

Diplomová práce



Studie koncepčního řešení elektrické jednotky pro VRT v České republice

Bc. Jiří Zubr
2021/2022

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Zubr** Jméno: **Jiří** Osobní číslo: **476050**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající 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:

Studie koncepčního řešení vysokorychlostní jednotky pro VRT v ČR

Název diplomové práce anglicky:

Study of the conceptual solution of a high-speed unit for VRT in the Czech Republic

Pokyny pro vypracování:

Vypracujte:

1. Rešerši na téma „Vysokorychlostní elektrické jednotky“
2. Zhodnocení konceptu jednotky se čtyřnápravovými vozy a jednotky s Jakobsovými podvozky.
3. Typový výkres vysokorychlostní elektrické jednotky v měřítku 1 : 50 a výpočet obrysu pro konstrukci dle UIC 505-1.
4. Trakční charakteristiky elektrické jednotky vhodné pro provoz na VRT v ČR.
5. Koncepční návrh jednotky, trakčního podvozku, pohonu dvojkolí a vypružení podvozku.
6. Průvodní technickou zprávu dokumentující splnění dílčích úkolů a sestavný výkres trakčního podvozku.

Seznam doporučené literatury:

Odborné časopisy, firemní literatura, patentová literatura, normy.
Skriptá ČVUT: KOLÁŘ, J.: Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel
ŠÍBA, J.: Kolejová vozidla II,
ŠÍBA, J.: Kolejová vozidla II - pojezd
MARUNA, Z., HOFFMANN, V., KOULA, J. KROUPOVÁ, Z.: Metodika konstruování kolejových vozidel - osobní a nákladní podvozky

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) 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 Vítek, 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:	Bc. Jiří Zubr
Název práce:	Studie koncepčního řešení elektrické jednotky pro VRT v České republice
Anglický název:	Study of the conceptual solution of high-speed unit for HSR in the Czech Republic
Rozsah práce:	92 stran 75 obrázků 10 tabulek 2 přílohy
Akademický rok:	2021/2022
Ústav:	12 120 Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Studijní program:	Dopravní technika
Specializace:	Kolejová vozidla
Vedoucí práce:	doc. Ing. Josef Kolář, CSc.
Klíčová slova:	Vysokorychlostní jednotka, Trakční podvozek, Vypružení, Bezpečnost proti vykolejení, Kinematický obrys, Trakční charakteristiky, Studie vysokorychlostní jednotky pro Českou republiku
Key words:	High-speed multiple unit, Traction bogie, Suspension, Safety against derailment, Kinematic envelope, Traction characteristics, Study of the high-speed unit for the Czech Republic



Abstrakt

Tématem této diplomové práce je studie konceptu vysokorychlostní jednotky použitelné pro provoz na VRT v ČR. V teoretické části je provedena rešerše současných vysokorychlostních jednotek provozovaných v Evropě a v Asii. Následuje zhodnocení a výběr vhodných parametrů jednotky.

V praktické části je v typovém výkrese proveden návrh interiéru sedmivozové jednotky a kontrola kinematického obrysu dle UIC 505. Práce pokračuje výpočtem parametrů vypružení včetně výpočtu vlastních frekvencí. Dále zahrnuje koncepční návrh pohonu, sestavný výkres trakčního podvozku a trakční charakteristiky vysokorychlostní jednotky.

Vedlejším cílem studie bylo nalezení a poukázání na základní možné problémy při použití podvozků s vnitřním rámem.

Abstract

The topic of this thesis is a study of the concept of a high-speed unit usable on high-speed rails in the Czech Republic. In the theoretical part, a research of current high-speed units operating in Europe and Asia is carried out. An evaluation and selection of suitable unit parameters then ensue.

In the practical part, the design of the interior of the seven-car unit is presented in a technical drawing and the kinematic envelope is checked in compliance with UIC 505. The work continues with the calculation of suspension parameters including the calculation of natural frequencies. It also includes a conceptual design of the drive and a composite drawing of the traction bogie as well as traction characteristics of the high-speed unit.

A secondary objective of the study was to identify and highlight the basic potential problems in the use of internal frame bogie.



Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma: „Studie koncepčního řešení jednotky pro VRT v České republice“ vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu zdrojů, jenž tvoří poslední kapitolu této práce.

V Praze dne: 13. 07. 2022

.....

Jiří Zubr



Poděkování

Rád bych poděkoval doc. Ing. Josefu Kolářovi, CSc. za odborné vedení práce a trpělivost při řešení dané problematiky. Také bych rád poděkoval rodině a přátelům za plnou podporu při studiu.



Obsah

Anotační záznam	I
Abstrakt	II
Čestné prohlášení.....	III
Poděkování.....	IV
1 Úvod	1
1.1 Motivace.....	1
2 Základní rozdělení dle TSI.....	3
3 Rešerše provozovaných vysokorychlostních jednotek ve světě	5
3.1 Jednotka ICE	5
3.1.1 Jednotka ICE 1	5
3.1.2 Jednotka ICE 2	8
3.1.3 Jednotka ICE 3	9
3.1.4 Jednotka ICE 4	11
3.1.5 Jednotka Velaro Novo	11
3.2 Jednotka Talgo	12
3.3 Jednotky Šinkansen	13
3.3.1 Jednotka Šinkansen Řady 500	14
3.4 Jednotky TGV.....	16
3.4.1 Jednotka TGV Sud-Est.....	18
3.4.2 Jednotka TGV Atlantique.....	19
3.5 Jednotka AGV	21
3.6 Jednotka KTX-Sancheon	22
3.7 Jednotka Zefiro 300.....	23
3.8 Porovnání technických parametrů existujících jednotek	24
4 Zhodnocení konceptu jednotky se čtyřnápravovými vozy a jednotky s Jakobsovými podvozky..	25
4.1 Koncept se čtyřnápravovými vozy.....	25
4.2 Koncept jednotky s Jakobsovými podvozky	26
4.3 Výběr koncepce pro můj návrh	27
5 Řešení interiéru vozidla	28
6 Kontrola kinematického obrysu dle UIC 505.....	32
7 Hmotnostní bilance	38



