlostech a zároveň zlepšuje průjezd lokomotivy oblouky o malých poloměrech. [19]



Obrázek 23-Čepové vedení dvojkolí [11]

### 3.2.3 Vedení pomocí kyvného ramena

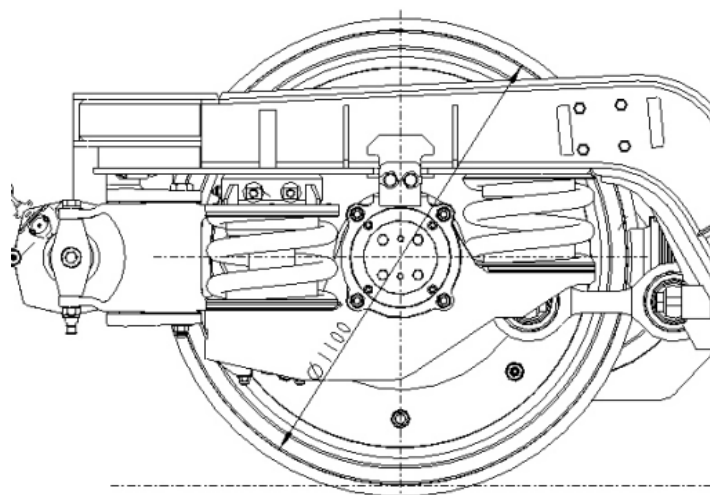
U tohoto druhu vedení je ložisková komora vedena pomocí kyvného ramena. Podélná a příčná tuhost tohoto vedení dvojkolí je dána tuhostí silentbloku otočného čepu kývačky. Toto vedení nebývá příliš tuhé v příčném směru. U této koncepce bývá většinou otevření H rám, který svojí poddajností pomáhá vozidlu se přizpůsobovat trati. [19]



Obrázek 24-Kývačkové vedení dvojkolí [40]

### 3.2.4 Vedení pomocí ojničky

Toto vedení bývá užíváno u flexi-coil pružin. Výhodou tohoto řešení je jeho konstrukční jednoduchost a nenáročnost na údržbu. Ojnička propojuje podélník podvozku s ložiskovou komorou. U tohoto vedení se využívá příčné tuhosti pružin primárního vypružení. Toto vedení může být doplněno svislým čepem, který bude zajišťovat vedení dvojkolí v příčném směru po vyčerpání vůlí, jako tomu je u řešení CZ LOKO. [19]



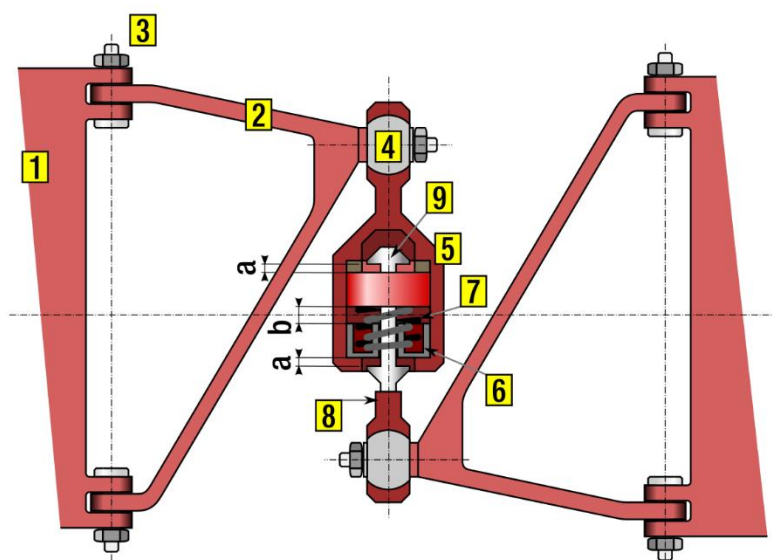
Obrázek 25-Ojničkové vedení [13]

### 3.3 Systémy pro snižování vodících sil

Smyslem snižování vodících sil je snaha zmenšit opotřebení kolejového svršku a kol dvojkolí lokomotivy. Vždy je snaha se co nejvíce přiblížit radiální poloze dvojkolí v oblouku. Pro snižování vodících sil máme více možností. Asi nejjednodušší variantou je propojení mezipodvozkovou vazbou předního a zadního podvozku. U tohoto řešení je vliv snížení vodících sil nejvíce patrný na nabíhající dvojkolí zadního podvozku. U tohoto řešení je suma vodících sil pořád stejná, jen jsou tyto síly lépe rozdělovány. V následujících odstavcích se pokusím podrobněji popsat možná technická řešení této problematiky. [6]

#### 3.3.1 Příčná vazba mezi podvozky

Tento způsob je nejjednodušší mechanický způsob pro vzájemné propojení podvozků lokomotivy. Dříve bývalo toto řešení často používané u elektrických lokomotiv pro stejnosměrné napájení. U lokomotiv s transformátorem, nebo na dieselový pohon je problém se zástavbou tohoto mechanismu z důvodů uložení transformátoru, nebo palivové nádrže pod hlavní rám lokomotivy. U mezipodvozkové vazby je nutné zajistit necitlivost pro malé výchylky, které vznikají při pojíždění velkých oblouků, nebo při vlnivém pohybu vozidla v kolejovém kanálu. [6]

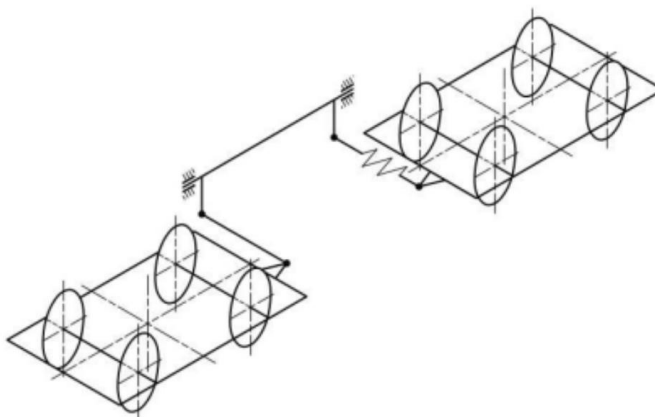


Obrázek 26-Příčná mezipodvozková vazba [1]

U vyobrazení mezipodvozkové vazby je na pozici č.1 rám podvozku, č.2 oje tlumiče, č.3 otočný čep, č.4 kulový čep oje, č.5 vnější pouzdro tlumiče. [1]

### 3.3.2 Vazba mezi podvozky pomocí torzní tyče

Toto řešení je určeno pro vozidla, u kterých ze zástavbových důvodů není možné použít příčnou mezipodvozkovou vazbu. Obvykle se toto řešení používá u lokomotiv napájených střídavým proudem a u vozidel s nádrží na pohonné hmoty. U tohoto řešení je torzní tyč umístěna ve směru jízdy a pomocí táhel je spojena s podvozky vozidla. Při pootočení jednoho podvozku je pomocí natočení torzní tyče vyvoláno natočení druhého podvozku. Jeden podvozek je propojen s torzní tyčí pružným elementem. Mezi nevýhody tohoto řešení patří jeho složitost a ztráty vzniklé třením v jednotlivých součástech mechanismu. Dále toto řešení ovlivňuje druhý stupeň vypružení a způsobuje příčnou výchylku skříňe. [6]

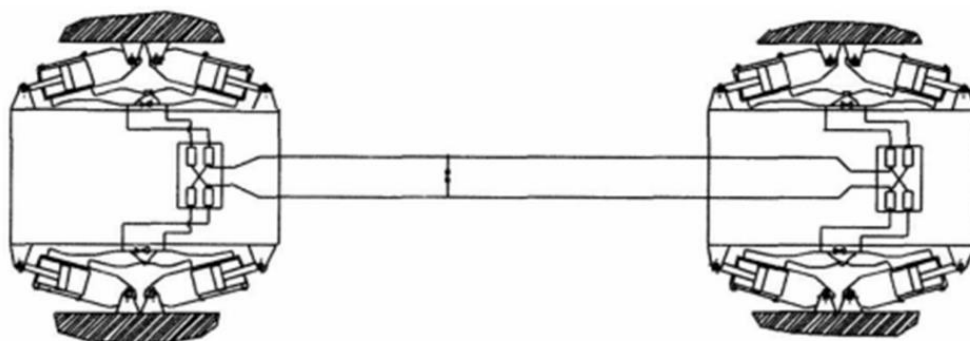


Obrázek 27-Mezipodvozková vazba pomocí torzní tyče [9]



### 3.3.3 Mezipodvozková vazba pomocí hydraulických prvků

Toto řešení je podobné předchozímu, jen je zde použit hydraulický systém. Díky tomuto řešení máme větší volnost z hlediska zástavbových rozměrů. Toto řešení je tím pádem možné použít u lokomotiv s transformátorem a zároveň u tohoto řešení nedochází k ovlivnění druhého stupně vypružení a skříně vozidla. Nevýhodou tohoto řešení jsou ztráty v hydraulickém systému. [19]



Obrázek 28-Hydraulická mezipodvozková vazba [2]

### 3.3.4 Aktivní tlumič vrtění

Toto technické řešení není oproti dříve popsaným založeno na vzájemné vazbě mezi podvozky. Podvozek je stavěn do radiální polohy pomocí mechatronických systémů. Pro správné fungování je potřeba zajistit správnou funkci senzorů, servopohonu a hydraulické jednotky. Toto provedení je při správném seřízení nejvhodnějším možným řešením. Mezi jeho výhody patří malé zástavbové rozměry a volnost úhlové regulace jednotlivých podvozků. Mezi nevýhody lze zařadit funkčnost systému při poruchových stavech. [19]

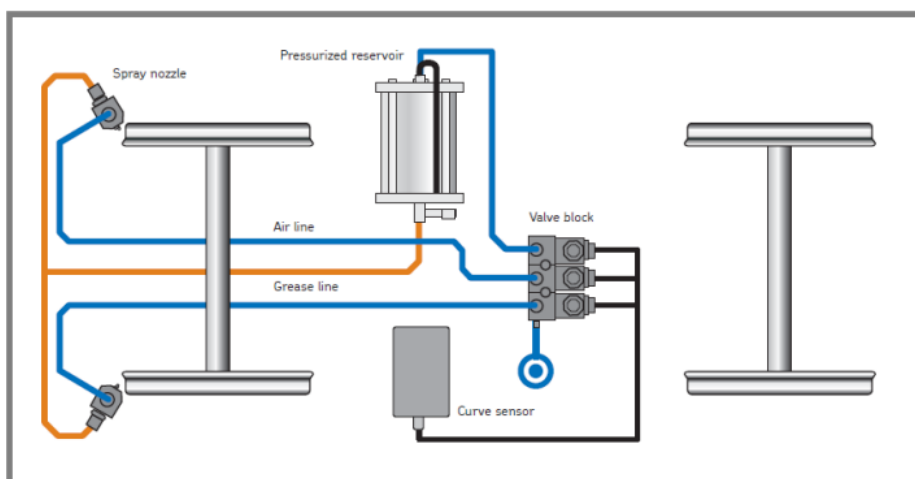


Obrázek 29-Systém aktivního natáčení podvozku [14]



### 3.3.5 Mazání okolků

Z kapitoly 7 je patrné, že na velikost vodících sil má vliv velikost součinitele adheze. Z tohoto předpokladu nám vyplývá, že snížením součinitele adheze můžeme dosáhnout zmenšení vodících sil a tím pádem lepší bezpečnosti proti vykolejení a menšímu opotřebenosti koleje a okolků. Pro tuto aplikaci je nutno používat k přírodě šetrná maziva. V praxi se používají systémy založené na pevné bázi, nebo na principu rozstřiku maziva na plochu okolků. [19]



Obrázek 30-System mazání okolků [15]









Z obrázku č. 31 je patrné, že nápravové zatížení 22,5 t je pouze na hlavnějších tratích, nebo v průmyslových oblastech. Jestli chceme do budoucna využívat zbytek tratí pro nákladní dopravu, tak bude potřeba nových a lehčích lokomotiv, které zatím nenabízí žádní výrobci na evropském trhu.

Mnou navrhovaná lokomotiva bude elektrická a při opuštění napájených úseků přepne na diesel-elektrický pohon.

#### 4.1 Parametry Lokomotivy

*Tabulka 10-Parametry lokomotivy*

Trakce	25kV-50 Hz na el. napájení diesel-elektrická mimo troleje
Pojezd	Bo'Bo'
Maximální trakční výkon	2,2 MW (Závislá) 1,5 MW (Nezávislá)
Maximální tažná síla	274 kN
Maximální rychlost	160 km/h (Závislá), 140 km/h (Nezávislá)
Minimální traťový oblouk	150 m
Hmotnost na nápravu	20 t
Rozvor podvozku	2,5 m
Vzdálenost otočných čepů	9,5 m
Délka přes nárazníky	19,1 m

#### 4.2 Popis hlavních komponent stroje

V této části se budu snažit popsat hlavní komponenty lokomotivy a navrhnout jejich umístění. Toto rozvržení je potřebné z hlediska vyvážení lokomotivy a hmotnostního managementu. K tomuto je důležité znát rozměrové a hmotnostní parametry komponent. Některé parametry, které se mi nepodařilo dohledat jsou odhadnuty.

##### 4.2.1 Motorgenerátor

Původně jsem přemýšlel o dieselovém motoru V16 od MTU, ale tento motor je příliš těžký pro tuto aplikaci. Po delším uvažování jsem pro lokomotivu zvolil spalovací motor 12V R54 od MTU, který dle údajů výrobce vychází lehčí, než výkonově srovnatelný agregát od Caterpillaru. Tento agregát je doplněn filtrem pevných částic pro plnění emisních limitů Stage IIIB. Výkon použité varianty motoru 12V dosahuje 1800 kW a její hmotnost činí 7 700



kg. Dále musíme počítat s nádrží na pohonné hmoty, která má kapacitu 2000 l a nádrží na AdBlue. Motor je přes spojku propojen s generátorem elektrického proudu. Generátor jsem zvolil od firmy ABB C466 AMB 0500CP04 DAP o výkonu 1 8218 kVA. Jde o čtyřpólový synchronní stroj. Hmotnost tohoto generátoru ve dvouložiskovém provedení je 4,3 t. Motorgenerátor bude umístěn do středu lokomotivy z důvodu jejího vyvážení. Celková hmotnost soustrojí motorgenerátoru je přibližně 13 t.



*Obrázek 32-Spalovací motor MTU 12V R54 [30]*

#### 4.2.2 Blok chlazení

Umístění chlazení má také předem jasnou pozici, a to co nejbližší spalovacímu motoru. Plocha chladících článků bude cca 2,5m<sup>2</sup> a výška tohoto chladiče bude cca 1,7 m. Z toho vyplývá délka chladiče přibližně 1,5 m. Tento návrh je pouze orientační, při reálném návrhu musíme uvažovat prostředí, kde bude lokomotiva používána.

#### 4.2.3 Pneumatická výzbroj

Součástí pneumatické výzbroje je zdroj stlačeného vzduchu, vzduchojemy, brzdový rozvaděč a elektropneumatické stykače. Součástí kompresoru bývá často úpravna vzduchu, kde se vzduch vysušuje a zbavuje mazacího oleje. Hmotnost kompresoru je přibližně 300 kg.

Hlavní vzduchojemy slouží k uchování vzduchu z kompresoru pro samočinnou tlakovou brzdou a dále například pro zvedání sběračů. Vzduchojemy bývají umístěny ve dvojicích, většinou o objemu kolem 500 l. Vzduchojemy se nejčastěji umísťují na spodek rámu lokomotivy, například k nádrží na naftu. Toto umístění má nevýhodu, že vzduchojemy jsou vystaveny venkovnímu prostředí a dříve podléhají korozi. Rozměry námi použitých vzduchojemů jsou 3000x500 mm o hmotnosti 2x250kg.



#### 4.2.4 Elektro výzbroj

Mezi elektrickou výzbroj lokomotivy patří trakční komponenty a pomocné pohony. Do kategorie elektro výzbroje řadíme alternátor (popsán v předešlé kapitole), alternátor pomocných pohonů, usměrňovač střídavého proudu, frekvenční měnič, transformátor, elektromotor pohonu kompresoru, trakční motory a brzdové odporňíky.

#### 4.2.5 Trakční motory

Pro pohon lokomotivy budeme používat čtveřici čtyřpólových asynchronních motorů, kde každý bude o výkonu 550 kW. Hmotnost jednoho motoru se pohybuje okolo 1,25t.

#### 4.2.6 Hlavní transformátor

Transformátor slouží k změně trolejového proudu o napětí 25kV na 1,5 kV. Hmotnost se pohybuje okolo 8 t i se započítáním vodního chlazení transformátoru. Tento transformátor není určen pro transformaci napětí z 15kV-16,5 Hz. Pro tyto napájecí sítě bude potřeba lokomotivu osadit jiným transformátorem, který bude pravděpodobně hmotnější. Transformátor obsahuje oddělené sekundární vynutí pro vlakové vytápění vagónů pro případ, že si zákazník bude přát pořídit lokomotivu pro vozbu osobních vlaků.

### 4.3 Hmotnostní bilance jednotlivých celků

Tato část návrhu lokomotivy je velice důležitá z hlediska kontroly dodržení hmotnosti 20 t na nápravu pro provoz na vedlejších tratích a také při návrhu vypružení lokomotivy. Hmotnost součástí jsem se snažil najít u výrobců, nebo ji odhadnout po konzultaci s vedoucím diplomové práce.

Tabulka 11-Hmotnostní bilance lokomotivy

Součást (celek)	Hmoty	Hmotnost 1 ks [kg]	Celková hmotnost [kg]	Počet kusů
Dvojkolí+brzdový kotouč	nevypružené	2100	8400	4
Ložiskový domek	nevypružené	90	720	8
Pastorek převodovky	prim	45	180	4
Velké kolo převodovky	nevypružené	320	1280	4
Skříň převodovky	nevypružené	300	1200	4
Pružina primáru+tlumič	nevypružené	90	720	8
	prim	80	640	8
Skříň převodovky	prim	100	400	4
Rám podvozku	prim	2500	5000	2
Trakční motor	prim	1250	5000	4
Sekundární vypružení	prim	150	600	4
	sekund	150	600	4
Spalovací motor	sekund	7700	7700	1



Alternátor+alt pom pohonu	sekund	5000	5000	1
Chlazení spalovacího motoru	sekund	2400	2400	1
Baterie	sekund	800	800	1
Kompresor+pneumaticka výzbroj	sekund	1000	1000	1
Klimatizace	sekund	250	500	2
Skříň+rám lokomotivy	sekund	10000	10000	1
Trakční měnič	sekund	3200	3200	1
Kabina	sekund	2000	4000	2
Spřáhlo	sekund	600	1200	2
Nádrž na naftu	sekund	2200	2200	1
Vzduchotechnika	sekund	3500	3500	1
EDB	sekund	1500	1500	1
Kabeláž	sekund	1000	1000	1
Transformátor	sekund	7500	7500	1
Sběrač	sukund	200	400	2
ETCS	sekund	400	400	1
Další vybavení	sekund	2960	2960	1

Tabulka 12-Roztřídění hmot lokomotivy a kontrola celkové hmotnosti

Hmotnost na nápravu [t]	20
Nápravové zatížení [kN] $A_0$	196,2
Kolové zatížení [kN] $Q_0$	98,1
Nevypružené hmoty $m_0$ [kg]	12 320
Prvotně vypružené hmoty $m_1$ [kg]	11 820
Sekundárně vypružené hmoty $m_2$ [kg]	55 860
<b>Celkem [kg]</b>	<b>80 000</b>

Celková hmotnost lokomotivy je 80 t, což splňuje náš požadavek na maximální hmotnost. Dále se pokusím určit polohu těžiště. Poloha těžiště je důležitá z důvodů nepřekročení již zmiňované hmotnosti na nápravu a dále z důvodů nepřetěžování trakčních motorů a co nejlepšího využití adhezní hmotnosti lokomotivy. Dále je poloha těžiště nutná znát pro kontrolu změny kolových sil na zborcené koleji a výpočet bezpečnosti proti vykolejení.

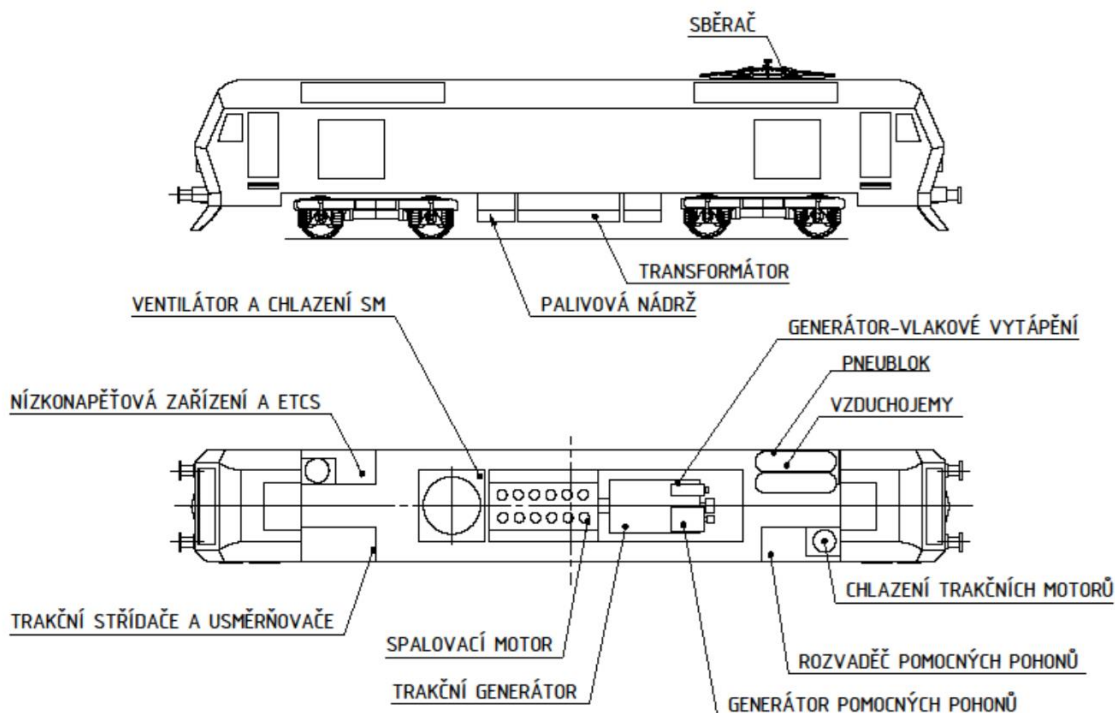
#### 4.4 Uspořádání strojovny

Při návrhu uspořádání strojovny jsem se rozhodl mezi verzí, která má průchozí uličku ve středu za kabinou strojvedoucího a motorgenerátor uprostřed uličky ve středu strojovny. Další variantou, nad kterou jsem uvažoval je možnost, kdy bude vše rozmístěno uprostřed strojovny podél osy jízdy. Obě tyto uspořádání umožňují utéct strojvedoucímu z kabiny v případě nehody a zajišťují přístupnost pro vykonávání servisních úkonů na jednotlivých komponentách strojovny. Nejužší část strojovny dosahuje 500 mm, což zaručuje průchodnost.



#### 4.4.1 První uvažovaná varianta uspořádání strojovny

Toto řešení má uložený motorgenerátor ve středu strojovny a ostatní výzbroj je po stranách strojovny.



Obrázek 33-Rozložení strojovny (Motorgenerátor střed, zbytek po stranách)

Dále budu zjišťovat polohu těžiště a změnu kolových sil při statickém zatížení. Kontrolu polohy těžiště na základě předem stanovených hmotností provedu dle jednoduchých vztahů (1) a (2). Osa X je ve směru jízdy a osa Y je umístěna příčně ke směru jízdy.

$$X_t = \frac{\sum_i(m_i \cdot x_i)}{\sum_i m_i} \quad (1)$$

$$Y_t = \frac{\sum_i(m_i \cdot Y_i)}{\sum_i m_i} \quad (2)$$

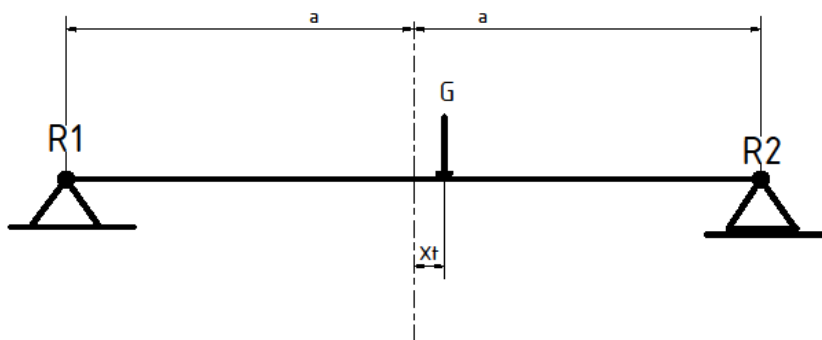
Tabulka 13-Výpočet těžiště lokomotivy

Výpočet těžiště					
Komponenta	$m_i$ [kg]	$x_i$ [m]	$y_i$ [m]	$m_i \cdot x_i$	$m_i \cdot y_i$
Spalovací motor	7700	-0,659	0	-5074,3	0
Alternátor	5000	2,075	0	10375	0
Pneublok+vzduchojemy+kompresor	1000	5,544	0,974	5544	974
Trakční střídače a usměrňovače	3200	-5,6	-0,974	-17920	-3116,8
Chlazení spalovacího motoru	2400	-2,9	0	-6960	0



Nízkonapěťová skříň	800	-5,288	0,974	-4230,4	779,2
Rozvaděč pomocných pohonů	700	5,288	-0,974	3701,6	-681,8
				-14564,1	-2045,4
Xt, Yt [m]				-0,7002	-0,09834

Výsledná poloha posunutí těžiště od středu lokomotivy je  $X_t=700$  mm a  $Y_t=98$  mm. Hodnotu  $X_t$  a  $Y_t$  použijeme ke zjištění sil působících na jednotlivá kola lokomotivy. Skříň lokomotivy si můžeme představit jako nosník na dvou podporách, kde vzdálenost podpor je délka mezi otočnými čepý. Podpory jsou ve vzdálenosti  $2a=9,5$  m od sebe. Hmotnost lokomotivy je 80 t. Hmotnost sekundárně vypružených hmot je 55,860 t. Pomocí rovnic statické rovnováhy vypočteme reakce v podporách. Dále vypočítáme rozdíl kolových sil, který určíme také z rovnic statické rovnováhy.



Obrázek 34-Výpočet reakcí v podporách

Nyní si napíšeme rovnice statické rovnováhy v rovině X-Z a momentovou rovnici k bodu R2.

$$F_z = R_1 + R_2 - G = 0 \quad (3)$$

$$M_2 = G \cdot (a - X_t) - (R_1 \cdot 2a) = 0 \quad (4)$$

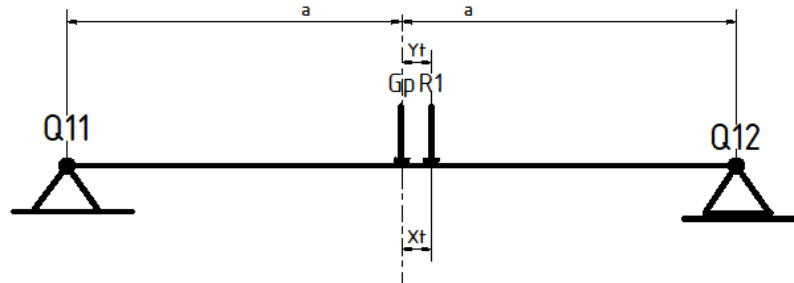
$$R_1 = \frac{G \cdot (a - X_t)}{2a} = \frac{548 \cdot (4,75 + 0,7002)}{9,5} = 314,4 \text{ kN} \quad (5)$$

$$R_2 = G - R_1 = G - \frac{G \cdot (a - X_t)}{2a} = 548 - \frac{548 \cdot (4,75 + 0,7002)}{9,5} = 233,6 \text{ kN} \quad (6)$$

Z těchto výpočtů vyplývá, že rozdíl zatížení předního a zadního podvozku od rozložení komponent stroje v ose X je 80,78 kN. Tato hodnota je způsobena posunutím těžiště lokomotivy od jejího středu o hodnotu 700 mm.



Dále tyto hodnoty přepočítám na jednotlivá dvojkolí a vypočítám kolové síly  $Q_1$  a  $Q_3$ . Výpočet budu provádět na prvním a třetím dvojkolí. Při tomto výpočtu musím zohlednit hmotnost podvozku. Hmotnost podvozku je 12,07 t. Rozvor podvozku  $P$  je 2,5 m.



$$F_z = Q_{11} + Q_{12} - G_p - R_1 = 0 \quad (7)$$

$$M_{q12} = G_p \frac{P}{2} + R_1 \left( \frac{P}{2} - Y_t \right) - Q_{11} \cdot P = 0 \quad (8)$$

Dále tyto hodnoty přepočítám na jednotlivé kolové síly na prvním a třetím dvojkolí.

$$Q_{11} = \frac{G_p \frac{P}{2} + R_1 \left( \frac{P}{2} - Y_t \right) - Q_{11} \cdot P}{P} = 114,38 \text{ kN} \quad (9)$$

$$Q_{12} = R_1 + G_p - Q_{11} = 102,02 \text{ kN} \quad (10)$$

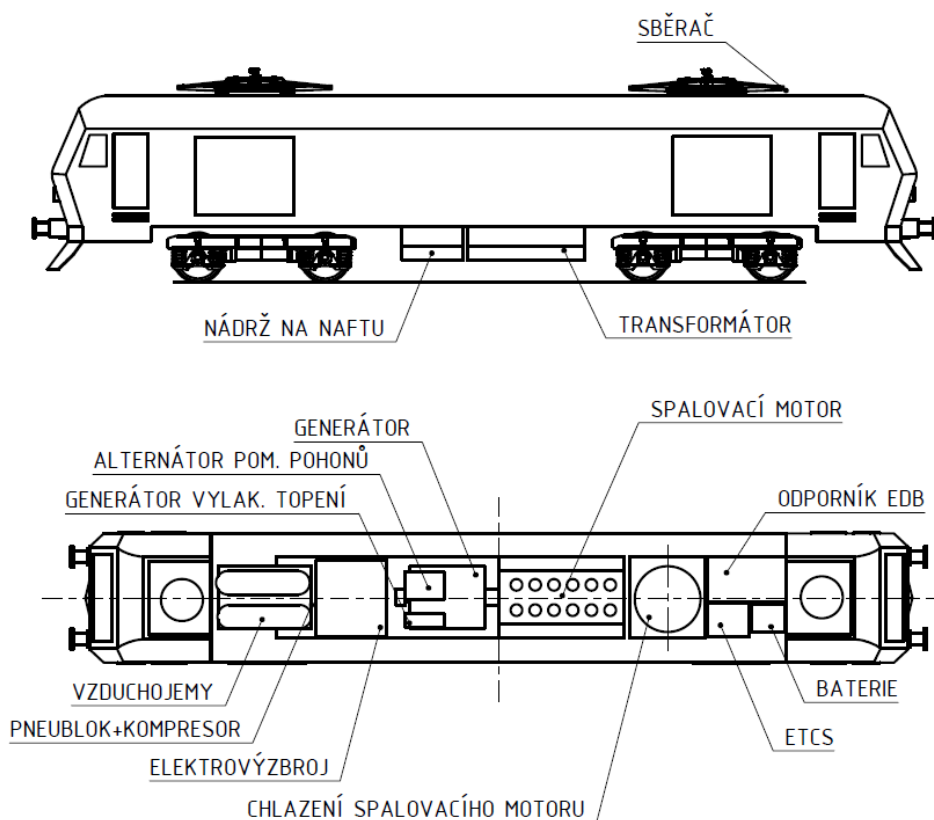
Obdobně spočítám kolové síly  $Q_{31}$  a  $Q_{32}$ .  $Q_{31}$  mi vyšlo 92,59 kN a  $Q_{32}=83,4$  kN. Z těchto výsledků nám vyplývá, že nesplňujeme základní podmínku na vyvážení pravé a levé strany lokomotivy, při kterém nesmí rozdíl kolového zatížení levé a pravé strany přesahovat 4% nápravového zatížení. Vyvážení lokomotivy se dá částečně zlepšit vhodným rozmístěním ostatních komponent stroje. Vyvážení tohoto uspořádání stroje je velice složité a z tohoto důvodu jsem se rozhodl zvolit uspořádání se všemi hlavními komponenty ve středu stroje.

#### 4.4.2 Druhá uvažovaná možnost uspořádání stroje

V této variantě jsem se s ohledem na vyvážení stroje rozhodl uložit všechny hlavní komponenty na podélnou osu lokomotivy. Toto uspořádání je horší z hlediska



využitelnosti prostoru oproti předchozímu řešení, kde není po celé délce strojovny dvojitá chodba, která je nezbytná pro přístup ke komponentám strojovny a jejich údržbě.



Obrázek 35-Uspořádání strojovny varianta 2

Tabulka 14-Uspořádání strojovny-varianta 2

Výpočet těžiště					
Komponenta	$m_i$ [kg]	$x_i$ [m]	$y_i$ [m]	$m_i \cdot x_i$	$m_i \cdot y_i$
Spalovací motor [2]	7700	1,345	0	10356,5	0
Alternátor [3]	5000	-1,09	0	-5450	0
Pneublok+vzduchojemy+kompresor [7]	3500	-5	0	-17500	0
Elektrovýzbroj [6]	4000	-3,14	0	-12560	0
Chlazení spalovacího motoru [4]	2400	3,605	0	8652	0
Brzdový odporník [5]	1500	5,005	0,8	7507,5	1200
ETCS [1]	400	4,905	-0,9	1962	-360
Nádrž	2200	-1,4	0	-3080	0
Transformátor	7500	0,8	0	6000	0
Pantograf	400	0	0	0	0
Baterie	800	5,005	-0,8	4004	-640
				-108	200
Xt,Yt [m]				-0,00305	0,00565

Výsledné posunutí těžiště od středu mnou navržené lokomotivy je  $X_t=30,5$  mm a  $Y_t=5,6$  mm. Hodnotu  $X_t$  a  $Y_t$  použijeme ke zjištění statických sil působících na jednotlivá kola. Tyto





výpočty provedu stejně jako u předchozího uspořádání strojovny. Výsledky těchto výpočtů jsou v tabulce č.15.

Tabulka 15-Výsledky kolové zatížení

Nerovnoměrné zatížení čepů	
Tíhová síla skříně lokomotivy G [kN]	547,99
Posunutí těžiště v ose X [m]	-0,00305
Vzdálenost otočných čepů [m]	9,5
Zatížení prvního podvozku R1 [kN]	274,17
Zatížení prvního podvozku R2 [kN]	273,82
Rozdíl zatížení předního a zadního podvozku [kN]	-0,35196

Rozdíl zatížení jednotlivých kol podvozku	
Rozvor podvozku P [m]	2,5
Posunutí těžiště v ose Y	0,00565
Tíhová síla podvozku [kN]	118,41
Zatížení pravé strany prvního podvozku Q1p [kN]	195,67
Zatížení levé strany prvního podvozku Q1l [kN]	196,91
Zatížení pravé strany druhého podvozku Q2p [kN]	195,49
Zatížení levé strany druhého podvozku Q2l [kN]	196,73
Zatížení kola Q11=Q21 [kN]	97,83
Zatížení kola Q12=Q22 [kN]	98,45
Zatížení kola Q31=Q41 [kN]	97,75
Zatížení kola Q32=Q42 [kN]	98,36
Nápravové zatížení prvního dvojkolí [kN]	196,288
Nápravové zatížení třetího dvojkolí [kN]	196,112
Rozdíl zatížení kol prvního dvojkolí [kN]	0,619592
Rozdíl zatížení kol třetího dvojkolí [kN]	0,618796
<b>Kontrola 0,04% rozdílu zatížení na prvním dvojkolí</b>	<b>Splněno</b>
<b>Kontrola 0,04% rozdílu zatížení na třetím dvojkolí</b>	<b>Splněno</b>

Z těchto výpočtů vyplývá, že toto řešení je z hlediska vyvážení lepší než předchozí varianta. Hlavním cílem této kapitoly bylo ověřit správnost mnou navrhovaného uspořádání strojovny. K rozdílu statického zatížení jednotlivých kol dochází v malé míře vždy a je třeba tyto nevývažky změřit na kolejové váze a případně dorovnat podložkami ve vypružení.



#### 4.5 Obrys pro konstrukci vozidla

Obrys pro konstrukci vozidla vymezuje rozměry vozidla v příčném směru. Pro určení těchto rozměrů se v praxi používá více metod. První metoda určení, zda vozidlo vyhovuje je přímé srovnání vozidla s infrastrukturou. S touto metodou se setkáváme maximálně u tramvajových vozidel. [9]

Druhý způsob ověření bezkontaktního průjezdu vozidla je pomocí výpočtu obrysu pro konstrukci vozidla dle UIC 505. Podle této vyhlášky je definován postup určení jednostranného zúžení a omezení výšky vozidla. Možné varianty výpočtu jsou tři. Jde o statický, kinematický, nebo dynamický výpočet obrysu. Při mém výpočtu jsem použil kinematický výpočet obrysu vozidla. Tento postup dovoluje využít větší prostor, než při výpočtu statickém a je mnohem jednodušší než výpočet dynamický, ke kterému je nutné znát průhyby jednotlivých částí skříně vozidla. Kinematický výpočet počítá nejen se svislými výchylkami a posuvy v příčném směru, ale také zahrnuje vliv dynamických výchylek a kvazistatického naklonění skříně vozidla. Vztažné obrisy jsou definovány zvlášť pro spodní a horní část. V mé práci jsem řešil pouze horní část, která je 130 mm nad rovinou temene kolejnice. Spodní část ovlivňuje podvozky, které nejsou na nejkritičtějších místech. [9]

##### 4.5.1 Výpočet zúžení mezi otočnými čepy a vně

Výpočet jsem prováděl pomocí MS Excel, zde jen naznačím postup výpočtu pro výšku  $h=1,7$  m nad temenem kolejnice. Díky tomuto výpočtu můžu navrhnout co největší skříň lokomotivy a zároveň nepřesáhnout povolený obrys.

Kinematické zúžení skříně vozidla v dané výpočtové výšce je dáno kvazistatickým nakloněním v důsledku nevyrovnané příčné síly například při průjezdu obloukem. Vztah č. 11 je pro výpočet kinematického zúžení skříně vozidla.

$$Z = \left[ \frac{S_z}{30} + tg[\eta_0 - 1^\circ] \right]_{>0} \cdot (h - h_c) + \left[ \frac{S_z}{10} \cdot (h - h_c) - 0,04 \cdot (h - 0,5) \right]_{>0} \quad (11)$$

$\eta_0$  vyjadřuje nesymetrii naklonění skříně vozidla. Tato nesymetrie je způsobena nakloněním kolem osy x. Toto naklonění může být způsobeno uspořádáním strojovny, nebo rozdílným seřazením vypružení pravé a levé strany. Vzhledem k vcelku podařenému vyvážení strojovny jsem asymetrii  $\eta_0$  neuvažoval. Součinitel náklonu  $S_z$  udává vztah mezi převýšením koleje ( $\delta$ ) a kvazistatickým náklonem skříně  $\eta$  vůči rovině x-z. Součinitel  $S_z$  se určuje buď výpočtem nebo měřením. V našem případě bylo  $S_z$  odhadnuto na 0,25. Další veličina, která je potřeba určit je výška pólu kolébání skříně ( $h_c$ ). Naše výpočtová hodnota  $h_c$  je 0,7 m.



(12)

$$Z = \frac{0,25}{30} \cdot (1,17 - 0,7) = 0,00392 \text{ m}$$

Dále budu určovat šířková omezení při jízdě v oblouku a přímé trati. Tento výpočet vždy závisí na kinematickém zúžení  $Z$ . Dalším důležitým parametrem je rozchod dvojkolí  $e_{DV}$  jehož hodnota v našem případě je 1,41 m a čím nižší číslo, tím se pohybujeme na straně větší bezpečnosti. Dále je potřeba znát rozvor podvozku  $p=2,5$  m a vzdálenost otočných čepů podvozků která je  $a=9,5$  m, vzdálenost od otočného čepu na čelo lokomotivy je  $n_a=4,5$  m.

Při zvětšování vzdálenosti otočných čepů a vzdáleností od čepu podvozku na čelo lokomotivy se snižuje prostor pro konstrukci skříně. Pro vypružení lokomotivy jsou určeny maximální příčné vůle v primárním a sekundárním vypružení se kterými se pak dále počítá zúžení v přímé trati a v obloucích. Mnou navrhovaná lokomotiva má příčnou vůli v primárním stupni vypružení  $q=0,005$  m a v sekundárním stupni vypružení  $W_\infty=0,06$  m. [9]

#### 4.5.2 Výpočet šířkových omezení při jízdě v přímé trati a oblouku

$$E_{a(\infty)} = \left( \frac{1,465 - e_{DV}}{2} + q + W_\infty \right) \cdot \frac{2 \cdot n_a + a}{a} + z - 0,015 \quad (13)$$

$$E_{a(\infty)} = \left( \frac{1,465 - 1,41}{2} + 0,005 + 0,06 \right) \cdot \frac{2 \cdot 4,5 + 9,5}{9,5} + 0,00392 - 0,015 = 0,169 \text{ m} \quad (14)$$

$$E_{i(\infty)} = \left( \frac{1,465 - e_{DV}}{2} + q + W_\infty \right) + z - 0,015 \quad (15)$$

$$E_{i(\infty)} = \left( \frac{1,465 - 1,41}{2} + 0,005 + 0,06 \right) + 0,00392 - 0,015 = 0,0814 \text{ m} \quad (16)$$

$$E_{a(250)} = \frac{a \cdot n_a + n_a^2 - \frac{p^2}{4} - 7,5}{2 \cdot R_o} + w_{i(R_o)} \cdot \frac{n_a}{a} + w_{a(R_o)} \cdot \frac{n_a + a}{a} + \left( \frac{1,465 - e_{DV}}{2} + q \right) \cdot \frac{2 \cdot n_a + a}{a} + z - 0,015 \quad (17)$$



$$E_{a(250)} = \frac{9,5 \cdot 4,5 + 4,5^2 - \frac{2,5^2}{4} - 7,5}{2 \cdot 250} + 0,05 \cdot \frac{4,5}{9,5} + 0,05 \cdot \frac{4,5 + 9,5}{9,5} \quad (18)$$

$$+ \left( \frac{1,465 - 1,41}{2} + 0,005 \right) \cdot \frac{2 \cdot 4,5 + 9,5}{9,5} + 0,00392 - 0,015 = 0,25745 m$$

$$E_{i(250)} = \frac{a \cdot n_i - n_i^2 + \frac{p^2}{4} - 7,5}{2 \cdot 250} + w_{i(250)} + \frac{1,465 - e_{DV}}{2} + q + z - 0,015 \quad (19)$$

$$E_{i(250)} = \frac{9,5 \cdot 4,75 - 4,74^2 + \frac{2,5^2}{4} - 7,5}{2 \cdot 250} + 0,05 + \frac{1,465 - 1,41}{2} + 0,005 + 0,00392 \quad (20)$$

$$- 0,015 = 0,10457 m$$

$$E_{a(150)} = \frac{a \cdot n_a + n_a^2 - \frac{p^2}{4} - 120}{2 \cdot R_o} + w_{i(R_o)} \cdot \frac{n_a}{a} + w_{a(R_o)} \cdot \frac{n_a + a}{a} \quad (21)$$

$$+ \left( \frac{1,465 - e_{DV}}{2} + q \right) \cdot \frac{2 \cdot n_a + a}{a} + z - 0,21$$

$$E_{a(150)} = \frac{9,5 \cdot 4,5 + 4,5^2 - \frac{2,5^2}{4} - 120}{2 \cdot 250} + 0,05 \cdot \frac{4,5}{9,5} + 0,05 \cdot \frac{4,5 + 9,5}{9,5} \quad (22)$$

$$+ \left( \frac{1,465 - 1,41}{2} + 0,005 \right) \cdot \frac{2 \cdot 4,5 + 9,5}{9,5} + 0,00392 - 0,21 = 0,17937 m$$

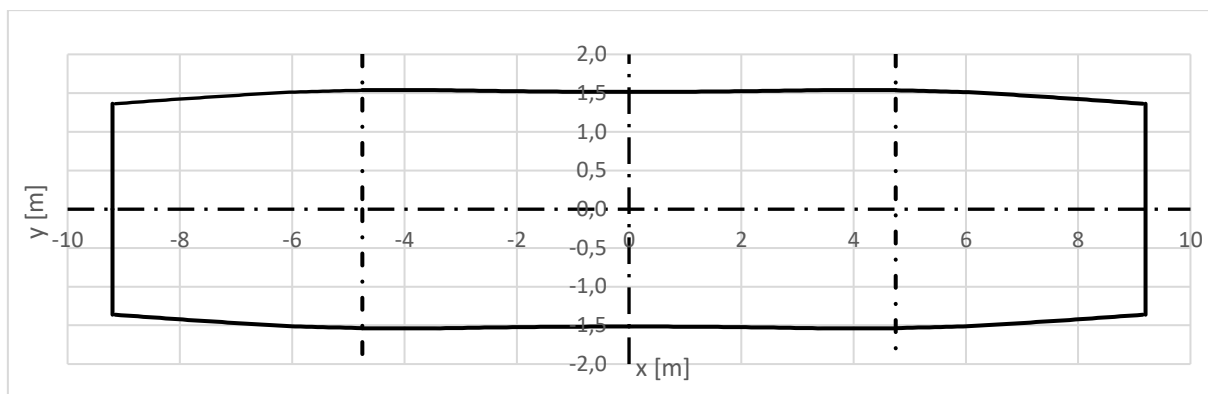
$$E_{i(150)} = \frac{a \cdot n_i - n_i^2 + \frac{p^2}{4} - 100}{2 \cdot 150} + w_{i(150)} + \frac{1,465 - e_{DV}}{2} + q + z - 0,175 \quad (23)$$

$$E_{i(150)} = \frac{9,5 \cdot 4,75 - 4,74^2 + \frac{2,5^2}{4} - 100}{2 \cdot 150} + 0,05 + \frac{1,465 - 1,41}{2} + 0,005 + 0,00392 \quad (24)$$

$$- 0,175 = 0,00850 m$$

Dosazením kinematického zúžení z do výše napsaných rovnic dostaneme vztažnou linii a určíme průběhy zúžení v závislosti na výšce.

Dále jsem provedl výpočet pro kinematický obrys vozidla ve výšce 1,17 m nad temenem kolejnice. Toto se vypočítá dosazováním různých vzdáleností od středu vozidla.

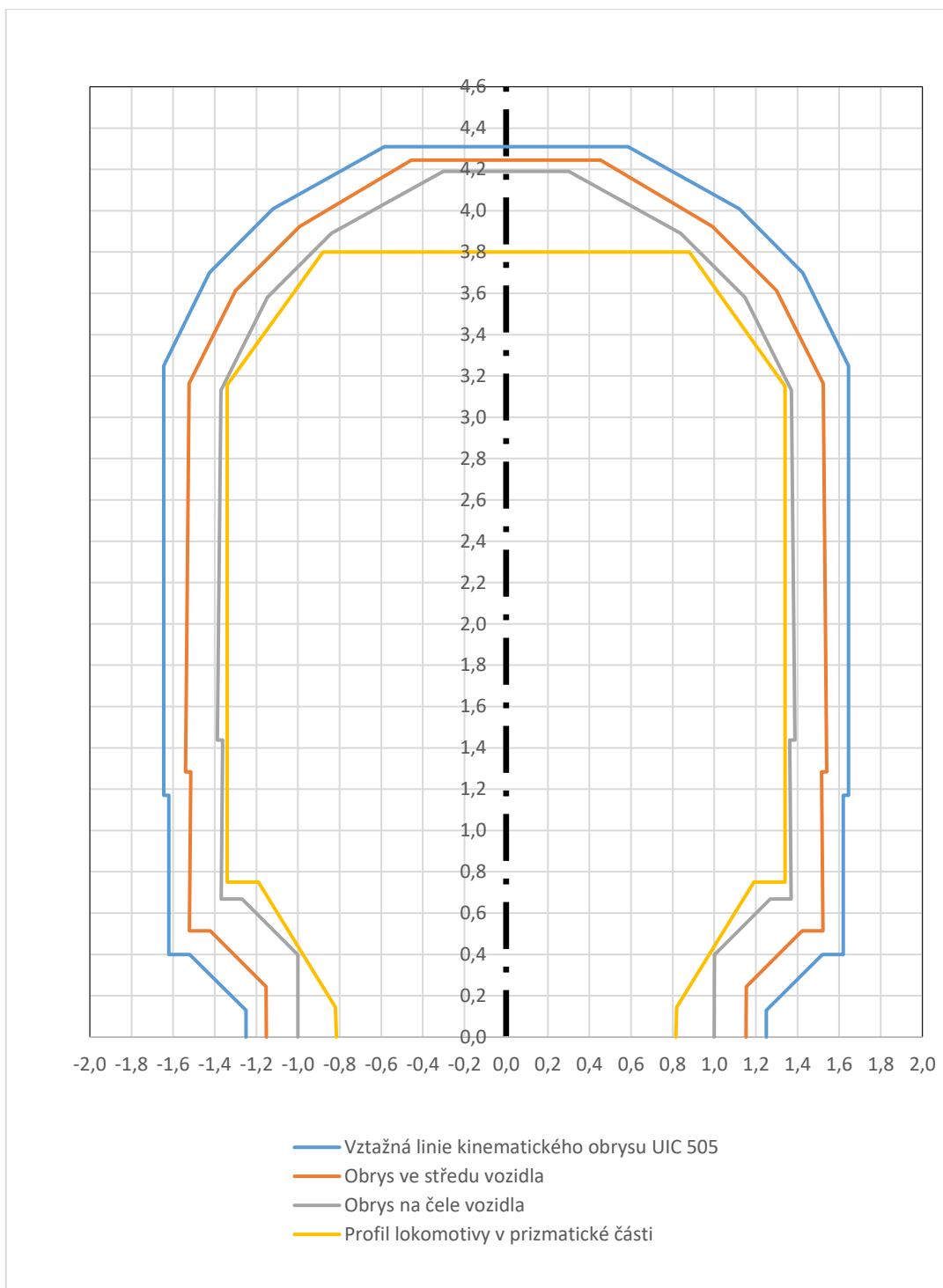


Obrázek 36-Obrys lokomotivy ve výšce 1,17m nad temenem kolejnice

Z výše uvedeného obrázku můžeme vidět nejkritičtější místa z hlediska rozměrů pro stavbu skříně lokomotivy. Tyto místa jsou ve středu lokomotivy a na jejím čele. Vyrobená lokomotiva může mít proměnný tvar skříně, ale v praxi se používá prizmatická stavba ve středu lokomotivy a čela bývají zkosená pro vtěsnání do předepsaného profilu a zlepšení jízdnicích odporů. [9]

#### 4.5.3 Výsledný obrys pro konstrukci vozidla

Pro výpočet finálního tvaru vozidla potřebujeme znát rozmezí pohybu primárního a sekundárního vypružení ve svislé ose Z. Vůle v primárním vypružení je 0,02 m při stlačení a 0,015 m při odlehčení. Vůle v sekundárním vypružení je při stlačení na narážku 0,045 m a při odlehčení 0,035 m. Tyto hodnoty jsem konzultoval s vedoucím diplomové práce.



Obrázek 37-Výsledný obrys pro konstrukci lokomotivy

Na obrázku č. 37 můžeme vidět výsledný prostor pro konstrukci lokomotivy, ve kterém je vyobrazena prizmatická část mnou navrhované lokomotivy. Z tohoto obrázku můžeme vidět, že lokomotiva splňuje požadavky dle UIC-505-1. [6]





## 5 Trakční výpočty

Při návrhu lokomotivy jsem přemýšlel nad jejím výkonovým zařazením. Tato lokomotiva je především určena pro nákladní vozbu na neelektrifikovaných tratích a dále jako méně výkonná lokomotiva pro střídavou napájecí soustavu. Pro odhad potřebného výkonu jsem použil data Správy železnice. Pro můj výkonový výpočet jsem si vybral tratě Nymburk-Boleslav, Frýdlant-Liberec a Turnov-Liberec. Tyto tratě jsou odbavovány vozidly nezávislé trakce. Zde v diplomové práci uvedu pouze data pro trať Nymburk-Boleslav. Informace o zbytku tratí budou součástí příloh.

*Tabulka 16-Hmotnosti souprav nákladních vlaků (Trať Nymburk-Boleslav) [7]*

úsek	vlak č.	hmotnost soupravy [t]	lokomotiva	Počet lokomotiv	
Nymburk - Boleslav	62410	648	1x742	1	
	62402	1196	2x753.7	2	
	62412	513	1x742	1	
	47303	513	1x742	1	
	62414	682	2x742	2	
	47201	596	2x742	2	
	84564	86	1x742	1	
	43207	763	1x753.7	1	
	62416	334	2x742	2	
	43205	869	1x753.7	1	
	49418	469	1x753.7	1	
	62422	252	2x742	2	
	62424	254	1x742	1	
	62430	415	2x742	2	
	Boleslav - Nymburk	62431	761	1x750	1
		62411	804	2x742	2
62413		877	2x742	2	
62415		424	2x742	2	
47200		838	2x742	2	
62417		738	2x742	2	
43204		1132	2x742	2	
62427		797	2x742	2	
62429		658	2x742	2	
49417		1543	2x753.7	2	
48731		1008	2x742	2	
62427		797	2x742	2	
62425		616	2x742	2	

Ve výše uvedené tabulce můžeme vidět hmotnosti souprav nákladních vlaků na trati Nymburk-Boleslav, dále je zde vidět počet lokomotiv, které táhly tyto nákladní vlaky.



Z tabulky č. 16 lze spočítat průměrnou hmotnost jedné soupravy na této trati. Tato hmotnost je 688,8 t a průměrná hmotnost připadající na jednu lokomotivu je 413 t. Průměrná hmotnost soupravy na všech vyhodnocovaných tratích je 734 t a průměr připadající na jednu lokomotivu je 397 t. Pro zjednodušený výpočet potřebného výkonu jsem uvažoval hmotnost soupravy 700 t. Požadavky na dosaženou rychlost na přímé trati jsem si stanovil na 110 km/h při jízdě na diesel-elektrický pohon a 140 km/h při jízdě pod trolejí na elektrický pohon. Pro zjednodušený výpočet potřebného trakčního výkonu jsem použil níže uvedený vzorec, kde  $O_v$  je odpor způsobený valením a  $O_{vz}$  je aerodynamický odpor. Tento výpočet byl prováděn pro jízdu po rovině ustálenou rychlostí a tím pádem odpor ze stoupání a zrychlení jsem neuvažoval.

$$F_{tr} = O_{celk} = O_v + O_{vz} = m \cdot g \cdot f + \frac{1}{2} \rho_{vz} C_x S_x v^2 \quad (25)$$

$$P_{tr} = F_{tr} \cdot v \quad (26)$$

Tabulka 17-Vstupní parametry pro výpočet požadovaného výkonu lokomotivy

Vstupní parametry	Jednotka	Hodnota
Hmotnost lokomotivy	kg	80 000
Hmotnost tažených vagónů	kg	620 000
Celková hmotnost [m]	kg	700 000
Gravitační zrychlení [g]	m/s <sup>2</sup>	9,81
Hustota vzduchu [ $\rho$ ]	kg/m <sup>3</sup>	1,25
Součinitel odporu tvaru tělesa [cx]		2
Plocha [sx]	m <sup>2</sup>	9,8

Při výpočtu potřebného trakčního výkonu na diesel-elektrický pohon mi vyšel požadovaný výkon 1660 kW. Pro přibližné dodržení této hodnoty trakčního výkonu jsem zvolil spalovací motor V12 od MTU (podrobnější popis v kapitole č.4). Na elektrický pohon mám požadavek na větší dosaženou rychlost a tím pádem vyšel i vyšší potřebný výkon 2347 kW. Tento požadavek nebude u mnou navrhované lokomotivy splněn, protože uvažovaný výkon mnou zvolených trakčních motorů činí 2200 kW.



## 5.1 Trakční výpočty finálního řešení lokomotivy

Tato kapitola bude zaměřena na mechaniku jízdy navrhované lokomotivy. Pokusím se zde ukázat trakční charakteristiky, jak na diesel-elektrický pohon, tak na elektrický pohon na střídavé napájecí soustavě 15kV/50 Hz. Provoz na napájecí soustavě 3kV stejnosměrné jsem neuvažoval s ohledem na očekávanou budoucí transformaci této soustavy na střídavou. Na stejnosměrné soustavě by lokomotiva dosahovala pravděpodobně nižších výkonů. Součinitel rotačních hmot byl odhadnut, jeho hodnota je  $\delta=1,19[-]$ . V praxi by bylo nutné tuto hodnotu ověřit zkouškami u vyrobeného prototypu. Maximální síla elektrodynamické brzdy byla určena s ohledem na hodnotu maximálního součinitele adheze při brždění, který je  $\mu=0,15[-]$ . Trakční výpočty jsou v této kapitole počítány pouze pro lokomotivu, a ne pro celou soupravu s nákladem.

Pro podélnou mechaniku můžeme vycházet z následujícího vzorce.

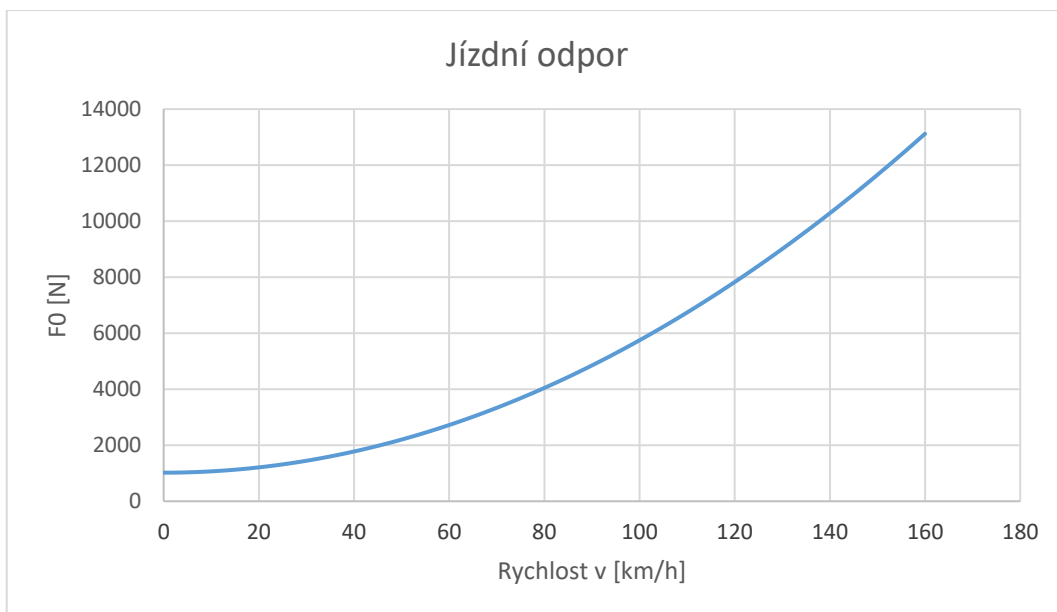
$$F_{tr}(v) = F_v + F_s + F_y + F_0(v) + F_a\left(\frac{dv}{dt}\right) \quad (27)$$

Kde  $F_y$  je síla působící na vozidlo při jízdě obloukem,  $F_s$  je síla působící při stoupání.  $F_0(v)$  je odpor způsobený odporem vzduchu a  $F_v$  je odpor valení.  $F_a$  je odpor zrychlení. Výkon spočítáme dle následujícího vztahu.

$$P_{tr} = F_{tr} \cdot v \quad (28)$$

### 5.1.1 Jízdní odpor lokomotivy

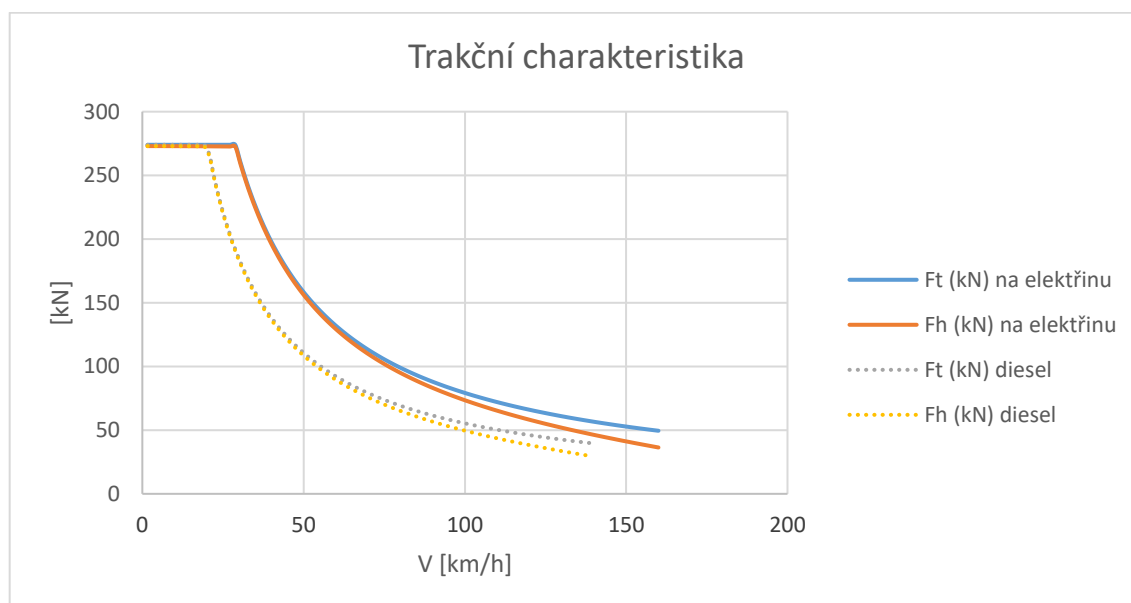
K určení jízdního odporu lokomotivy potřebujeme součinitel tvaru tělesa, který jsem stanovil na hodnotu 1. Dále musíme znát plochu čela lokomotivy, tuto hodnotu jsem zjistil pomocí CAD modelu a tato hodnota je  $9,8\text{m}^2$ . Z těchto hodnot společně s hustotou vzduchu můžeme spočítat kvadratický člen jízdního odporu, který vychází  $0,000602 \text{ N/kN}/(\text{km/h})^2$ . Celkový jízdní odpor spočítáme, jako součet všech odporů působících na vozidlo. Při rozjezdu vozidla můžeme vidět, že převládá konstantní člen jízdního odporu a se zvyšující rychlostí začíná převládat aerodynamický odpor.



Obrázek 38-Jízdní odpor lokomotivy

### 5.1.2 Trakční charakteristika

V této kapitole ukážu trakční charakteristiky pro obě možnosti pohonu lokomotivy. Pro výpočet trakční charakteristiky je potřeba znát výkon lokomotivy a maximální rozjezdovou sílu. V reálném provozu se lokomotiva nebude vždy rozjíždět maximální tažnou silou vzhledem k ne vždy ideálnímu součiniteli adheze vlivem vlhkosti a stavu kolejnic. Na obrázku č. 39 je vynesena závislost rychlosti na tažné síle. Je zde vyobrazena závislost pro tažnou sílu na háku a na obvodu kol. Na háku je tažná síla ponížena o jízdní odpory v porovnání se silami na obvodu kol.

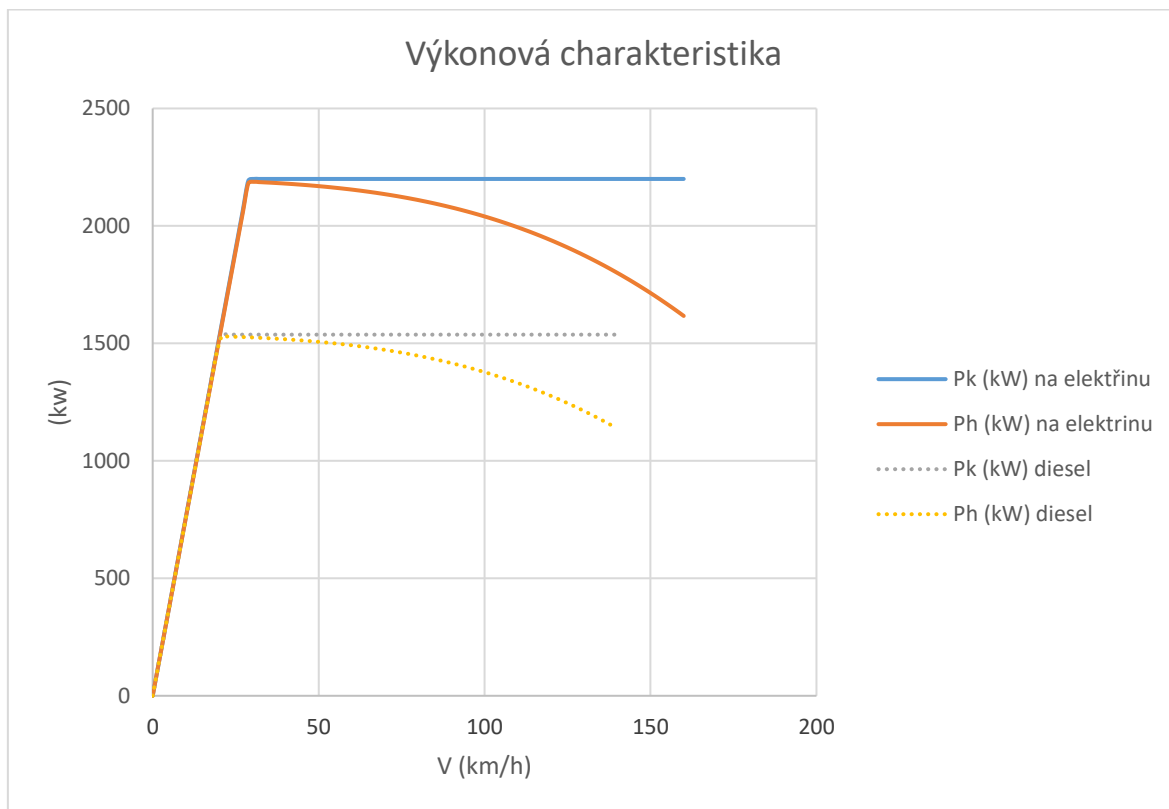


Obrázek 39-Trakční charakteristika lokomotivy



### 5.1.3 Výkonnostní charakteristika

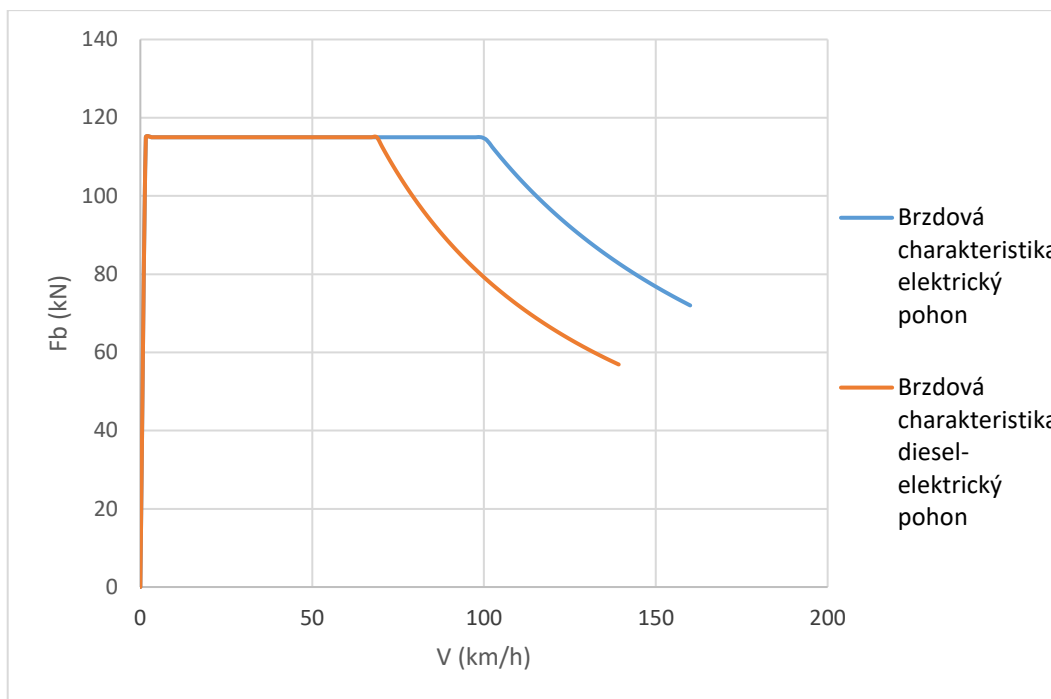
Výkonnostní charakteristiku jsem stanovoval také pro diesel-elektrický a elektrický pohon. Na grafu můžeme vidět rozdíl mezi možným odebíraným výkonem na háku a na obvodu kol. Je zde vidět, jak při vzrůstající rychlosti začíná převládat aerodynamický odpor nad odporem valení.



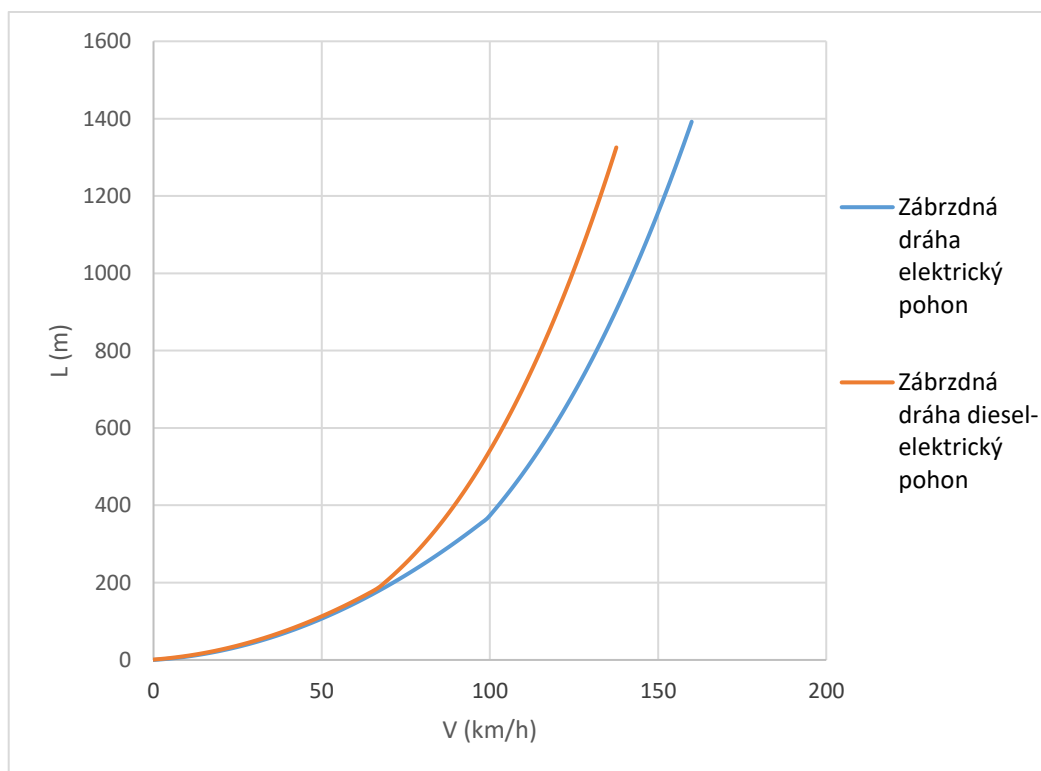
Obrázek 40-Výkonnostní charakteristika

### 5.1.4 Brzdová charakteristika a zábrzdňá dráha

Při návrhu brzdy se musí uvažovat součinitel adheze 0,15 [-]. Tato hodnota je volena z důvodu zajištění odvalování při brždění a minimalizaci prokluzu kol. Při prokluzu dochází ke snížení přenášeného výkonu a je možnost vzniku hran na jízdňé ploše kol. Brzdová charakteristika bude vyobrazena pro brždění pomocí EDB. EDB je vhodná z hlediska minimalizace opotřebení třecích brzd, snížení hluku dopravy a dále je možné vracet energii zpět do napájecí sítě, popřípadě baterií na lokomotivě. Brzdňý výkon EDB je také omezen s ohledem na zahřívání odporníků při nemožnosti rekuperace energie. Toto omezení je nejvíce limitující při brždění z vysokých rychlostí. Adhezní hmotnost lokomotivy je 80 t a maximální brzdňá síla je 118 kN. Brzdňý výkon lokomotivy je 3200 kW při možnosti rekuperace do sítě a při provozu mimo trolej 2200 kW. Brzdňý výkon je takto vysoký oproti tažnému za předpokladu, že po zabrždění bude čas na dochlazení trakčňích motorů a odporníků.



Obrázek 41-Brzdová charakteristika



Obrázek 42-Zábrzdná dráha

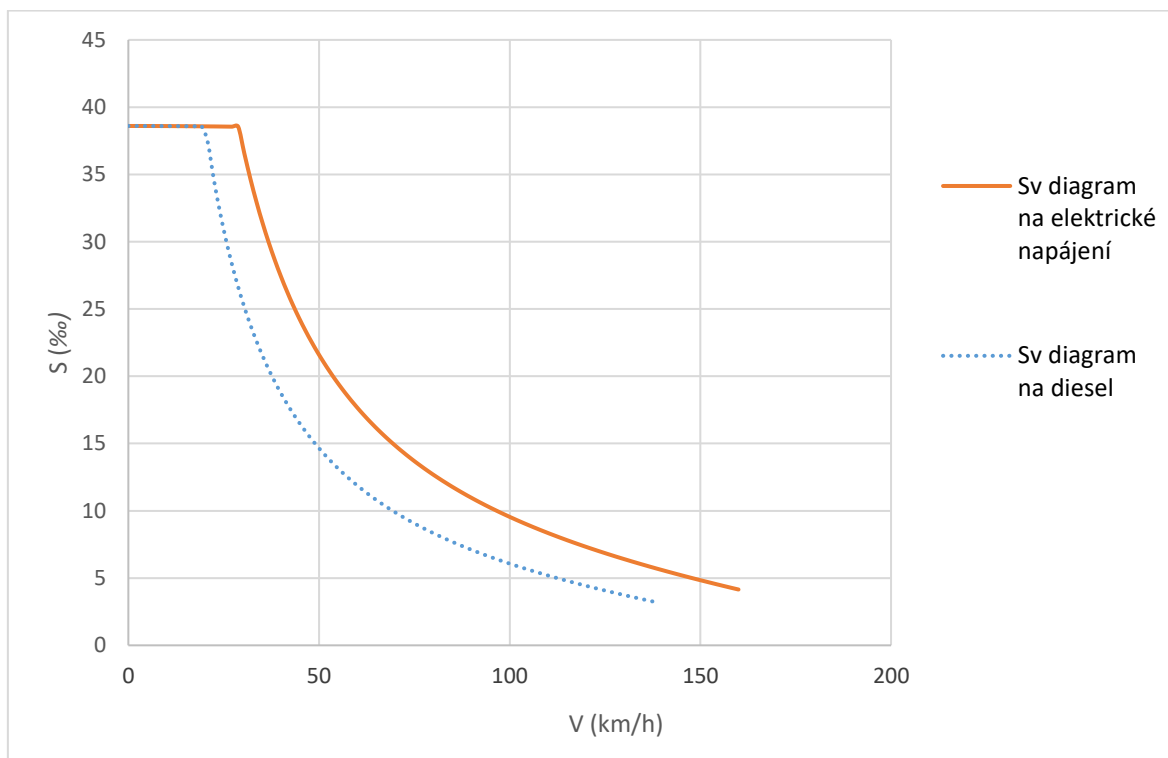
### 5.1.5 Diagram stoupání-rychlost

Tato charakteristika vyjadřuje, jakého stoupání je lokomotiva schopna dosáhnout s ohledem na rychlost jízdy. V s-v diagramu je oproti předchozím příkladům počítáno





s odporem stoupání. Tento diagram jsem sestavil oproti předchozím grafům pro lokomotivu s vagóny. Jde o soupravu o hmotnosti 700 t.



Obrázek 43-Diagram Stoupání-Rychlost

### 5.1.6 Ověřování trakční charakteristiky

Trakčním zkouškám se podrobuje vyrobená lokomotiva. U těchto zkoušek jde o ověření trakční charakteristiky zkoušeného vozidla.

#### 5.1.6.1 Měřené a vyhodnocované veličiny

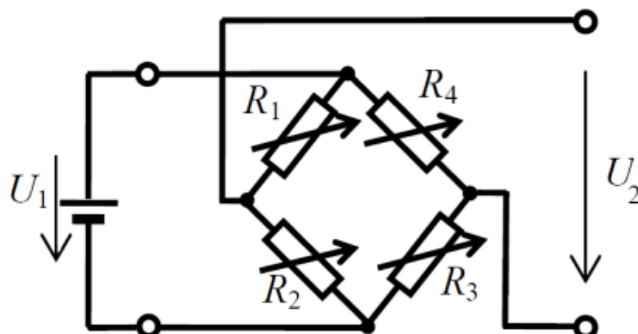
Pro stanovení trakční charakteristiky potřebujeme určit rychlost, kterou se zkoušený objekt zrovna pohybuje a tažnou sílu v danou dobu. Vždy pro určitou rychlost budu odečítat tažnou/brzdnou sílu, kterou bude lokomotiva vyvozovat. Tato síla bude snímána na spřahovacím ústrojí lokomotivy. Pro snímání rychlosti lze využít zařízení GPS. Další možností měření rychlosti je snímání otáček některého z dvojkolí. U tohoto měření je ideální snímat otáčky na dvojkolí, které nevyvozuje tažné/brzdné síly. Další variantou je snímání otáček na více kolech a jejich porovnávání a následné vyhodnocování, zda nedochází k prokluzu.

Tažné síly se změří na spřahovacím ústrojí. Měřící spřahovací ústrojí je vybaveno dvěma tenzometry. Tenzometry jsou nalepeny na upravenou šroubovku spřáhla po 180°. Jsou nalepeny tak, aby zachytily pouze osovou sílu. Tenzometry používáme dva z důvodu eliminace vlivu ohybu šroubovky na naše měření.



Tenzometry použijí v zapojení do můstku. Odporové tenzometry fungují na základě změny odporu s deformací.

$$\frac{U_2}{U_1} = \frac{1}{4} \cdot \left( \frac{\Delta R_1}{R_1} - \frac{\Delta R_2}{R_2} + \frac{\Delta R_3}{R_3} - \frac{\Delta R_4}{R_4} \right) [V; \Omega].$$

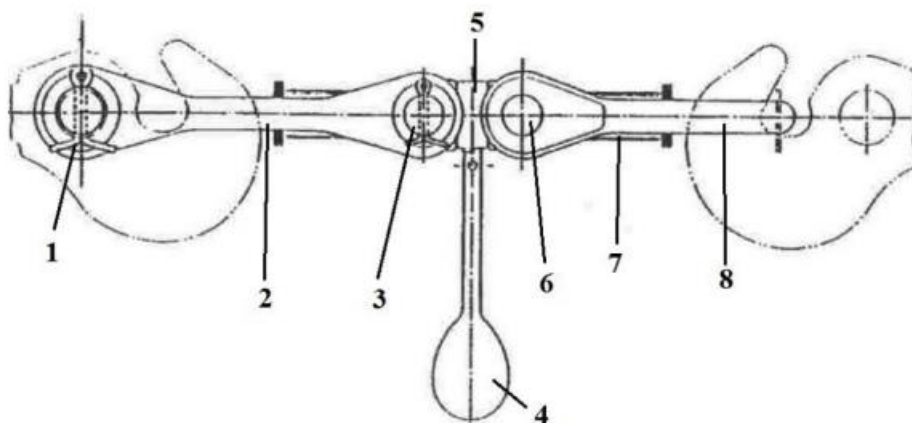


Obrázek 44-Schéma zapojení tenzometrů do můstku [36]

Z následující rovnice č. 29 lze vypočítat deformaci měřeného objektu.

$$\frac{\Delta R}{R} = k \cdot \frac{\Delta l}{l} [\Omega; m] \quad (29)$$

Pro kovové materiály se pohybuje hodnota součinitele k okolo hodnoty 2.



Obrázek 45-Běžné spřahovací ústrojí v evropském dopravním systému [37]

Spřahovací ústrojí pro měření tahových sil je oproti běžné šroubovce trochu modifikováno. Středová část na pozici 5 je prodloužená a její střed není opatřen závitem, ale má tvar klasického válce. Tento válec je určen pro nalepení tenzometrů.

#### 5.1.6.2 Průběh trakčních zkoušek

Měření provádíme na rovné trati. Postupoval bych od minimální rychlosti až k maximální ověřované rychlosti. Před měřením je nutné zkalibrovat zařízení pro měření tažné síly. Moje



lokomotiva má maximální rychlost 160 km/h. První měření bych provedl při rychlosti 5 km/h a po dostatečně malých krocích bych postupoval k maximální rychlosti. Na zkoušené lokomotivě bych nastavil plný výkon a na poslední lokomotivě bych brzdil na požadovanou hodnotu rychlosti (brzdím pomocí EDB). Po ustálení rychlosti a tažné síly odečtu sílu pro danou rychlost. Prostřední lokomotiva je pro případ, že nebude stačit brzdná síla poslední lokomotivy. Při brždění počítám se součinitelem adheze 0,15 a při trakci 0,35. Z těchto důvodů vyplývá, že nám nepostačuje jedna zátěžová lokomotiva. Při součiniteli adheze 0,35 bych potřeboval dokonce tři brzdící lokomotivy stejného typu pro ověření části trakční charakteristiky, kde lokomotiva vyvozuje maximální tažnou sílu a není omezena výkonem. Dále zvyšuji rychlost a provádím další měření.

Měření EDB provádím obdobně, jen na zkoušené lokomotivě nastavuji požadovaný výkon EDB a na trakční lokomotivě nastavuji rychlost. Pro tuto zkoušku je nutno pohlídat, že nedojde ke skluzu dvojkolí bržděné lokomotivy.

Tyto zjištěné hodnoty jsou na háku. Pro lokomotivy se v praxi normálně používají hodnoty tažné síly na háku a tím pádem není potřeba hodnoty převádět na tažnou sílu na obvodu kol. Hodnoty na háku jsou poníženy oproti hodnotám tažné síly na obvodu kol o jízdní odpory. [35] [37] [38]



## 6 Návrh parametrů vypružení

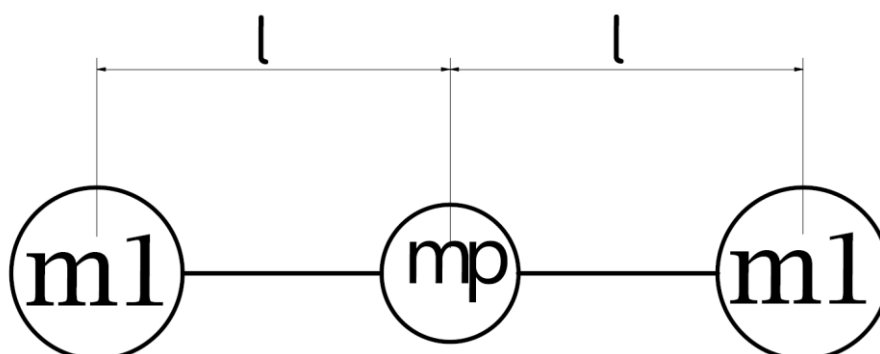
V této části se budu zabývat návrhem jednotlivých pružících prvků lokomotivy. Vypružení je zajišťováno pomocí flexi-coil pružin, jak v primárním stupni, tak v sekundárním stupni vypružení. Flexi-coil pružiny slouží jako prvek pružení ve svislém směru, tak v příčném směru. S ohledem na malé provozní rozpětí zatížení lokomotivy, zde není možné provést návrh tuhosti vypružení s ohledem na maximální statické sednutí vozidla. V mém případě jsem postupoval pomocí zjednodušeného dvou hmotového modelu vozidla a snažil jsem se pomocí změn tuhostí vypružení dosáhnout předem určených vlastních frekvencí svislého kmitání. Pro řešení této úlohy jsem použil program Matlab a jeho funkci `fminsearch`. Výsledná osová tuhost primárního vypružení mi vyšla přibližně 18 000 N/mm a sekundárního 5 700 N/mm.

### 6.1 Výpočet vlastních frekvencí vozidla.

Pro vypružení lokomotivy je nutné udržet maximální vlastní frekvenci souběžných kmitů vozidla na hodnotě 1,5 Hz a nižších. Pro pohodlí strojvedoucího je vhodnější mít tyto frekvence spíše kolem 1,3 Hz. Nejdříve je nutné ověřit, zda můžeme použít zjednodušený dvou hmotový model pro výpočet vlastních frekvencí svislého kmitání. Tento matematický model neuvažuje kývání skříně a podvozků. Při ideálním rozložení hmotnosti skříně vozidla a vhodně zvolené vzdálenosti otočných čepů nám přední podvozek neovlivňuje zadní podvozek. V těchto případech můžeme použít dvou hmotový model.

Moment setrvačnosti skříně jsem spočítal dle následujícího vztahu:

$$J_{sy} = \frac{1}{12} m_s \cdot (l_s^2 + h_s^2) \quad (30)$$



Obrázek 46-Ověření použitelnosti dvou hmotového modelu



Z obrázku 46 je patrné, že jsem si vozidlo rozložil na tři hmoty. Hmoty  $m_1$  mají působit v místech otočných čepů a hmota  $m_p$  je ve středu vozidla. Pro výše uvedený obrázek si napíšu statickou rovnici rovnováhy a rovnici momentů setrvačnosti.

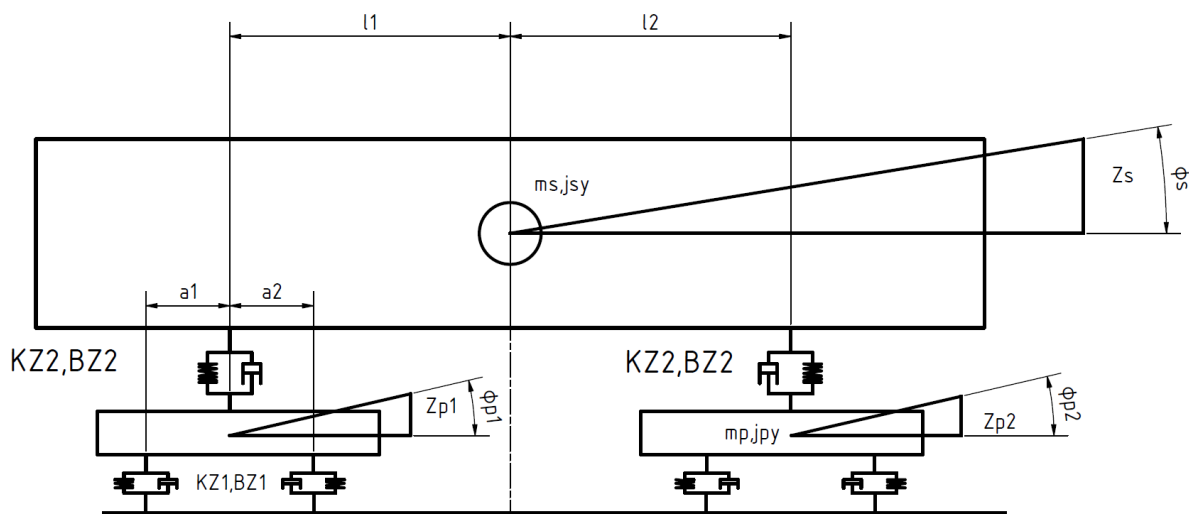
$$2m_1 + m_p = m \quad (31)$$

$$j = m \rho^2 = m_1 l^2 + m_1 l^2 \quad (32)$$

$$m_1 = -\frac{j}{2l^2}, \quad m_p = -\frac{j}{2l^2} + m \quad (33)$$

Po zadání hodnot mnou navrhované lokomotivy vychází hmota  $m_1=36\,643$  kg a  $m_p=17\,425$  kg.  $m_p$  je 31% hmotnosti skříně, tato hodnota je větší než 10%. Z těchto závěrů vyplývá, že pro můj případ nemohu použít dvou hmotový model pro výpočet svislého kmitání a musím použít složitější model nejméně se čtyřmi stupni volnosti.

Pro výpočet vlastních frekvencí jsem použil rovinný model se šesti stupni volnosti, kde je zahrnuto i kývání skříně a podvozků.



Obrázek 47-Matematický model se šesti stupni volnosti

Pohybové rovnice pro matematický model jsou získány pomocí metody uvolňování. Tento model respektuje jak svislé kmitání, tak kolébání skříně a podvozků vozidla.

$$m_s \ddot{z}_s + 2k_{z2} z_s + (l_1 - l_2) k_{z2} \phi_s - k_{z2} z_{p1} - k_{z2} z_{p2} + 2b_{z2} \dot{z}_s + (l_1 - l_2) b_{z2} \dot{\phi}_s - b_{z2} \dot{z}_{p1} - b_{z2} \dot{z}_{p2} = 0 \quad (34)$$



$$j_{sy}\ddot{\varphi}_s + (l_1 - l_2)k_{z2}Z_s + (l_1^2 + l_2^2)k_{z2}\varphi_s - l_1k_{z2}Z_{p1} + l_2k_{z2}Z_{p2} + (l_1 - l_2)b_{z2}\dot{Z}_s \quad (35)$$

$$+ (l_1^2 + l_2^2)b_{z2}\dot{\varphi}_s - l_1b_{z2}\dot{Z}_{p1} + l_2b_{z2}\dot{Z}_{p2} = 0$$

$$m_{p1}\ddot{Z}_{p1} - k_{z2}Z_s - l_1k_{z2}\varphi_s + (2k_{z1} + k_{z2})Z_{p1} + k_{z1}(a_1 - a_2)\varphi_{p1} - b_{z2}\dot{Z}_s - l_1b_{z2}\dot{\varphi}_s \quad (36)$$

$$+ (2b_{z1} + b_{z2})\dot{Z}_{p1} + b_{z1}(a_1 - a_2)\dot{\varphi}_{p1} = 0$$

$$j_{py2}\ddot{\varphi}_{p1} + k_1 \cdot (a_1 - a_2)Z_{p1} + k_1(a_1^2 + a_2^2)\varphi_{p1} + b_1 \cdot (a_1 - a_2)\dot{Z}_{p1} \quad (37)$$

$$+ b_1(a_1^2 + a_2^2)\dot{\varphi}_{p1} = 0$$

$$m_{p2}\ddot{Z}_{p2} - k_{z2}Z_s + l_2k_{z2}\varphi_s + (2k_{z1} + k_{z2})Z_{p2} + k_{z1}(a_1 - a_2)\varphi_{p2} - b_{z2}\dot{Z}_s + l_2b_{z2}\dot{\varphi}_s \quad (38)$$

$$+ (2b_{z1} + b_{z2})\dot{Z}_{p2} + b_{z1}(a_1 - a_2)\dot{\varphi}_{p2} = 0$$

$$j_{py2}\ddot{\varphi}_{p2} + k_1(a_1 - a_2)Z_{p2} + k_1(a_1^2 + a_2^2)\varphi_{p2} + b_1(a_1 - a_2)\dot{Z}_{p2} + b_1(a_1^2 + a_2^2)\dot{\varphi}_{p2} \quad (39)$$

$$= 0$$

Tyto rovnice převedu do maticového zápisu  $M\ddot{Z} + B\dot{Z} + KZ = 0$

$$\begin{bmatrix} m_s & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & j_{sy} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_{p1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & j_{py1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_{p2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & j_{py2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{Z}_s \\ \ddot{\varphi}_s \\ \ddot{Z}_{p1} \\ \ddot{\varphi}_{p1} \\ \ddot{Z}_{p2} \\ \ddot{\varphi}_{p2} \end{bmatrix}$$

$$+ \begin{bmatrix} 2 \cdot b_{z2} & (l_1 - l_2) \cdot b_{z2} & -b_{z2} & 0 & -b_{z2} & 0 \\ (l_1 - l_2) \cdot b_{z2} & (l_1^2 + l_2^2) \cdot b_{z2} & -l_1 \cdot b_{z2} & 0 & l_2 \cdot b_{z2} & 0 \\ -b_{z2} & -l_1 \cdot b_{z2} & 2 \cdot b_{z1} + b_{z2} & b_{z1} \cdot (a_1 - a_2) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & b_1 \cdot (a_1 - a_2) & b_1 \cdot (a_1^2 + a_2^2) & 0 & 0 \\ -b_{z2} & l_2 \cdot b_{z2} & 0 & 0 & 2 \cdot b_{z1} + b_{z2} & b_{z1} \cdot (a_1 - a_2) \\ 0 & 0 & 0 & 0 & b_1 \cdot (a_1 - a_2) & b_1 \cdot (a_1^2 + a_2^2) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{Z}_s \\ \dot{\varphi}_s \\ \dot{Z}_{p1} \\ \dot{\varphi}_{p1} \\ \dot{Z}_{p2} \\ \dot{\varphi}_{p2} \end{bmatrix}$$

$$+ \begin{bmatrix} 2 \cdot k_{z2} & (l_1 - l_2) \cdot k_{z2} & -k_{z2} & 0 & -k_{z2} & 0 \\ (l_1 - l_2) \cdot k_{z2} & (l_1^2 + l_2^2) \cdot k_{z2} & -l_1 \cdot k_{z2} & 0 & l_2 \cdot k_{z2} & 0 \\ -k_{z2} & -l_1 \cdot k_{z2} & 2 \cdot k_{z1} + k_{z2} & k_{z1} \cdot (a_1 - a_2) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_1 \cdot (a_1 - a_2) & k_1 \cdot (a_1^2 + a_2^2) & 0 & 0 \\ -k_{z2} & l_2 \cdot k_{z2} & 0 & 0 & 2 \cdot k_{z1} + k_{z2} & k_{z1} \cdot (a_1 - a_2) \\ 0 & 0 & 0 & 0 & k_1 \cdot (a_1 - a_2) & k_1 \cdot (a_1^2 + a_2^2) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Z_s \\ \varphi_s \\ Z_{p1} \\ \varphi_{p1} \\ Z_{p2} \\ \varphi_{p2} \end{bmatrix} = 0$$





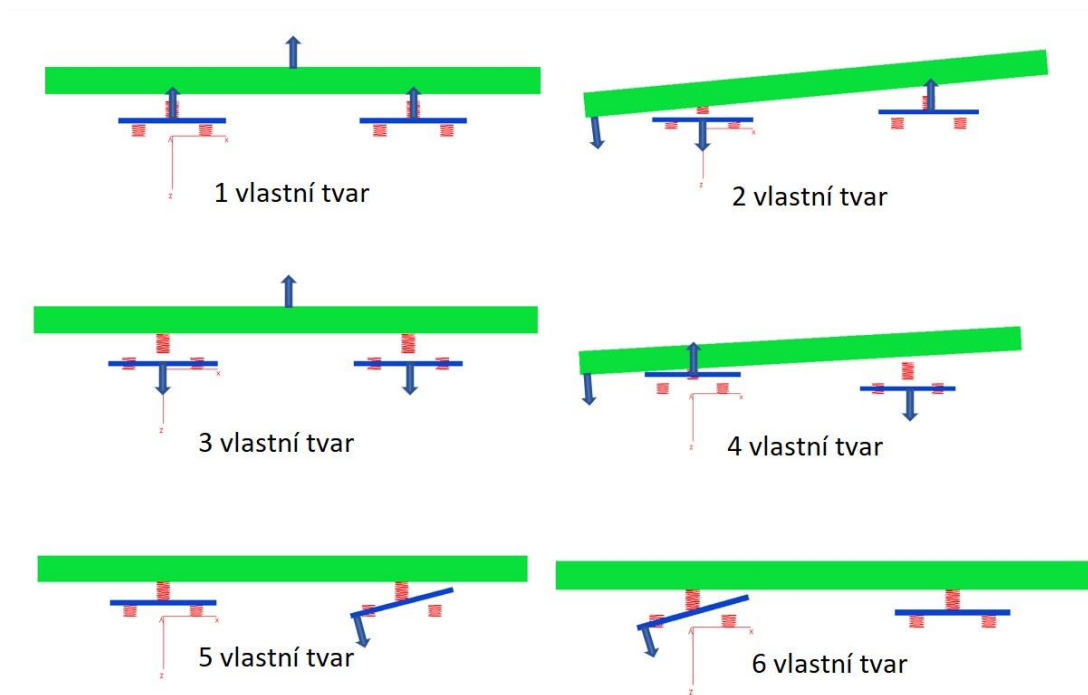
Z výše uvedených rovnic provedu výpočet vlastních frekvencí pro netlumenou soustavu  $M\ddot{Z} + KZ = 0$ . V tabulce 18 jsou sepsány proměnné které vstupují do výpočtu vlastních frekvencí.

Tabulka 18-Vstupní parametry pro výpočet vlastních frekvencí

Vstupní hodnoty	$M_s$ [kg]	$J_{sy}$ [kgm <sup>2</sup> ]	$M_{p1}$ [kg]	$J_{py1}$ [kgm <sup>2</sup> ]	$M_{p2}$ [kg]	$J_{py2}$ [kgm <sup>2</sup> ]	$K_1$ [N/m]	$K_2$ [N/m]
	55860	102875,5	5910	4058	5910	4058	4500000	2850000

Tabulka 19-Vlastní frekvence netlumené soustavy

	$f_1$	$f_2$	$f_3$	$f_4$	$f_5$	$f_6$
Vlastní frekvence netlumené soustavy-fj	1.39 Hz	4.22 Hz	7.17 Hz	7.83 Hz	9.36 Hz	9.36 Hz



48-Vlastní tvary kmitů



Na obrázku 48 můžeme vidět tvary vlastních kmitů soustavy. Soustava s šesti stupni volnosti má šest vlastních tvarů kmitů. První tvar  $f=1,39$  Hz je svislé souběžné kmitání, druhý tvar  $f=4,22$  Hz je souběžné kývání skříně se svislým kmitáním podvozků. Třetí tvar  $f=7,17$  Hz je protiběžné svislé kmitání skříně a podvozků. Čtvrtý tvar  $f=7,83$  Hz je protiběžné kývání skříně se svislým kmitáním podvozků. Pátý a šestý  $f=9,36$  Hz tvar zobrazuje kývání podvozků. Podvozky jsou uloženy kloubově a jejich kývání neovlivňuje skříň lokomotivy.

### 6.1.1 Výpočet vlastních frekvencí tlumené soustavy

V této části se budu zabývat návrhem tlumení pro mnou navrhovanou lokomotivu. Nejdříve je třeba určit do jakého stupně je vhodné umístit tlumení. Pro lokomotivy bývá tlumení umístěno buď v primárním stupni, nebo v obou stupních vypružení. Tlumení v primárním stupni je potřeba z důvodu aplikace pohonu a dále pro utlumení kývání podvozků. Na druhou stranu z hlediska sil působících na kolejový svršek je nejlepší umístit tlumení pouze do sekundárního stupně. Pro náš případ budu uvažovat tlumení v obou stupních vypružení. Tlumící konstantu  $b_1$  určím dle následujících vztahů:

$$b_{1\varphi} = 0,3 \cdot 2 \sqrt{k_{1\varphi} \cdot j_{s\varphi}} \quad (40)$$

$$b_1 = \frac{b_{1\varphi}}{4 \cdot a_p^2} = 32\,432 \text{ Nsm}^{-1} \quad (41)$$

Vždy v jednom podvozku mám čtyři tlumiče v primárním stupni vypružení. Výsledné tlumení jednoho tlumiče primárního vypružení jsem zvolil jako  $16\,000 \text{ Nsm}^{-1}$ . Tuto hodnotu by bylo nutné konzultovat s výrobcem tlumičů, zda nabízí mnou požadovaný produkt. Dále se budu zabývat návrhem tlumení pro sekundární vypružení. V tomto případě jsem použil následující výpočty:

$$\mu_{stř} = \frac{m_1}{m_2} = \frac{11\,920}{55\,860} = 0,213 \quad (42)$$

$$k_{zv} = \frac{k_1 \cdot k_2}{k_1 + k_2} = 4\,329 \text{ N/mm} \quad (43)$$

$$b_{2opt.} = \frac{\sqrt{2 \cdot (3 + \mu_{stř})}}{2 + \mu_{stř}} \cdot \sqrt{k_{zv} \cdot m_2} = 56\,329 \text{ Nsm}^{-1} \quad (44)$$



V sekundárním stupni mám vždy dva tlumiče na jeden podvozek. S ohledem na předešlé výpočty jsem zvolil výpočtovou hodnotu tlumicí konstanty jednoho tlumiče jako  $14\,000\text{ Nsm}^{-1}$ .

Nyní mohu vypočítat vlastní frekvence tlumené soustavy  $M\ddot{z} + B\dot{z} + Kz = 0$ . Tyto rovnice musím pro výpočet upravit dle následujících vztahů:

$$M\ddot{z} + B\dot{z} + Kz = 0 \quad (45)$$

Provedu substituci

$$\dot{z} = z_t \quad (46)$$

Tímto získám dvojnásobný počet rovnic, než je počet stupňů volnosti

$$\dot{z} = z_t \quad (47)$$

$$E\dot{z}_t + M^{-1}Bz_t + M^{-1}Kz = 0$$

Dále dosadím předpokládané řešení a vznikne mi soustava rovnic

$$E\lambda Z - EZ_t = 0 \quad (48)$$

$$E\lambda Z_t + M^{-1}BZ_tM^{-1}KZ = 0$$

Ze soustavy takto upravených rovnic už můžeme vypočítat vlastní frekvence tlumené soustavy. Vyjde nám reálná a imaginární část. Reálná část představuje tlumení a imaginární představuje frekvence vlastních kmitů.

*Tabulka 20-Vlastní frekvence tlumené soustavy*

	$\lambda$ 1 a 2	$\lambda$ 3 a 4	$\lambda$ 5 a 6	$\lambda$ 7 a 8	$\lambda$ 9 a 10	$\lambda$ 11 a 12
Vlastní frekvence tlumené soustavy	0.0555 ± 1.39i Hz	0.4718 ± 4.21i Hz	1.2630 ± 7.06i Hz	1.6441 ± 7.65i Hz	1.9610 ± 9.16i Hz	1.9610 ± 9.16i Hz



Pro porovnání jsem si spočítal vlastní frekvence pomocí dvoumotového a čtyřmotového modelu. Takto vypočtené vlastní frekvence svislých souběžných a protiběžných kmitů jsou téměř shodné s modelem se šesti stupni volnosti.

## 6.2 Návrh pružin primárního vypružení

V této kapitole popíšu výpočty pružin primárního vypružení. Primární vypružení obsahuje 16 stejných pružin. Celková tuhost pružin primárního vypružení je 18 000 N/mm. Výsledná svislá tuhost jedné pružiny je 1 125 N/mm. Pro pružinu o středním průměru  $D=210$  mm jsem zvolil drát o průměru  $d=40$  mm.

Výpočet statické síly působící na vypružení lokomotivy ve svislém směru.

$$F_{st1} = (m - m_0) \cdot g = (80 - 12,2) \cdot 9,81 = 665,12 \text{ kN} \quad (49)$$

Dynamickou sílu, která zatěžuje primární vypružení stanovím pomocí dynamické přírážky. Tu jsem v mém případě zvolil pro primární vypružení jako 0,3. Tato hodnota má reprezentovat dynamické účinky jízdy po nerovné trati a další dynamické jevy působící na vozidlo během jízdy.

$$F_{d1} = F_{st1} + F_{dyn} = (1 + 0,3) \cdot F_{st1} = 864,65 \text{ kN} \quad (50)$$

Maximální sednutí primárního vypružení:

$$Z_{1max} = \frac{F_{d1}}{k_1} = \frac{864650}{18\,000} = 48 \text{ mm} \quad (51)$$

Výpočet napětí v drátu pružiny:

$$\tau = \frac{8 \cdot F_{d1} \cdot D}{16 \cdot \pi \cdot d^3} = \frac{8 \cdot 864\,650 \cdot 210}{16 \cdot \pi \cdot 40^3} = 451,6 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (52)$$

Výpočet počtu činných závitů pružiny:

$$n = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot k_{1i}} = \frac{78\,500 \cdot 40^4}{8 \cdot 210^3 \cdot 1\,125} = 2,4 \quad (53)$$

Počet závěrných zbrošení pružiny:



$$n_z = 2 \cdot 0,75 = 1,5$$

(54)

Délka max stlačené pružiny:

$$H_{min} = (n + 1) \cdot d + n \cdot 0,1 \cdot d = (2,4 + 1) \cdot 40 + 2,4 \cdot 0,1 \cdot 40 = 145,6 \text{ mm} \quad (55)$$

Délka odlehčené pružiny:

$$H_{max} = H_{min} + Z_{max} = 145,6 + 48 = 193,6 \text{ mm} \quad (56)$$

Výpočet příčné tuhosti pružiny. Tento výpočet provedu dvěma způsoby, podle normy ČSN EN 13906-1 a dále podle Timošenka.

Výpočet příčné tuhosti dle normy:

$$k_{1y} = \frac{\xi \cdot k_z}{\xi - 1 + \frac{1}{\frac{\beta_0}{\frac{1}{\frac{1}{2} + \frac{G}{E}}}} \cdot \sqrt{\left(\frac{1}{2} + \frac{G}{E}\right) \cdot \left(\frac{G}{E} + \frac{1 - \xi}{\xi}\right)} \cdot \tan\left(\beta_0 \cdot \xi \sqrt{\left(\frac{1}{2} + \frac{G}{E}\right) \cdot \left(\frac{G}{E} + \frac{1 + \xi}{\xi}\right)}\right)} \quad (57)$$

Kde  $\beta_0$  je štíhlostní poměr nezatížené pružiny a  $\xi$  je poměr osové deformace ku nezdeformovanému stavu.

Dále popíšu postup výpočtu příčné tuhosti podle Timošenka

$$k_{1y} = \frac{\frac{k_1}{8} D^2 (1 - \gamma)}{0,2936 \frac{(H_{st} - \psi d)^3}{(H_{st} - 1,5d)} + 0,381 D^2} \quad (58)$$

Kde  $\gamma$  spočítám následovně:

$$\gamma = \frac{\frac{F_{1st} \cdot \beta_1}{k_1 \cdot H_{st}}}{0,813 \cdot (\beta_0 - \sqrt{\beta_0^2 - 6,87})} \text{ pro } \beta_0 \geq 2,6 \quad (59)$$



(60)

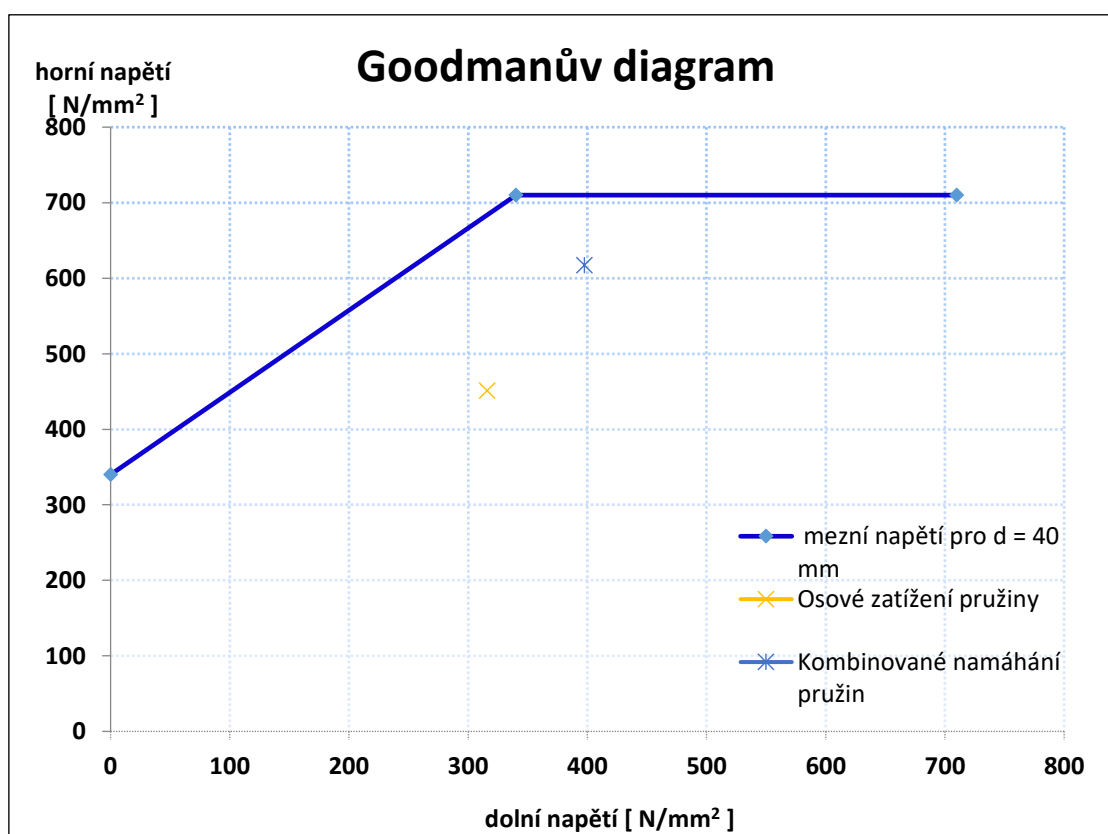
$$\gamma = 0,357 \cdot \frac{F_{1st} \cdot \beta_1}{k_1 \cdot H_{st}} \cdot \left( \beta_1 - 1,5 \frac{d}{D} \right) \text{ pro } \beta_0 < 2,6$$

V tabulce č. 21 jsou vypočtené hodnoty pro pružiny primárního stupně.

Tabulka 21-Vlastnosti pružiny primárního vypružení

Svislá tuhost jedné pružiny $k$ [N/mm]	1 125
Příčná tuhost pružiny dle Timošenska $k_{1y}$ [N/mm]	215
Příčná tuhost pružiny dle normy ČSN EN 13906-1 $k_{1y}$ [N/mm]	280
Průměr drátu $d$ [mm]	40
Střední průměr pružiny $D$ [mm]	210
Maximální smykové napětí při kombinovaném namáhání $\tau$ [N/mm <sup>2</sup> ]	617
Délka pružiny v max stlačeném stavu [mm]	146,6
Délka pružiny v odlehčeném stavu [mm]	193,6
Délka pružiny při statickém zatížení [mm]	156,7

Dále provedu kontrolu dynamické životnosti v Goodmanově diagramu.



Obrázek 49-Goodmanův diagram pro pružinu primárního vypružení

Z Goodmanova diagramu lze vyčíst, že mnou navrhovaná pružina pevnostně vyhovuje. Pracovní bod pružiny leží v dovolené oblasti. V diagramu je vyznačený pracovní bod pro osově namáhání pružiny primárního vypružení, tak pro kombinované namáhání.





### 6.3 Návrh pružin sekundárního vypružení

V této kapitole popíšu návrh pružin sekundárního vypružení. Sekundární vypružení obsahuje 8 stejných pružin. Celková osová tuhost pružin primárního vypružení je 5 700 N/mm. Výsledná svislá tuhost jedné pružiny je 712,5 N/mm. Pro pružinu o středním průměru  $D=190$  mm jsem zvolil drát o průměru  $d=45$  mm.

Výpočet statické síly působící na vypružení lokomotivy ve svislém směru.

$$F_{st2} = m_2 \cdot g = 55\,860 \cdot 9,81 = 547,987 \text{ kN} \quad (61)$$

Dynamickou sílu, která zatěžuje sekundární vypružení stanovím pomocí dynamické přírážky. Tu jsem v tomto případě zvolil jako 0,25.

$$F_{d2} = F_{st2} + F_{dyn} = (1 + 0,25) \cdot F_{st2} = 684,98 \text{ kN} \quad (62)$$

Maximální sednutí sekundárního vypružení:

$$Z_{2max} = \frac{F_{d2}}{k_2} = \frac{684\,983}{5\,700} = 120,17 \text{ mm} \quad (63)$$

Výpočet napětí v drátu pružiny:

$$\tau = \frac{8 \cdot F_{d2} \cdot D}{8 \cdot \pi \cdot d^3} = \frac{8 \cdot 684\,980 \cdot 190}{8 \cdot \pi \cdot 45^3} = 455,4 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (64)$$

Výpočet počtu činných závitů pružiny:

$$n = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot k_{2i}} = \frac{78\,500 \cdot 45^4}{8 \cdot 190^3 \cdot 712,5} = 8,23 \quad (65)$$

Počet závěrných zbrošení pružiny:

$$n_z = 2 \cdot 0,75 = 1,5 \quad (66)$$

Délka max stlačené pružiny:

$$H_{min} = (n + 1) \cdot d + n \cdot 0,1 \cdot d = (9 + 1) \cdot 45 + 9 \cdot 0,1 \cdot 45 = 490,5 \text{ mm} \quad (67)$$

Délka odlehčené pružiny:

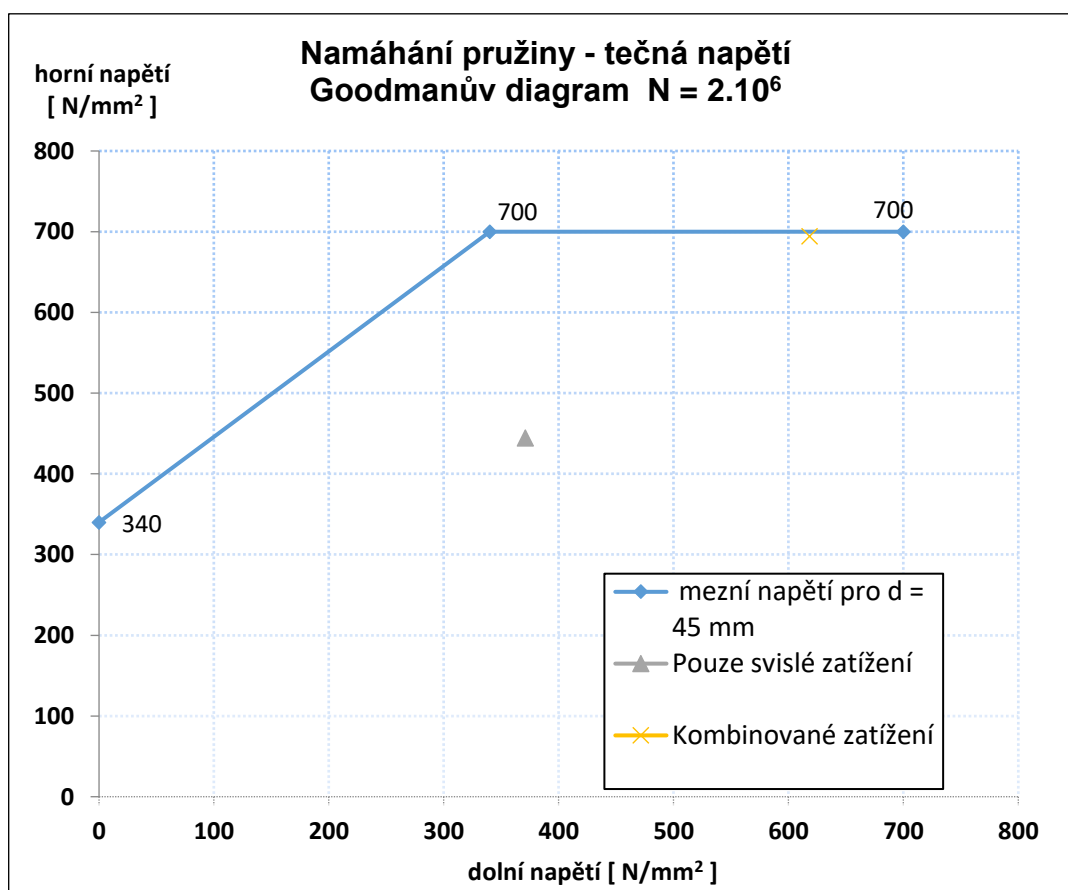
$$H_{max} = H_{min} + Z_{max} = 490,5 + 120,17 = 663,3 \text{ mm} \quad (68)$$



Výpočet příčné tuhosti pružiny provedu stejně jako u pružin primárního stupně. V tabulce č. 22 jsou vypsány parametry pružiny sekundárního stupně vypružení.

Tabulka 22-Vlastnosti pružin sekundárního vypružení

Svislá tuhost jedné pružiny $k$ [N/mm]	712,5
Příčná tuhost pružiny dle Timošenka $k_{2y}$ [N/mm]	119
Příčná tuhost pružiny dle normy ČSN EN 13906-1 $k_{2y}$ [N/mm]	94
Průměr drátu $d$ [mm]	45
Střední průměr pružiny $D$ [mm]	190
Maximální napětí při kombinovaném namáhání $\tau$ [N/mm <sup>2</sup> ]	694
Délka pružiny v stlačeném stavu [mm]	491
Délka pružiny v odlehčeném stavu [mm]	610
Délka pružiny při statickém zatížení [mm]	514,67



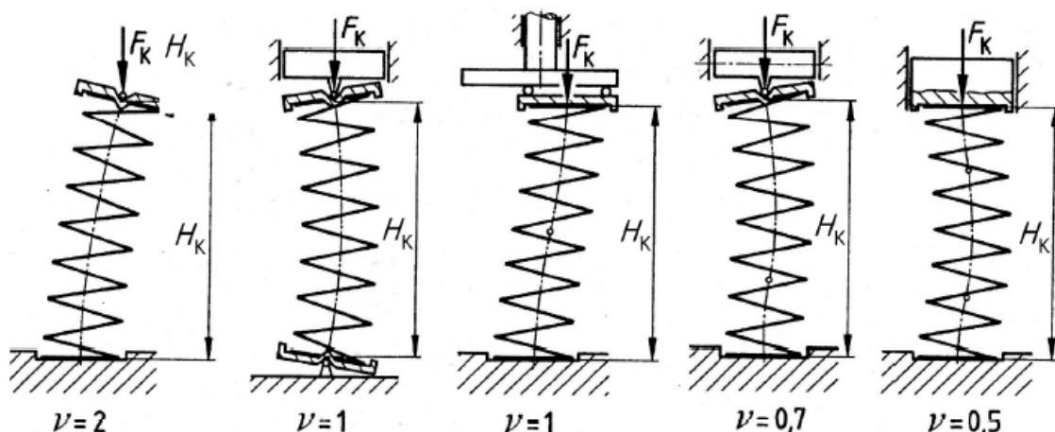
Obrázek 50--Goodmanův diagram pro pružinu sekundárního vypružení

Z Goodmanova diagramu můžeme vyčíst, že mnou navrhovaná pružina pevnostně vyhovuje. Pracovní bod pružiny leží v dovolené oblasti. V diagramu je vyznačený pracovní bod pro osové namáhání pružiny sekundárního vypružení, tak pro kombinované namáhání.



## 6.4 Kontrola stability flexi-coil pružin

Při návrhu flexi-coil pružin je potřeba zjistit maximální osovou sílu kterou je pružina schopna přenést bez ztráty stability. Tato hodnota síly nesmí být za žádných okolností dosažena. Pro tuto kritickou sílu je důležitý způsob uložení pružin a tím pádem koeficient  $\nu$ . Ten pro mnou navrhované polokloubové uložení nabývá hodnoty 1,25. Zde ukážu postup pro pružiny sekundárního vypružení. Pro primární stupeň je postup obdobný. Výpočet mezní osově síly provedu dle následujících vztahů.



Obrázek 51-Parametr  $\nu$  v závislosti na uložení pružin [17]

$$\psi = \frac{32 \cdot D \cdot n}{H_{st} \cdot E \cdot d^4} = \frac{32 \cdot 190 \cdot 8,23}{515 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 45^4} = 1,128 \cdot 10^{-10} \text{ N}^{-1} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (69)$$

$$H_r = \nu \cdot H_{st} = 515 \cdot 1,25 = 644 \text{ mm} \quad (70)$$

$$m = \frac{8 \cdot D^3 \cdot n}{H_{st} \cdot E \cdot d^4} = \frac{8 \cdot 190^3 \cdot 8,23}{515 \cdot E \cdot 45^4} = 1,0183 \cdot 10^{-6} \text{ N}^{-1} \quad (71)$$

$$F_{kr} = \frac{\frac{1}{\psi} + \frac{\pi^2}{H_r^2}}{1 + \frac{\pi^2}{H_r^2} \cdot m} = 98 \, 156 \text{ N} \quad (72)$$

S touto výslednou hodnotou musím porovnat maximální hodnotu příčné síly zatěžující pružinu s přičtenou dynamickou přírůžkou.

$$F_{max} = F_{d2}/8 = 81 \, 122 < 98 \, 165 \rightarrow \text{OK} \quad (73)$$

Z kontroly vychází, že mnou navrhovaná pružina je stabilní při osovém zatěžování. Dále je potřeba ověřit stabilitu pružiny při uvažování příčné výchylky.



Nejdříve musím určit maximální možné vychýlení pružiny. To provedu dle vztahu č. 74.

$$y = \sqrt{xy^2 + W_{a250}^2} = \sqrt{67^2 + 50^2} = 83,6 \text{ mm} \quad (74)$$

Dále vypočítám kritickou výchylku pro pružinu:

$$Y_{kr} = H_{max} \cdot \frac{1}{2 \cdot \left(1 - \frac{G}{E}\right)} \cdot \left(1 - \sqrt{\frac{1 - \frac{G}{E}}{0,5 + \frac{G}{E}} \cdot \left(\frac{\pi \cdot D}{v \cdot H_{st}}\right)^2}\right) = 113,64 \text{ mm} \quad (75)$$

Nyní musím porovnat maximální uvažovanou hodnotu  $Y$  s  $Y_{kr}$ .

$$Y < Y_{kr} \rightarrow OK \quad (76)$$

Z výše uvedené kontroly vyplývá, že pružina sekundárního vypružení vyhovuje s ohledem na převrácení. Pro polokloubové uložení pružiny využiji pryžový element, do kterého je pružina vsazena a umožňuje natáčení kolem osy X a Y.

Dále jsem tuto kontrolu prováděl pro pružiny primárního stupně. Pro tyto pružiny vyšla kritická osová síla a kritická výchylka vyšší, než jsou maximální provozní hodnoty. Výsledky těchto výpočtů jsou uvedeny v tabulce č.23.

Tabulka 23-Kontrola na stabilitu a převrácení pružiny primárního vypružení

Parametr	Hodnota	Jednotky
$\psi$	$1,91449 \cdot 10^{-10}$	$N^{-1} \cdot mm^{-2}$
$H_r$	203	mm
$m$	$2,11 \cdot 10^{-6}$	$N^{-1}$
$F_{kr}$	197 872	N
$F_{max}$	54 040	N
$y$	7,1	mm
$Y_{kr}$	269	mm



## 6.5 Kontrola výšky nárazníků

Správná výška osy nárazníků a spřáhla je velice důležitá pro bezpečnost železničního provozu. Parametr výšky os je také důležitý pro zajištění spojitelnosti vozidel provozovaných v jednotné železniční síti. Výška nárazníků je velice proměnlivá u vozidel s velkým rozdílem hmotnosti v prázdném a loženém stavu. Další faktor ovlivňující tuto hodnotu je opotřebenost dvojkolí. Minimální výška nárazníků pro osobní vozy je 980 mm nad temenem kolejnice a pro nákladní vozy je tato hodnota 940 mm. U diesel-elektrické lokomotivy je největším faktorem, který ovlivňuje výšku nárazníků množství paliva v palivové nádrži a dále již zmiňované opotřebování jízdního profilu kola. U lokomotiv se navrhuje maximální výška osy nárazníků mezi hodnotami 1040-1060 mm. Mnou navrhovaná lokomotiva má výšku nárazníků v plně loženém stavu na neopotřebených kolech 1045 mm. Pro kontrolní výpočet jsem uvažoval maximální možné odlehčení lokomotivy vlivem vyprázdnění palivové nádrže a vypotřebením veškeré náplně pískovacího ústrojí. Výpočtová hodnota odlehčení je 4 000 kg.

$$K_c = \frac{k_1 * k_2}{k_1 + k_2} = \frac{18\,000 \cdot 5\,700}{18\,000 + 5\,700} = 4\,329 \text{ N/mm} \quad (78)$$

$$X_{odl} = \frac{F_{odl}}{K_c} = \frac{4\,000 * 9,81}{4\,329} = 9 \text{ mm} \quad (77)$$

Z výše uvedených výpočtů vyplývá, že i při maximálním odlehčení lokomotiva splní limit 1060 mm.

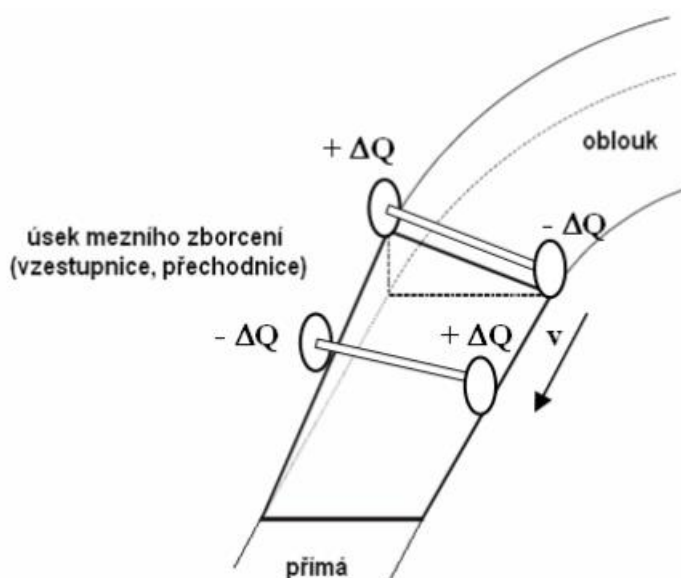


## 7 Kontrola bezpečnosti proti vykolejení

Jako vykolejení se označuje stav, kdy jedno kolo dvojkolí opustí kolejový kanál a jeho okolek vyšplhá a ztratí kontakt s kolejnicí. Kontrolu bezpečnosti proti vykolejení budu provádět podle normy ČSN EN 14363 metodou 2. Pro tento výpočet uvažuji průjezd malým obloukem o poloměru 150 m a maximální rychlost vozidla 5 km/h. Dále budu kontrolovat bezpečnost proti vykolejení pro oblouk R 250 m. V tomto oblouku bude působit na vozidlo nevykompenzované příčné zrychlení.

### 7.1 Stanovení změny kolové síly

Změna kolové síly  $\Delta Q_p$  je způsobeno jízdou vozidla na zborcené koleji. Pro můj výpočet budu uvažovat dokonale tuhý rám podvozku a dvojkolí.



Obrázek 52-Vjezd vozidla na zborcení [9]

$$k_{tp} = k_1 * W_1^2 = 2250000 * 1^2 = 2250000 \frac{Nm}{rad} \quad (79)$$

Úhel zborcení koleje vypočítám dle následujícího vztahu:

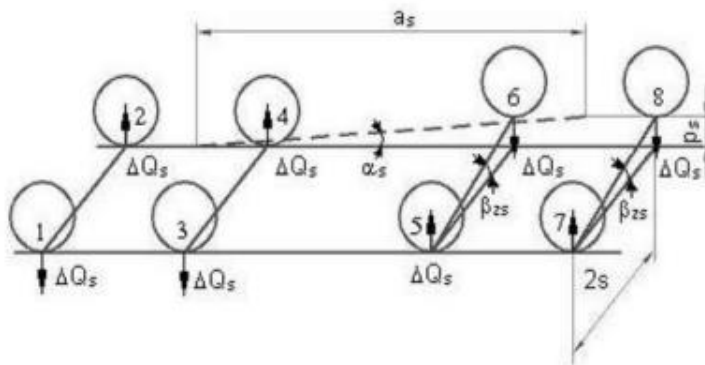
$$g^+ = 7 - \frac{5}{2a^+} = 7 - \frac{5}{2,5} = 5\% \quad (80)$$

Výsledná změna kolové síly způsobená zborcením podvozku:

$$\Delta Q_p = \frac{a_p}{(2s)^2} * k_{tp} * \frac{g^+}{1000} = \frac{2,5}{(1,5)^2} * 2250000 * \frac{5}{1000} = 12500 N \quad (81)$$

Výsledná změna kolové síly  $\Delta Q_s$  způsobená vjetím vozidla do úseku se zborcenou kolejí.





Obrázek 53-Zborcení skříně lokomotivy

Úhel zborcení skříně lokomotivy vypočítám následovně.

$$g^* = \frac{15}{2A_s} + 2 = \frac{15}{9,5} + 2 = 3,58 \% \quad (82)$$

Torzni tuhost vozidla. (Skříně je uvažovaná jako dokonale tuhá)

$$k_{tCV} = \frac{2 \cdot k_1 \cdot w_1^2 \cdot k_2 \cdot w_2^2}{2 \cdot k_1 \cdot w_1^2 + k_2 \cdot w_2^2} = \frac{2 \cdot 2\,250\,000 \cdot 1^2 \cdot 1\,425\,000 \cdot 1,05^2}{2 \cdot 2\,250\,000 \cdot 1^2 + 1\,425\,000 \cdot 1,05^2} = 3\,413\,601 \text{ Nm/rad} \quad (83)$$

Výsledná změna kolové síly způsobené zborcením skříně  $\Delta Q_s$

$$\Delta Q_s = \frac{1}{2} \cdot \frac{a_s}{(2A_s)^2} \cdot k_{tCV} \cdot \frac{g^*}{1000} = \frac{1}{2} \cdot \frac{9,5}{(1,8)^2} \cdot 3\,413\,601 \cdot \frac{3,58}{1000} = 17\,916 \text{ N} \quad (84)$$

Změna kolové síly vlivem působení tažné síly lokomotivy, kde  $F_s$  je tažná síla na spřahovacím ústrojí,  $h$  je výška osy nárazníku a  $p$  je výška místa přenosu tažné síly z podvozku na skříně lokomotivy.  $t$  je rozvor podvozku a  $u$  je vzdálenost otočných čepů.

$$\Delta 4 = \frac{F_s}{2} \cdot \frac{(h-p)}{u} + \frac{F_s}{2} \cdot \frac{p}{t} = \frac{275\,000}{2} \cdot \frac{(1,045 - 0,25)}{9,5} + \frac{275\,000}{2} \cdot \frac{0,25}{2,5} = 25\,256 \text{ N} \quad (85)$$

Výsledná změna kolových sil způsobená vjezdem na zborcení:

$$\Delta Q = \Delta Q_P + \Delta Q_s = 12\,500 + 17\,916 = 30\,416 \text{ N} \quad (86)$$



Tabulka 24-Výsledné změny kvazistatického zatížení

	$\Delta Q$	$\Delta Q/Q$
$\Delta Q = \Delta Q_P + \Delta Q_S$	30 416 N	31 %
$\Delta Q = \Delta Q_P + \Delta Q_S + \frac{\Delta 4}{2}$	43 044 N	43,9 %

V tabulce č.24 můžeme vyčíst změnu kolové síly způsobené vjezdem vozidla na zborcení. Dále zde můžeme vyčíst, jak tuto hodnotu ovlivní vliv přenosu tažné síly. Ve třetím sloupci je kontrola změny kvazistatických kolových sil. Maximální možná změna kvazistatických sil vzhledem ke statické síle je 60 %. Toto kritérium lokomotiva splňuje.

### 7.2 Zjištění vodící síly dle Heumanna

K určení vodících sil použiji Heumannovu metodu. Pro výpočet vodící síly je nutné určit vratný moment pružin od natočení podvozku. Při průjezdu vozidla obloukem zaujme podvozek natočenou polohu vůči skříni lokomotivy. Pro oblouk R 150 m jsem spočítal natočení podvozků pro tětiovou a vzpříčenou polohu skříně lokomotivy v kolejovém kanálu. Uvažovaná vůle v kolejovém kanálu je  $2\sigma=55$  mm. Do těchto mezních hodnot se podvozky pravděpodobně v oblouku 150 m nedostanou, ale pro ověření bezpečnosti jsem počítal s krajními hodnotami. Natáčení podvozků kolem svislé osy je umožňováno deformací flexi-coil pružin sekundárního vypružení. Parametry příčné tuhosti flexi-coil pružin jsem určoval v předešlé kapitole. Pro můj výpočet použiji hodnoty vypočítané dle Timošenka. Hodnota  $k_{2y}$  jedné pružiny je 119 N/mm. Pružiny sekundárního vypružení jsou na bázi  $2w_2$  1800 mm. Vratný moment od pružin vypočítám pomocí příčné tuhosti a úlu natočení podvozku. Výpočet dle vzorce č. 87.

$$M = 4 \cdot W_2^2 \cdot \varphi \cdot \frac{\pi}{180} \cdot k_{2y} = 4 \cdot 1,8^2 \cdot 1,815 \cdot \frac{\pi}{180} \cdot 119 \cdot 10^3 = 27\,724 \text{ Nm} \quad (87)$$

Dále budu provádět kontrolu proti vykolejení v oblouk R 250 m. V tomto oblouku budu uvažovat maximální hodnotu nevykompenzovaného příčného zrychlení jako  $a_y=0,65$  m/s<sup>2</sup> a vykompenzované příčné zrychlení jako  $a_y=1$  m/s<sup>2</sup>. Tato hodnota vykompenzovaného příčného zrychlení je pro jízdu obloukem R 250 m se stavebním převýšením 150 mm při rychlosti 56,37 km/h. Při jízdě stejným obloukem se stejným stavebním převýšením a nevykompenzovaném příčném zrychlení  $a_y=0,65$  m/s<sup>2</sup> je rychlost jízdy 74 km/h. Odstředivou sílu spočítám dle vzorce č. 88.



(88)

$$F_{od} = \frac{m}{2} \cdot a_y = \frac{80\,000}{2} \cdot 0,65 = 26\,000\,N$$

Tabulka 25-Momenty flexi-coil pružin od natočení podvozku

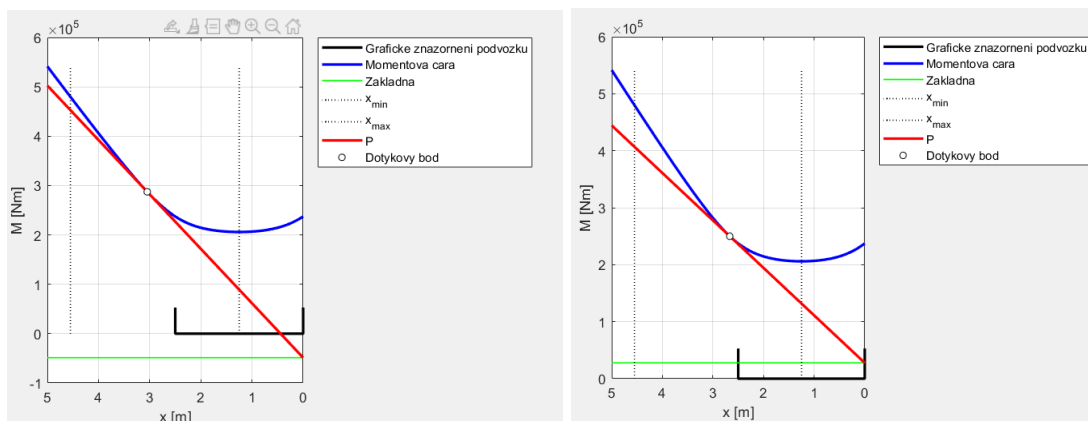
Poloha v kolejovém kanálu	Úhel natočení podvozku		Rychlost jízdy [km/h]	Příčná síly [kN]	Moment od flexi-coil pružin [Nm]	
Vzpříčená poloha skříně (R 150 m)	-2,146°	1,483°	5	0	-57 764	39 837
Tětivová poloha (R 150 m)	-1,815°	1,815°	5	0	-48 854	-48 854
<b>Obecná poloha (R 250 m)</b>	<b>-0,9°</b>		<b>74</b>	<b>26</b>	<b>-24 225</b>	

Pro další výpočty je nutné zohlednit smysl natočení podvozku. Ve směru shodném s vodící silou uvažují kladné znaménko a v opačném případě záporné znaménko u momentu. V tabulce č. 25 jsou uvedeny momenty vyvolané natočením podvozků vůči skříně lokomotivy.

Tabulka 26-Vstupní parametry pro výpočet dle Heumanna

Svislá kolová síla	98 100 N
Součinitel adheze	0,36 -
Vzdálenost styčných kružnic	1,5 m
Rozvod podvozku	2,5 m
Poloměr oblouku	150 m/250 m

V tabulce č. 26 jsou uvedeny vstupní hodnoty pro výpočet dle Heumanna. Pro tento výpočet je nutné znát svislou kolovou sílu, poloměr oblouku, rozvor podvozku, součinitel adheze a vzdálenost vztyčných kružnic. Dále ve výpočtu uvažují moment od natočení podvozků vyvolaný deformací flexi-coil pružin a příčnou sílu, která je vyvolána nevykompenzovaným příčným zrychlením.



Obrázek 54-Heumann oblouk R 150 m. Vlevo první podvozek, vpravo druhý. Těživová poloha

V tabulkách 27 a 28 jsou uvedeny výsledky výpočtu pomocí Heumanna. Metoda výpočtu dle Heumanna nám dává hodnotu řídicí síly P na nabíhajících kolech podvozku. Vodící sílu jsem stanovil dle vzorce  $Y = P - Q \cdot f$ . Tento výpočet je zjednodušený, avšak pro naše potřeby postačuje.

Tabulka 27-Výsledky výpočtu dle Heumanna R 150 m

<b>Těživová poloha</b>	<b>První podvozek</b>	<b>Druhý podvozek</b>
Velikost řídicí síly P (R 150 m)	110 248 N	83 326 N
Poloha středu tření (R 150 m)	3,047 m	2,6 m
Vodící síla Y (R 150 m)	74 926 N	47 920 N
<b>Vzpříčená poloha skříně</b>	<b>První podvozek</b>	<b>Druhý podvozek</b>
Velikost řídicí síly P (R 150 m)	113 183 N	78 740 N
Poloha středu tření (R 150 m)	3,109 m	2,617 m
Vodící síla Y (R 150 m)	77 842 N	43 424 N

Tabulka 28- Výsledky výpočtu dle Heumanna R 250 m

<b>Obecná poloha</b>	<b>První podvozek</b>
Velikost řídicí síly P (R 250 m)	116 138 N
Poloha středu tření (R 250 m)	2,771 m
Vodící síla Y (R 250 m)	80 822 N



### 7.3 Poměr Y/Qmez

Y/Qmez dosahuje hodnoty 1,2. Tato hodnota je pro úhel okolku 70° a f=0,36. U vozidel, která mají rozdíl hmotnosti v plném a prázdném stavu je nejnebezpečnější provozování prázdného vozu. U mojí lokomotivy můžu tento faktor zanedbat a budu počítat s plnou hmotností vozidla.

$$k_{BPV} = \frac{\left(\frac{Y}{Q}\right)_{KRIT}}{\left(\frac{Y}{Q}\right)_{PROV}} \geq 1 \quad (89)$$

Tabulka 29-Míra bezpečnosti proti vykolejení

Bezpečnost proti vykolejení R 150 m těživová poloha	Bezpečnost proti vykolejení R 150 m vzpříčená poloha skříně	Bezpečnost proti vykolejení R 250 m v obecné poloze. V=73 km/h
1,08	1,043	1,012

Z tohoto výpočtu můžeme vidět, že lokomotiva vyhovuje s ohledem na bezpečnost proti vykolejení na zborčené koleji dle metody 2. Tuto kontrolu jsem prováděl, jak pro vzpříčenou polohu skříně vozidla, tak pro těživovou polohu podvozků v kolejovém kanálu při jízdě obloukem R 150 m. Dále jsem kontroloval jízdu obloukem R 250 m při rychlosti 74 km/h. Při této rychlosti lokomotiva také vyhovuje.

Vozidlo při jízdě v obloucích o malých poloměrech (250 m až 400 m) musí splňovat normu ČSN 14 363 a novelizovanou vyhlášku UIC 518. Dle těchto norem nesmí vodící síla překročit  $Y=100$  kN a vypočtenou hodnotu kvazistatické vodící síly  $Y_{qst\_lim}$ . Tato síla se pro oblou R 250 m vypočítá dle následujícího vztahu.

$$Y_{qst\_lim} = 30 + \frac{10\,500}{R} = 30 + \frac{10\,500}{250} = 72 \text{ kN} \quad (90)$$

Tato podmínka není výpočtem dle Heumanna splněna, jelikož nám vyšla hodnota  $Y=80,8$  kN v oblouku R 250 m. Heumanovský model uvažuje tuze vedená dvojkolí, což neodpovídá realitě. Primární vypružení je tvořeno flexi-coil pružinami a ty umožňují natočení dvojkolí kolem osy Z vůči rámu podvozku. Z důvodů, že mi nevychází tato kontrola při počítání vodící síly dle Heumanna jsem se rozhodl vytvořit model v programu Simpack a ověřit tento stav. Dále je potřeba zkontrolovat  $B_{qst}$  (kvazistatickou sílu zatěžující kolejnici). Tato síla je závislá na kvazistatické vodící síle Y a na kvazistatické kolové síle  $Q_{qst}$ . U poloměru 250 m-400 m



použiji ve výpočtu konstantu  $a$ , která je pro tyto poloměry rovna  $a=67,5$ . Limitní hodnota  $B_{qst}$  je 180 kN. Výpočet provedu dle následujícího vztahu.

$$B_{qst} = Y + 0,83 \cdot Q_{qst} + \left[ a - \left( 30 + \frac{10\,500}{Rm} \right) \right] \quad (91)$$

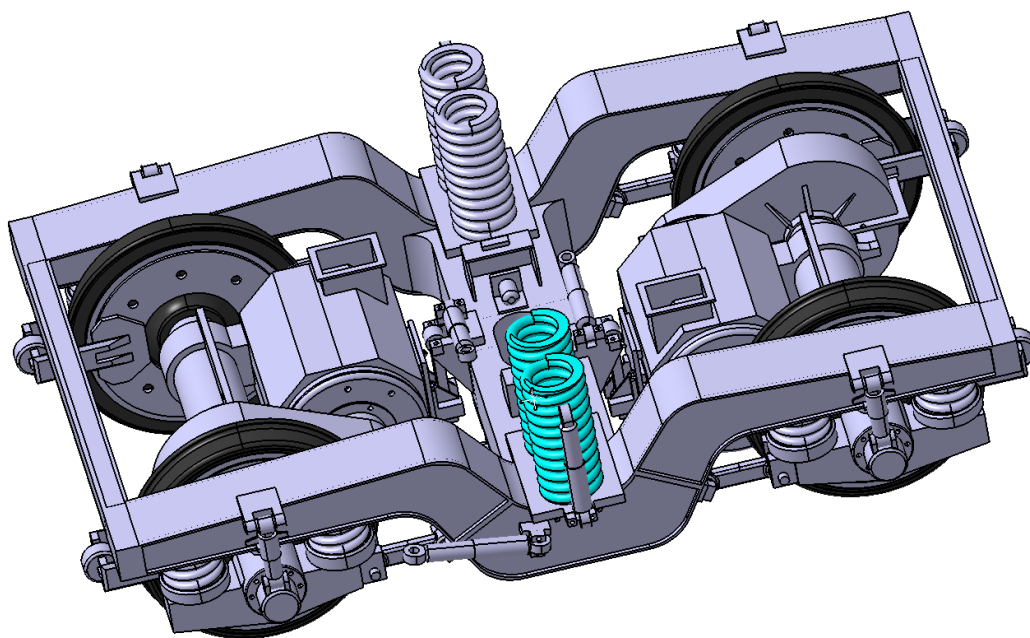
$$= 80,8 + 0,83 \cdot 67,68 + \left[ 67,5 - \left( 30 + \frac{10\,500}{250} \right) \right] = 132 \text{ kN}$$

Z této kontroly vyplývá, že lokomotiva nepřekračuje maximální kvazistatické síly zatěžující kolejnici. [17]



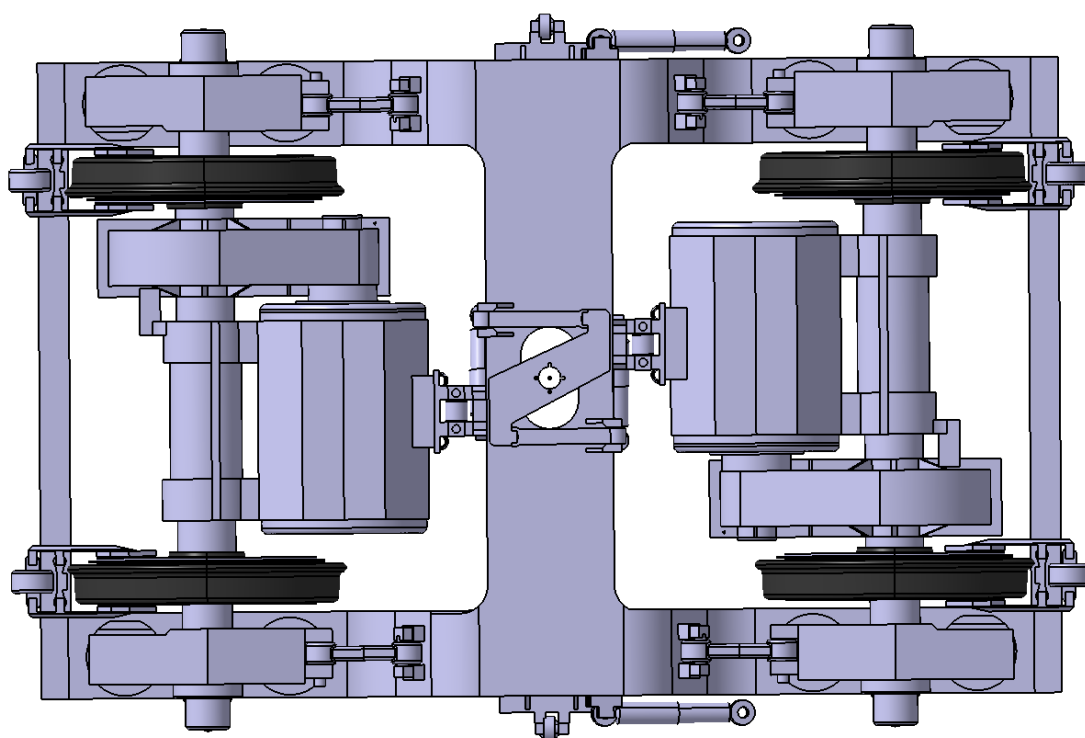
## 8 Pojezd vozidla

Lokomotiva je vybavena dvounápravovými podvozky v uspořádání Bo'Bo'. Pojezd je zamýšlen pro nejvyšší rychlost 160 km/h. Maximální uvažovaný výkon trakčního elektromotoru je 600 kW. Průměr neopotřebovaného kola dvojkolí je 1000 mm. Maximální nápravové zatížení je 20 t. Pohon je zajištěn pomocí tlapového motoru se svislou závěskou. Tlapový motor je uložen na dutém hřídeli pomocí valivých ložisek v soudečkovém provedení. V převodovce jsou použita kola s přímým ozubením. Převodovka je jednostupňová. Rám podvozku je uložen na čtyřech párech vinutých pružin. Nápravová ložiska jsou uložena v ložiskových domcích, které jsou s rámem podvozku spojeny tažnými ojniciemi, které zajišťují přenos tažných/brzdných sil z dvojkolí na rám podvozku. Svislou náražku v prvním stupni vypružení tvoří nálitek, který je umístěn na ložiskovém domku. Tento nálitek vytváří také příčnou a podélnou náražku. Vůle v příčném směru u primárního vypružení je 5 mm a ve svislém 35 mm. Brzda je pneumatická kotoučová, ale pro provozní brždění se převážně počítá s používáním EDB. V sekundárním stupni je vypružení tvořeno čtyřmi flexi-coil pružinami na jeden podvozek. Příčné náražky v druhém stupni jsou tvořeny pryžovými dorazy. Tlumení je zajišťováno kapalinovými tlumiči v obou stupních vypružení a také v příčném směru. Podvozek je možno vybavit tlumiči vrtivých pohybů. Přenos tažné síly mezi rámem podvozku a skříní lokomotivy je zajištěn pomocí Z mechanismu.

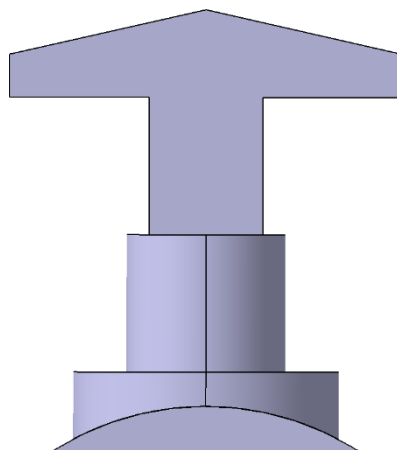


Obrázek 55-Trakční podvozek lokomotivy





*Obrázek 56-Pohled na podvozek zespodu*

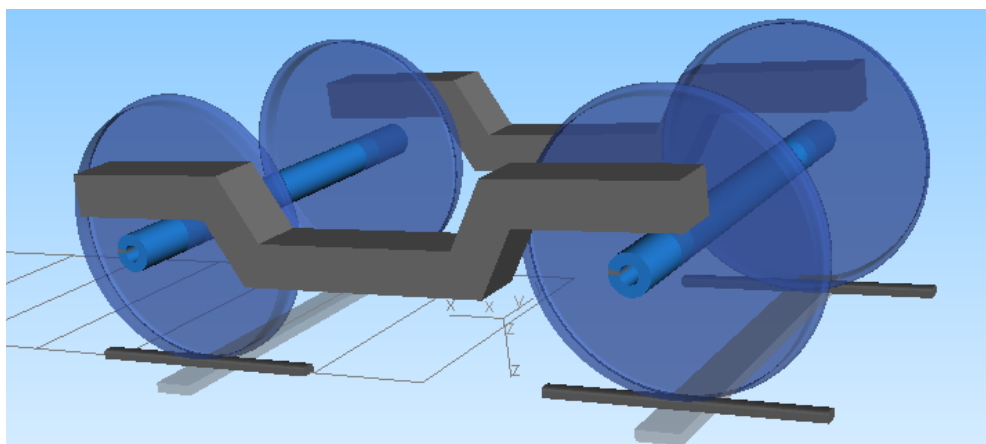


*Obrázek 57-Čep pro vymezení příčné a svislé vůle v primárním stupni vypružení*



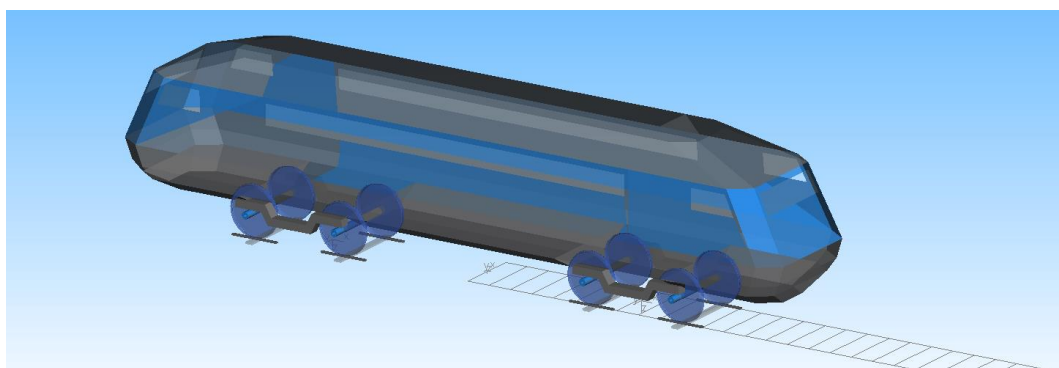
## 9 Model v programu Simpack

V této části diplomové práce jsem se zabýval tvorbou modelu vozidla v programu Simpack. Tento model je možno použít pro celou řadu optimalizačních úprav vozidla, například pro optimalizaci vypružení a ověření chodových vlastností lokomotivy. Do programu Simpack se zadávají jednotlivé parametry mechanických celků a zavádějí se silové prvky mezi nimi.



Obrázek 58-Podvozek lokomotivy v programu Simpack

Rám podvozku je zde definovaný jako hmotný bod, který má momenty setrvačnosti k jednotlivým osám. Pružiny primárního a sekundárního vypružení jsou zde zavedeny jako silové prvky mezi příslušnými celky. Táhlo pro přenos tažné síly v primárním stupni je zde vymodelováno jako silový prvek mezi rámem podvozku a dvojkolím. Skříň lokomotivy je pomocí silových vazeb uchycena k podvozkům.



Obrázek 59-Model celého vozidla

Jednotlivé parametry, které jsem zadával do modelu vozidla v programu Simpack jsou použity z předešlých kapitol.



## 9.1 Ověření modelu

V této kapitole se pokusím ověřit, zda je mnou vytvořený model vytvořen správně. Toto ověření je možné provést porovnáním vlastních frekvencí svislého kmitání s hodnotami, které jsem vypočítal v kapitole 6.1. Tento výpočet jsem prováděl pomocí modelu se šesti stupni volnosti.

Mode No. (Pair)	Frequency	Nat. Damping	Undamped Frequency	
25/26	0.5583234928106054	0.05878379222700198	0.5592906530451288	-0.2065
27/28	0.9387842185486368	0.02628533886055764	0.9391086986454894	-0.1550
29/30	1.385411644032376	0.03944104400629881	1.386490473235292	-0.3435
31/32	1.49874340067719	0.0299681182670854	1.499416856143811	-0.2825
33/34	2.518616811988399	0.03423371177767503	2.520093953199987	-0.5420
35/36	3.360012891713438	0.02403801520377281	3.360984064308898	-0.5076
37/38	3.566742384037606	0.04345841408092676	3.570115297468794	-0.9748
39/40	3.904547660056586	0.0373366692052417	3.907272030943838	-0.9166
41/42	3.904547660199444	0.03733666919970874	3.907272031085987	-0.9166
43/44	4.300176430163482	0.0927054566568123	4.318774903851429	-2.5156
49/50	6.990390398120295	0.1715706198603361	7.095605283541552	-7.6491
51/52	7.617226327727916	0.1965463385213662	7.768759581379948	-9.5939
53/54	7.710730176749542	0.03031817379280128	7.714276441153102	-1.4695
55/56	8.040906841704759	0.0197847414131493	8.042481054048604	-0.9997
57/58	8.277526533602183	0.03821463124194768	8.283577237771434	-1.9889
59/60	8.307978202991515	0.1995431817823588	8.478488804582939	-10.630
61/62	8.334015508805896	0.2011445497608456	8.507903700070703	-10.752
63/64	9.084593418557033	0.1995039106217711	9.270967396853646	-11.621
65/66	9.085409159989167	0.1994254166135206	9.271648693303261	-11.617

Obrázek 60-Vlastní frekvence svislého kmitání

Z těchto vlastních frekvencí můžeme vyčíst, že hodnoty vypočítané pomocí programu Matlab se shodují s vlastními frekvencemi z programu Simpack. Z tohoto lze usoudit, že tento model je možno použít pro další výpočty.

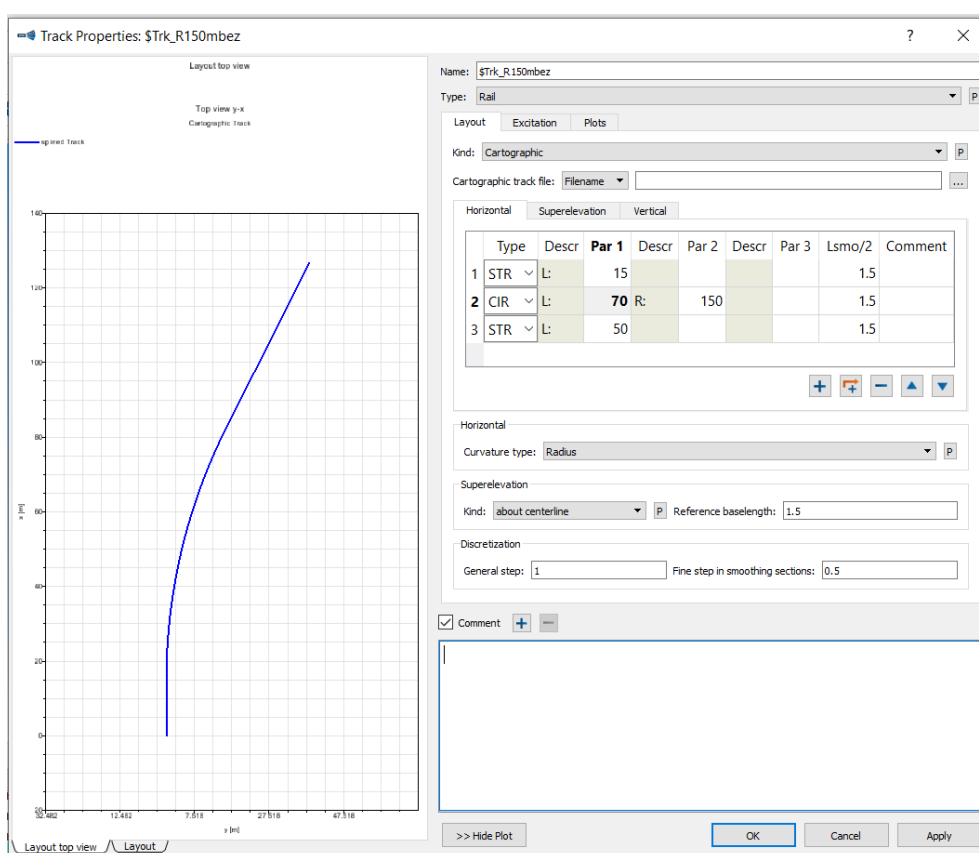


## 9.2 Bezpečnost proti vykolejení

Jako v kapitole 7, kde jsem určoval bezpečnost proti vykolejení pomocí Heumanna se zde pokusím ověřit stejné stavy. K určení vodící síly zde použiji model vozidla v programu Simpack.

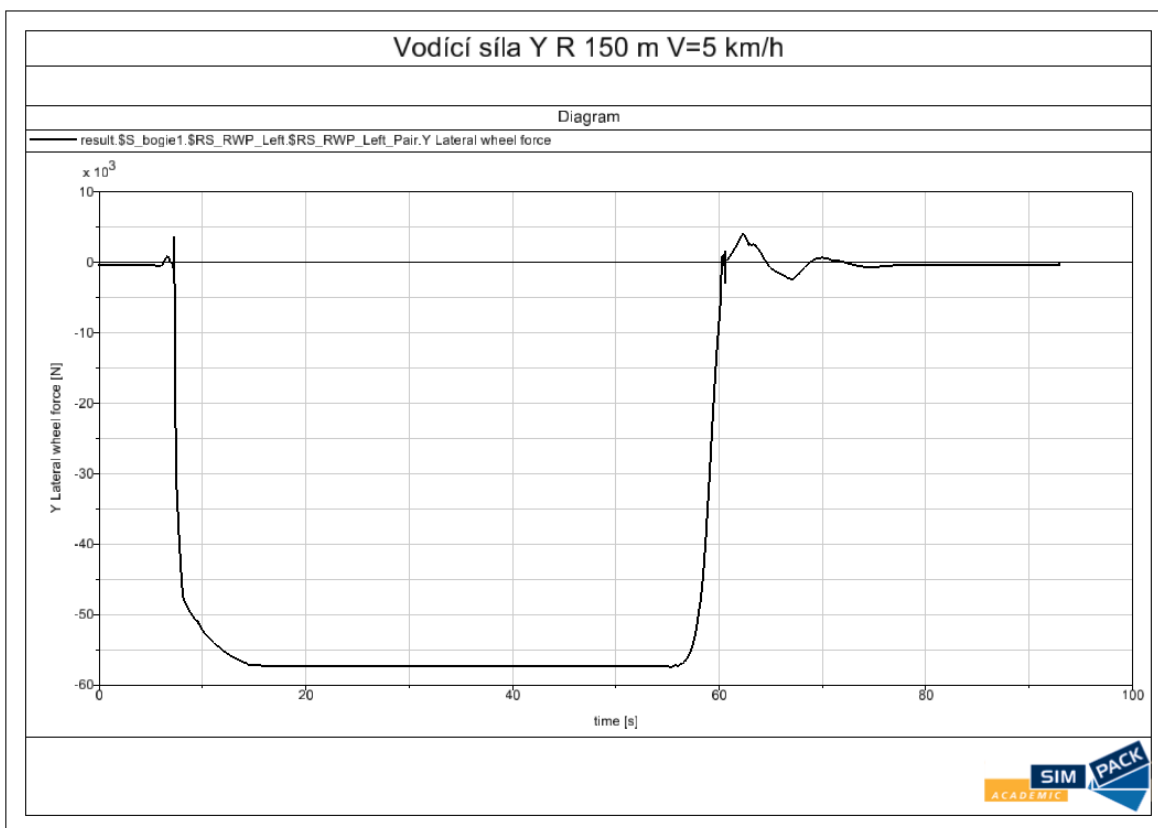
### 9.2.1 Bezpečnost proti vykolejení v oblouku R 150 m

V této kapitole budu postupovat v souladu s normou ČSN EN 14363 metodou 2. Vozidlo pojedje obloukem o poloměru 150 m rychlostí 5 km/h. Součinitel adheze budu uvažovat stejný jako ve výpočtu pomocí Heumanna a to  $f=0,36$ . Zkušební trať se bude sestávat z přímého úseku o délce 15 m a z oblouku o délce 70 m, na který navazuje přímá trať.



Obrázek 61-Zkušební trať

Při průjezdu vozidla obloukem byl zjištěn průběh vodící síly Y na nabíhající kole prvního podvozku.



Obrázek 62-Řídící síla

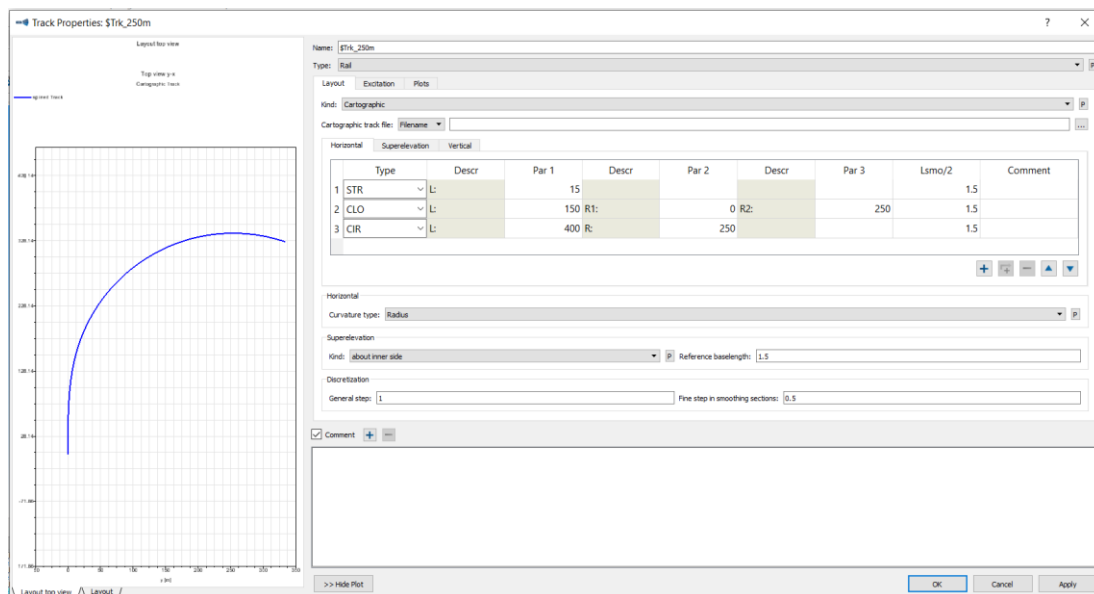
Z obrázku č. 62 můžeme vyčíst hodnotu vodící síly Y na nabíhající kole prvního podvozku. Maximální hodnota Y je 57,355 kN.

$$k_{BPV} = \frac{\left(\frac{Y}{Q}\right)_{KRIT}}{\left(\frac{Y}{Q}\right)_{PROV}} \frac{1,2}{\left(\frac{57\,355}{67\,684}\right)} = 1,41 \geq 1 \quad (92)$$

Z tohoto výsledku můžeme vyčíst, že vychází mnohem větší bezpečnost proti vykolejení než v případě Heumanna. Tento rozdíl může být způsoben tím, že vozidlo je při průjezdu obloukem v obecné poloze a také že v tomto případě nemá tuze vedená dvojkolí.

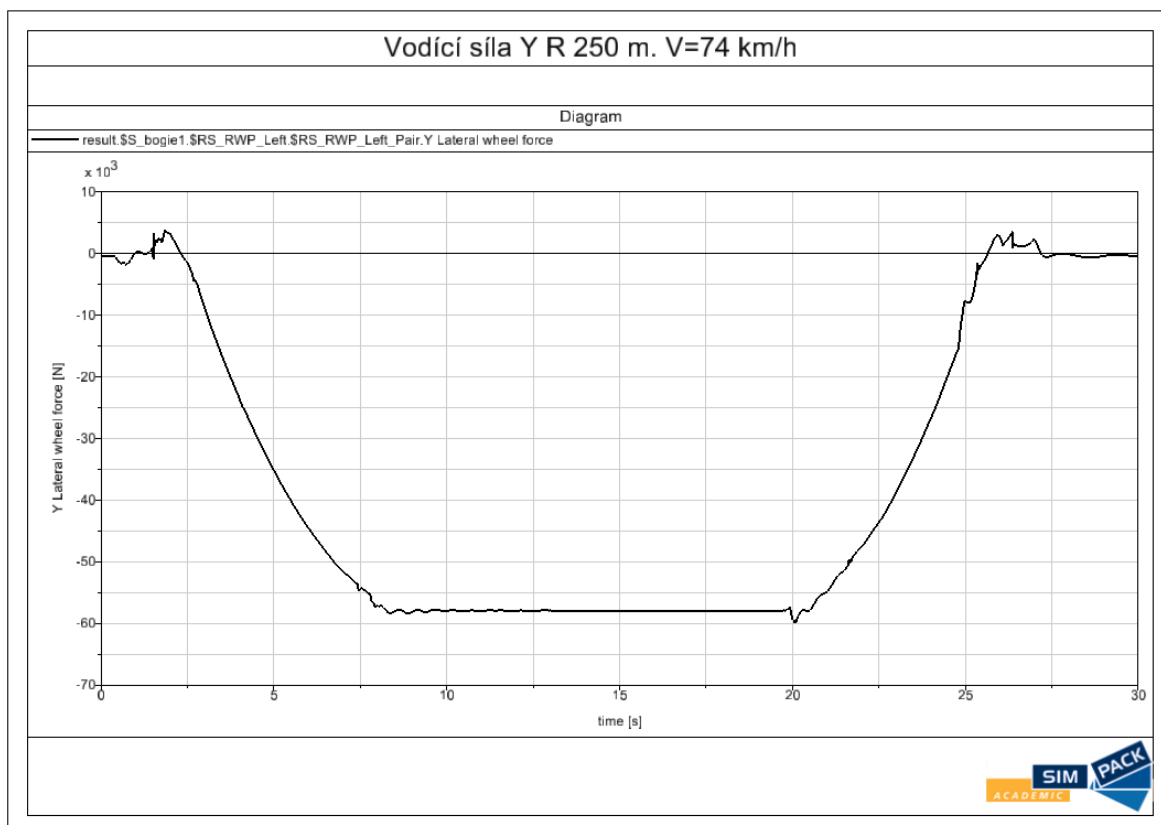
### 9.2.2 Bezpečnost proti vykolejení v oblouku R 250 m

V tomto případě budu provádět kontrolu při rychlosti  $v=74$  km/h. Stavební převýšení koleje v oblouku je 150 mm. Součinitel adheze uvažuji stále 0,36. Nevykompenzované příčné zrychlení je pro tento případ  $A_y=0,65$  m/s<sup>2</sup>. Zkušební trať je s přechodnicí mezi rovným a obloukovitým úsekem.



Obrázek 63-Zkušební trať R250 m

Při průjezdu vozidla obloukem zjišťují vodící síly na nabíhající dvojkořl prvního podvozku.



Obrázek 64.Vodící síla R250 m



Z obrázku č. 64 můžeme vyčíst hodnotu vodící síly  $Y$  na nabíhající kole prvního podvozku. Maximální hodnota  $Y$  je 59,854 kN. Tato hodnota je nižší, než maximální limitní hodnota  $Y=72$  kN. Dále provedu kontrolu na bezpečnost proti vykolejení.

$$k_{BPV} = \frac{\left(\frac{Y}{Q}\right)_{KRIT} \cdot 1,2}{\left(\frac{Y}{Q}\right)_{PROV} \left(\frac{59\,854}{67\,684}\right)} = 1,35 \geq 1 \quad (93)$$

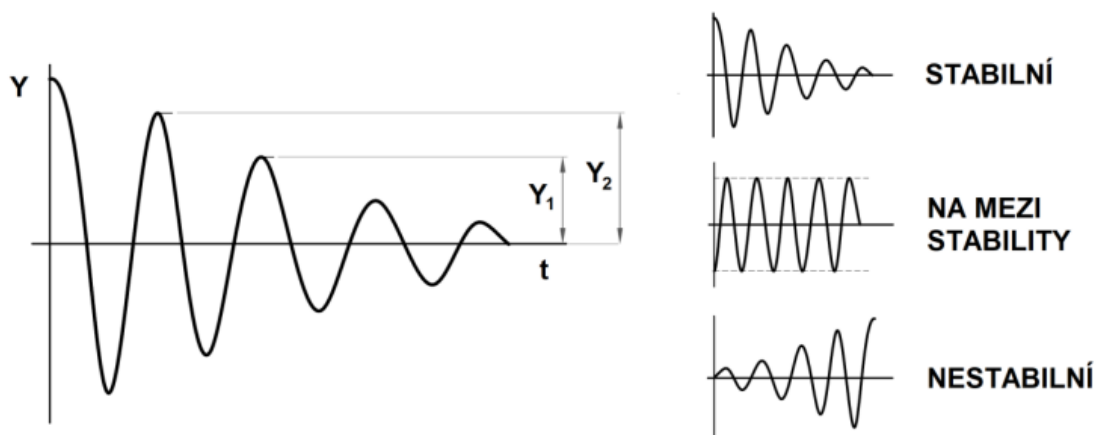
Z tohoto výsledku můžeme znovu vyčíst, že vychází mnohem větší bezpečnost proti vykolejení než v případě Heumanna.

### 9.3 Stabilita jízdy v přímé trati

Dle normy ČSN EN 14 363 se musí vozidlo otestovat na stabilitu jízdy v přímém úseku. Tato rychlost, na kterou se vozidlo testuje je o 10% vyšší, než je uvažovaná maximální provozní rychlost.

$$V_{zk} = 1,1 \cdot V_{max} = 1,1 \cdot 160 = 176 \text{ km/h} \quad (94)$$

Pro určení stability v této rychlosti použijí předem popsany model, který nechám projíždět rovný úsek rychlostí 176 km/h. V programu Simpack je pro vybudení vlnivého pohybu vozidla v kolejovém kanálu nutné zadat počáteční sílu, která vybudí tento vlnivý pohyb. Tato síla krátce po rozjetí vozidla pomine. Při průjezdu vozidla touto zkušební tratí budu sledovat příčnou výchylku dvojkolí.

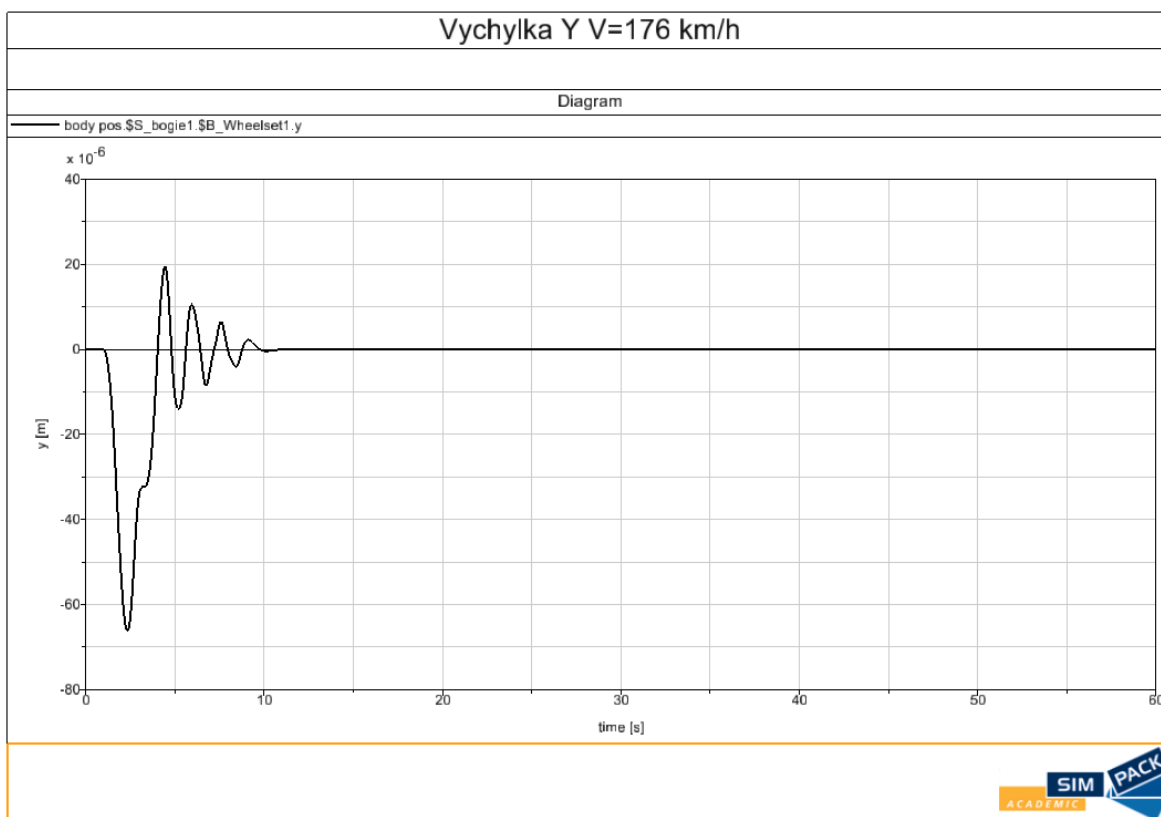


Obrázek 65-Stabilita [17]





Na obrázku č. 65 jsou uvedeny jednotlivé možné případy, které mohou nastat. Naším cílem je, aby vozidlo bylo stabilní a jeho příčné kmitání v kolejovém kanálu se utlumovalo.



Obrázek 66-Průjezd vozidla rovnou tratí

Na obrázku č.66 můžeme vidět, že lokomotiva je v přímé trati při rychlosti V=176 km/h stabilní. Pro úplné určení stability by bylo potřeba vyzkoušet všechny rychlosti od rozjezdu, až po tuto maximální rychlost. Toto ověření jsem do diplomové práce nestihl udělat.



## 10 Závěr

V rešeršní části jsem se pokusil popsat různé varianty lokomotiv, které jsou užívány na evropském trhu. U duálních verzí těchto lokomotiv je největším limitem jejich nasazení na tuzemských tratích jejich hmotnost. Ta neumožňuje provozování těchto vozidel na vedlejších tratích. V současné době jsou neelektrifikované tratě v ČR obsluhovány starými lokomotivami, které se budou muset v budoucnu nahrazovat. Z těchto skutečností lze předpokládat, že v budoucnu nastane poptávka po lokomotivách vážících do 80 t, které budou muset zvládat plnohodnotnou traťovou službu na neelektrifikovaných úsecích tratí. Pro tento úkol se hodí buď čistě diesel-elektrické lokomotivy, nebo duální. U diesel-elektrických lokomotiv se po vjetí na elektrifikovanou část trati v praxi přepřáhá lokomotiva. Tento problém u duálních lokomotiv odpadá a tyto lokomotivy mohou jezdit pod trolejovým vedením bez využití spalovacího motoru. Mezi nevýhody tohoto provedení patří vyšší hmotnost oproti klasické diesel-elektrické lokomotivě. Z tohoto důvodu jsou duální lokomotivy méně výkonné mimo trolejové vedení oproti klasické diesel-elektrické lokomotivě. Z uvedených hmotností nákladních vlaků v kapitole 5 vyplývá, že toto výkonové omezení není příliš limitující pro dopravu v tuzemsku, a proto si myslím, že duální lokomotiva dává smysl. Dále jsem se v rešeršní části pokusil sepsat možná řešení jednotlivých mechanických částí podvozku.

V této práci jsem navrhl základní parametry duální lokomotivy. Tato lokomotiva používá mimo trolej diesel-elektrický přenos výkonu a pod trolejí elektrický přenos výkonu. Z hmotnostního a výkonového hlediska se mi zdá toto řešení jako neoptimálnější. Do budoucna bude možné změnit palivo u spalovacího motoru na vodík. Toto řešení bude náročné s ohledem na skladování této komodity a na její energeticky náročnou výrobu. U lokomotivy jsem provedl hmotnostní bilanci a rozmístil jednotlivé komponenty strojovny s ohledem na vyvážení. Dále jsem vypočítal obrys vozidla dle UIC 505.

Pro uvažované trakční výkony lokomotivy jsem provedl trakční výpočty a sestavil trakční charakteristiky. Tyto charakteristiky by bylo nutné po vyrobení prototypu ověřit. Možný postup ověření trakční charakteristiky jsem naznačil v kapitole 5.

V další části diplomové práce jsem navrhoval pružící prvky vypružení. Tyto prvky se skládají z válcových vinutých pružin. Tyto pružiny dle kontroly podle Goodmana vyhovují. Dále jsem určoval tlumicí konstanty tlumičů v obou stupních vypružení. Tyto hodnoty by bylo potřeba ještě více rozpracovat a dále se zabývat tímto tématem. K této optimalizaci je vhodný program Simpack. Ideální by bylo si vykreslit frekvenční charakteristiky zrychlení pro jednotlivé varianty tlumení a zvolit neoptimálnější variantu. V další části jsem zkontroloval lokomotivu na bezpečnost proti vykolejení dle ČSN EN 14363 metodou 2. Lokomotiva dle těchto požadavků vyhovuje. Tento stav jsem ověřoval i pomocí programu Simpack. Dále



jsem ověřoval stabilitu jízdy lokomotivy při rychlosti 176 km/h. Při této rychlosti je lokomotiva stabilní.

V poslední fázi jsem vymodeloval trakční podvozek lokomotivy. Popis tohoto podvozku je uveden v kapitole 8.

Dle těchto vypracovaných bodů se domnívám, že jsem splnil zadání diplomové práce. Do budoucna by bylo potřeba se podrobněji zabývat návrhem pružících a tlumících systémů vozidla. Na tento podrobnější návrh mi při vytváření této práce nezbyl čas. Dále by bylo potřeba podrobit navrhnutý rám podvozku analýze MKP a zjistit napjatosti v tomto rámu a popřípadě ho modifikovat.



## 11 Seznam použitých jednotek

Veličina	Jednotky	Název
BPV	[1]	Bezpečnost proti vykolejení
D	[mm]	Střední průměr
d	[mm]	Průměr
$F_{kr}$	[N]	Kritická síly vybočení pružiny
Y	[N]	Vodící síla
P	[N]	Řídící síla
$f$	[1]	Součinitel adheze
M	[Nm]	Moment
$\Delta Q$	[N]	Změna kolové síly
$\Delta Q_P$	[N]	Změna kolové síly způsobená postavením podvozku
$\Delta Q_S$	[N]	Změna kolové síly způsobená postavením skříně
$\Delta 4$	[N]	Změna kolové síly způsobená tažnou silou
$X_{odl}$	[mm]	Výška nárazníků při odlehčení
$K_c$	[N/mm]	Celková osová tuhost vypružení
$\psi$	$[N^{-1}/mm^2]$	Součinitel tuhosti v ohybu
Hr	[mm]	Ekvivalentní výška pružin
$F_{max}$	[N]	Maximální osová síla
y	[mm]	Vybočení pružiny sekundárního vypružení
Y <sub>kr</sub>	[mm]	Kritická výchylka sekundárního vypružení
v	[1]	Součinitel uložení pružiny
$\tau$	$[N/mm^2]$	Smykové napětí v pružině
$k_{2y}$	[N/mm]	Příčná tuhost pružiny sekundárního vypružení
$k_{1y}$	[N/mm]	Příčná tuhost pružiny primárního vypružení
k	[N/mm]	Svislá tuhost pružiny
$H_{min}$	[mm]	Minimální délka stlačené pružiny
$H_{max}$	[mm]	Maximální délka pružiny
$n_z$	[1]	Počet závěrných zbroúšení pružiny



$n$	[1]	Počet činných závitů pružiny
$Z_{2max}$	[mm]	Sednutí pružiny sekundáru
$Z_{1max}$	[mm]	Sednutí pružiny primáru
$F_{d2}$	[N]	Působící síla na sekundární vypružení s dynamickou přirážkou
$F_{st2}$	[N]	Statická síla působící na sekundární vypružení
$m_2$	[kg]	Hmotnost druhotně vypružených hmot
$g$	$[m/s^2]$	Gravitační zrychlení
$F_{d1}$	[N]	Působící síla na primární vypružení s dynamickou přirážkou
$F_{st1}$	[N]	Statická síla působící na primární vypružení
$m_1$	[kg]	Hmotnost prvotně vypružených hmot
$b_{2opt.}$	$[Nsm^{-1}]$	Optimální tlumení v sekundárním stupni vypružení
$\mu_{stř}$	[1]	Poměr hmotností
$b_1$	$[Nsm^{-1}]$	Tlumení v prvním stupni vypružení
$\Omega$	[Hz]	Vlastní frekvence netlumené soustavy
$J_{sy}$	$[kgm^2]$	Moment setrvačnosti skříně vozidle k ose Y
$M_{p1}$	[kg]	Hmotnost podvozku
$M_{p2}$	[kg]	Hmotnost podvozku
$J_{py1}$	$[kgm^2]$	Moment setrvačnosti podvozku k ose Y
$J_{py2}$	$[kgm^2]$	Moment setrvačnosti podvozku k ose Y
$K_1$	[N/m]	Osová tuhost primárního vypružení
$K_2$	[N/m]	Osová tuhost sekundárního vypružení
$m_1$	[kg]	Hmotnost připadající na otočný čep lokomotivy
$m_p$	[kg]	Hmotnost středu lokomotivy
$j$	$[kgm^2]$	Moment setrvačnosti
$P_{tr}$	[kW]	Trakční výkon
$F_{tr}$	[N]	Trakční síla
$v$	$[m/s]$	Rychlost jízdy



$F_v$	[N]	Odpor valení
$F_s$	[N]	Odpor stoupání
$F_y$	[N]	Odpor způsobený jízdou v oblouku
$F_a$	[N]	Odpor zrychlení
$F_0$	[N]	Aerodynamický odpor
$\delta$	[1]	Součinitel rotačních hmot
$\mu$	[1]	Součinitel adheze
$\rho_{vz}$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Hustota vzduchu
$C_x$	[1]	Součinitel tvaru tělesa
$S_x$	[m <sup>2</sup> ]	Čelní plocha lokomotivy
$E_i$	[m]	Vnitřní zúžení oblouk
$E_a$	[m]	Vnější zúžení
$q$	[m]	Příčná vůle
$a$	[m]	Vzdálenost otočných čepů
$n_a$	[m]	Vzdálenost od otočného čepu na čelo lokomotivy
$p$	[m]	Rozvor podvozku
$e_{DV}$	[m]	Ekvivalentní rozchod dvojkolí
$Z$	[m]	Kinematické zúžení
$h_c$	[m]	Výška pólu kolébání skříně
$S_z$	[1]	Součinitel náklonu skříně
$Q$	[N]	Zatížení jednotlivých kol
$Q_{1p}$	[N]	Zatížení pravé strany prvního podvozku
$Q_{1l}$	[N]	Zatížení levé strany prvního podvozku
$Q_{2p}$	[N]	Zatížení pravé strany druhého podvozku
$Q_{2l}$	[N]	Zatížení levé strany druhého podvozku
$Y_t$	[m]	Posunutí těžiště skříně lokomotivy vůči středu v ose Y
$R_1$	[kN]	Zatížení prvního podvozku
$R_2$	[kN]	Zatížení druhého podvozku
$X_t$	[m]	Posunutí těžiště v ose X vůči středu lokomotivy



## 12 Seznam obrázků

Obrázek 1-Lokomotiva Škoda 109E [1] .....	Obrázek 2-Podvozek lokomotivy 109E [40]
11	
Obrázek 3-Schéma pohonu HAB [40] .....	12
Obrázek 4-Lokomotiva Siemens ES64U4-Taurus [1] .....	12
Obrázek 5-Mapa železniční sítě ČR [7].....	13
Obrázek 6-CZ LOKO EffiShunter 1000 [2] .....	14
Obrázek 7-2.2.2 CZ LOKO Effishunter 1600 [2].....	15
Obrázek 8-CZ LOKO Effiliner 2000 [1] .....	15
Obrázek 9-Lokomotiva Siemens ER20 Eurorunner [1] .....	16
Obrázek 10-Lokomotiva TRAXX [1] .....	17
Obrázek 11-Pojezd lokomotivy Siemens Vectron [32] .....	18
Obrázek 12-Siemens Vectron [1] .....	18
Obrázek 13-Pesa Gama [33].....	19
Obrázek 14-Lokomotiva Stadler Euro Dual [1] .....	20
Obrázek 15-Přímý pohon dvojkolí [11] .....	22
Obrázek 16-Pohon s kloubovým hřídelem skrz elektromotor [11] .....	23
Obrázek 17-Pohon se spojkou [11] .....	23
Obrázek 18-Částečně odpružený pohon [40] .....	24
Obrázek 19-Pohon dutým hřídelem [40] .....	24
Obrázek 20-Pohon tlakovým motorem [11].....	25
Obrázek 21-Moderní uspořádání tlakového pohonu [40].....	25
Obrázek 22-Rozsochové vedení [1].....	26
Obrázek 23-Čepové vedení dvojkolí [11] .....	27
Obrázek 24-Kývačkové vedení dvojkolí [40] .....	27
Obrázek 25-Ojničkové vedení [13].....	28
Obrázek 26-Příčná mezipodvozková vazba [1] .....	29
Obrázek 27-Mezipodvozková vazba pomocí torzní tyče [9] .....	29
Obrázek 28-Hydraulická mezipodvozková vazba [2] .....	30
Obrázek 29-Systém aktivního natáčení podvozku [14] .....	30
Obrázek 30-Systém mazání okolků [15] .....	31
Obrázek 31-Vyobrazení tratí ČR podle maximálních povolených zatížení [7].....	32
Obrázek 32-Spalovací motor MTU 12V R54 [30] .....	34
Obrázek 33-Rozložení strojovny (Motorgenerátor střed, zbytek po stranách).....	37
Obrázek 34-Výpočet reakcí v podporách.....	38
Obrázek 35-Uspořádání strojovny varianta 2 .....	40
Obrázek 36-Obrys lokomotivy ve výšce 1,17m nad temenem kolejnice.....	45
Obrázek 37-Výsledný obrys pro konstrukci lokomotivy .....	46
Obrázek 38-Jízdní odpor lokomotivy .....	50
Obrázek 39-Trakční charakteristika lokomotivy .....	50
Obrázek 40-Výkonnostní charakteristika.....	51
Obrázek 41-Brzdová charakteristika .....	52
Obrázek 42-Zábrzdňá dráha.....	52
Obrázek 43-Diagram Stoupání-Rychlost.....	53





Obrázek 44-Schéma zapojení tenzometrů do můstku [36] .....	54
Obrázek 45-Běžné spřahovací ústrojí v evropském dopravním systému [37] .....	54
Obrázek 46-Ověření použitelnosti dvou hmotového modelu .....	56
Obrázek 47-Matematický model se šesti stupni volnosti .....	57
48-Vlastní tvary kmitů .....	59
Obrázek 49-Goodmanův diagram pro pružinu primárního vypružení .....	64
Obrázek 50--Goodmanův diagram pro pružinu sekundárního vypružení .....	66
Obrázek 51-Parametr $v$ v závislosti na uložení pružin [17] .....	67
Obrázek 52-Vjezd vozidla na zborcení [9] .....	70
Obrázek 53-Zborcení skříně lokomotivy .....	71
Obrázek 54-Heumann oblouk R 150 m. Vlevo první podvozek, vpravo druhý. Těživová poloha .....	74
Obrázek 55-Trakční podvozek lokomotivy .....	77
Obrázek 56-Pohled na podvozek zespodu .....	78
Obrázek 57-Čep pro vymezení příčné a svislé vůle v primárním stupni vypružení .....	78
Obrázek 58-Podvozek lokomotivy v programu Simpack .....	79
Obrázek 59-Model celého vozidla .....	79
Obrázek 60-Vlastní frekvence svislého kmitání .....	80
Obrázek 61-Zkušební trať .....	81
Obrázek 62-Řídící síla .....	82
Obrázek 63-Zkušební trať R250 m .....	83
Obrázek 64.Vodící síla R250 m .....	83
Obrázek 65-Stabilita [17] .....	84
Obrázek 66-Průjezd vozidla rovnou tratí .....	85



## 13 Seznam tabulek

Tabulka 1-Parametry lokomotivy Škoda E 109 .....	11
Tabulka 2- Parametry Lokomotivy Siemens ES64U4 .....	12
Tabulka 3-Parametry lokomotivy Effishunter od CZ LOKO .....	14
Tabulka 4- Parametry lokomotivy CZ LOKO Effishunter 1600 .....	15
Tabulka 5-Parametry lokomotivy CZ LOKO Effiliner 1600 .....	16
Tabulka 6-Parametry lokomotivy Siemens ER20 Eurorunner.....	16
Tabulka 7-Parametri lokomotivy Traxx AC3 (Last Mile).....	17
Tabulka 8-Parametry dvou zdrojové lokomotivy Siemens Vectron Dual Mode .....	18
Tabulka 9-Parametry duální lokomotivy Stadler Euro Dua pro společnost HVLE .....	20
Tabulka 10-Parametry lokomotivy.....	33
Tabulka 11-Hmotnostní bilance lokomotivy .....	35
Tabulka 12-Roztřídění hmot lokomotivy a kontrola celkové hmotnosti .....	36
Tabulka 13-Výpočet těžiště lokomotivy.....	37
Tabulka 14-Uspořádání strojovny-varianta 2 .....	40
Tabulka 15-Výsledky kolové zatížení .....	41
Tabulka 16-Hmotnosti souprav nákladních vlaků (Trať Nymburk-Boleslav) [7].....	47
Tabulka 17-Vstupní parametry pro výpočet požadovaného výkonu lokomotivy .....	48
Tabulka 18-Vsturní parametry pro výpočet vlastních frekvencí.....	59
Tabulka 19-Vlastní frekvence netlumené soustavy .....	59
Tabulka 20-Vlastní frekvence tlumené soustavy .....	61
Tabulka 21-Vlastnosti pružiny primárního vypružení .....	64
Tabulka 22-Vlastnosti pružin sekundárního vypružení.....	66
Tabulka 23-Kontrola na stabilitu a převrácení pružiny primárního vypružení .....	68
Tabulka 24-Výsledné změny kvazistatického zatížení .....	72
Tabulka 25-Momenty flexi-coil pružin od natočení podvozku .....	73
Tabulka 26-Vstupní parametry pro výpočet dle Heumanna .....	73
Tabulka 27-Výsledky výpočtu dle Heumanna R 150 m.....	74
Tabulka 28- Výsledky výpočtu dle Heumanna R 250 m.....	74
Tabulka 29-Míra bezpečnosti proti vykolejení.....	75

## 14 Seznam příloh

- Typový výkres Lokomotivy v měřítku 1:50
- Sestavný výkres podvozku Lokomotivy
- Tabulka hmotností nákladních vlaků na neelektrifikovaných tratích [7]



## 15 Seznam zdrojů

- [1] Wikipedie, otevřená encyklopedie. [online]. Dostupné z: [https://cs.wikipedia.org/wiki/Hlavn%C3%AD\\_strana](https://cs.wikipedia.org/wiki/Hlavn%C3%AD_strana)
- [2] CZ LOKO a.s.. CZ LOKO a.s. [online]. Dostupné z: <https://www.czloko.cz/>
- [3] [online]. dostupné z: [http://www.czechraildays.cz/2011/seminare/trendy\\_pohl.pdf](http://www.czechraildays.cz/2011/seminare/trendy_pohl.pdf)
- [4] MainlineDiesels.net - TRAXX DE. MainlineDiesels.net - Home [online]. Dostupné z: <https://www.mainlinediesels.net/index.php?nav=1000929&lang=en>
- [5] MainlineDiesels.net - 111D. MainlineDiesels.net - Home [online]. Dostupné z: <https://www.mainlinediesels.net/index.php?nav=1000819&lang=en>
- [6] KOLÁŘ, Josef. Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel. V Praze: České vysoké učení technické, 2009. ISBN 978-80-01-04262-5.
- [7] [online]. Dostupné z: <http://www.provoz.spravazeleznic.cz/Portal/>
- [8] [online]. Dostupné z: <https://www.stadlerrail.com/de/>
- [9] KALIVODA, Jan. Teorie vozidel: přednášky [online]. Dostupné z: [https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/2211054\\_TV/](https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/2211054_TV/)
- [10] VINTR, Martin. Trakční vlastnosti lokomotivy s velkým instalovaným výkonem. Plzeň, 2017. Diplomová práce. ZČU v Plzni, Fakulta strojní. Vedoucí práce Martin Pitterman.
- [11] BŘEZŇÁK, Tomáš. Návrh trakčního podvozku pro nízkopodlažní elektrickou jednotku. Plzeň, 2013. Diplomová práce. ZČU v Plzni, Fakulta strojní. Vedoucí práce Doc. Ing. Petr Heller, CSc.
- [12] Papuchalk naležato: Hydropouzdra v kývačkovém vedení dvojkolí. Papuchalk naležato [online]. Dostupné z: <http://papuchalk-nalezato.blogspot.com/2018/03/hydropouzdra-v-kyvackovem-vedeni.html>
- [13] VLAKY.NET - Magazín o vlacích a železnicích [online]. Copyright © [cit. 04.07.2022]. Dostupné z: <https://www.vlaky.net/upload/images/reports/003534/pojezd.pdf>
- [14] ResearchGate | Find and share research [online]. Dostupné z: [https://www.researchgate.net/publication/267944268\\_Reduction\\_of\\_lateral\\_forces\\_between\\_the\\_railway\\_vehicle\\_and\\_the\\_track\\_in\\_small-radius\\_curves\\_by\\_means\\_of\\_active\\_elements](https://www.researchgate.net/publication/267944268_Reduction_of_lateral_forces_between_the_railway_vehicle_and_the_track_in_small-radius_curves_by_means_of_active_elements)
- [15] SKF. [online]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/lubrication-management>
- [16] MARUNA, Zdeněk. Metodika konstruování kolejových vozidel. Osobní a nákladní podvozky: Doplňkové skriptum. Praha: ČVUT, 1988.



- [17] KOLÁŘ, Josef. Konstrukce kolejových vozidel: přednášky [online]. Dostupné z: [https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/2211052\\_KKV/](https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/2211052_KKV/)
- [18] ] KALIVODA, Jan. Výpočetní metody a zkoušení kolejových vozidel: přednášky [online]. Dostupné z: [https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/2211043\\_VZKV/](https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/2211043_VZKV/)
- [19] HEPTNER, Tomáš. Pojezdy kolejových vozidel: přednášky [online]. Dostupné z: [https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/2211145\\_PJKV/](https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/2211145_PJKV/)
- [20] HELLER, Petr. *Kolejová vozidla III*. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2021. ISBN 978-80-261-1047-7.
- [21] HELLER, Petr. *Kolejová vozidla II*. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2019. ISBN 978-80-261-0773-6.
- [22] HELLER, Petr. *Kolejová vozidla I*. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2017. ISBN 978-80-261-0693-7.
- [23] FREIBAUER, Ladislav, Ladislav RUS a Josef ZAHŘÁDKA. *Dynamika kolejových vozidel*. Praha: NADAS, 1991. ISBN 80-7030-104-X.
- [24] MIKULA, Vít. *Elektrická lokomotiva pro rychlost 200 km/h*. 2006.
- [25] MICHALEC, Jiří. *Pružnost a pevnost I*. Vyd. 3. Praha: ČVUT, 2009. ISBN 978-80-01-04224-3.
- [26] Digitální knihovna UPCE [online]. Copyright © [cit. 04.07.2022]. Dostupné z: [https://dk.upce.cz/bitstream/handle/10195/74839/E06\\_0337\\_NOVAK.pdf?sequence=1&isAllowed=y](https://dk.upce.cz/bitstream/handle/10195/74839/E06_0337_NOVAK.pdf?sequence=1&isAllowed=y)
- [26] KALIVODA, Jan. Heumann\_2018\_03. Ústav 12120.Fakulta strojní. ČVUT v Praze.
- [27] VRBA, Jan. Platformové řešení nákladních lokomotiv. Praha, 2020. Diplomová práce. ČVUT v Praze, Fakulta strojní. Vedoucí práce Doc. Ing. Josef Kolář, CSc.
- [28] Obrazem: CZ Loko má v Jihlavě novou halu pro montáž lokomotiv, chystá hybrid pro Německo - Zdopravy.cz. Zdopravy.cz [online]. Copyright © 2017 [cit. 04.07.2022]. Dostupné z: <https://zdopravy.cz/obrazem-cz-loko-ma-v-jihlave-novou-halu-pro-montaz-lokomotiv-chysta-hybrid-pro-nemecko-88875/erovat-dalši>
- [29] První česká lokomotiva na vodík. CZ LOKO vyvíjí HydrogenShunter 1000 - Zdopravy.cz. Zdopravy.cz [online]. Copyright © 2017 [cit. 04.07.2022]. Dostupné z: <https://zdopravy.cz/prvni-ceska-lokomotiva-na-vodik-cz-loko-vyvihi-hydrogenshunter-1000-97245/>
- [30] MTU [online]. Dostupné z: <https://www.mtu-solutions.com/eu/en.html>
- [31] ABB Group, přední dodavatel digitálních technologií pro průmysl. 301 Moved Permanently [online]. Copyright © Copyright 2022 ABB [cit. 04.07.2022]. Dostupné z: <https://new.abb.com/cz>
- [32] Siemens. [online]. Dostupné z: <https://www.siemens.com/global/en.html>



- [33] PESA [online]. Dostupné z: <https://pesa.pl/>
- [34] Hlavní stránka - Lokomotiva 109 E. Hlavní stránka - Lokomotiva 109 E [online]. Dostupné z: <https://109-e.wgz.cz/>
- [35] POHL, Jiří. Základy trakční mechanika: přednášky [online]. Dostupné z: [https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/2211136\\_ZTM/](https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/2211136_ZTM/)
- [36] REMEK, Branko, Petr HATSCHBACH a Jiří VÁVRA. Experimentální metody a měření v dopravní technice. 2., přeprac. vyd. V Praze: České vysoké učení technické, 2011. ISBN 978-80-01-04921-1.
- [37] HEPTNER, Tomáš. Konstrukce kolejových vozidel: přednášky [online]. Dostupné z: [https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/2211052\\_KKV/](https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/2211052_KKV/)
- [38] FOŘT, Bohumil, Stanislav HANZAL a Luděk PILMANN. Zkoušení kolejových vozidel. Praha: ČVUT, 1984.
- [39] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů /: spoje a části spojovací*. Vyd. 3. Praha: Česká technika - nakladatelství ČVUT, 2008. ISBN 978-80-01-04138-3.
- [40] KOLÁŘ, Josef. Pohony kolejových vozidel: přednášky [online]. Dostupné z: [https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/2211146\\_PKV/](https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/2211146_PKV/)