8	Návrh svislého vypružení	42
8.1	Návrh tuhosti pružících prvků	42
8.2	Výpočet vlastních frekvencí soustavy	44
8.3	Konstrukční návrh	49
8.3.1	Sekundární vzduchové pružnice	49
8.3.2	Primární pružiny	50
8.4	Bezpečnost proti vykolejení metodou 2 dle ČSN EN 14636	55
9	Konstrukční návrh trakčního podvozku	62
10	Trakční charakteristiky jednotky	66
11	Závěr	75



1 Úvod

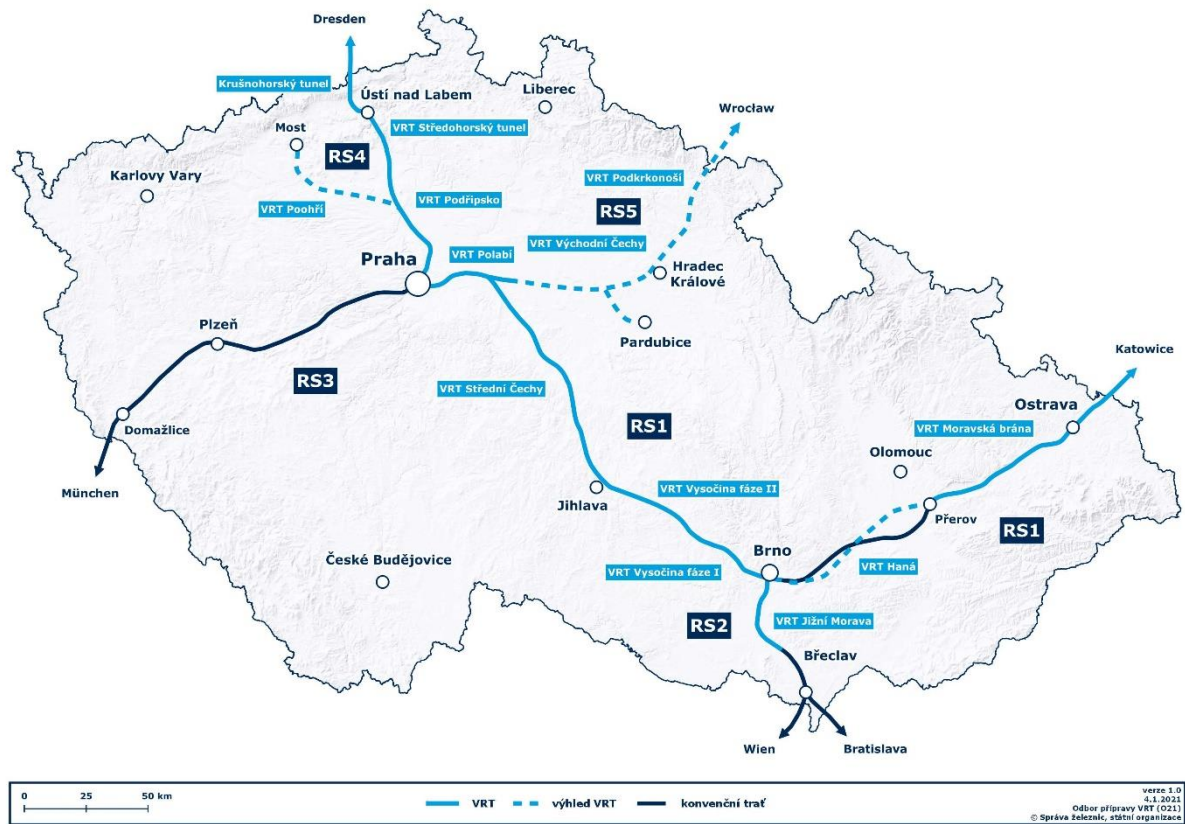
1.1 Motivace

Na železnici lze provozovat jak přepravu nákladu, tak osob. Naším cílem je, aby tato přeprava byla ekonomicky výhodná, bezpečná, rychlá a ekologická. Dnešní trend zvyšování rychlosti na železnici spočívá ve výstavbě nových vysokorychlostních tratí s dovolenými rychlostmi v rovinném terénu přes 200 km/h. Staré tratě většinou nelze modernizovat v celé délce ani na 160 km/h. Již dnes jsou některé hlavní tratě na hranici svých kapacitních možností a jejich využívání vysokorychlostními jednotkami a výrazně pomalejšími nákladními vlaky zároveň by bylo nemožné.

Česká republika zaspala s výstavbou vysokorychlostních tratí oproti vyspělým západním zemím. Častým argumentem proti budování vysokorychlostní železnice je, že Česká republika je příliš malá. Na tuto skutečnost lze oponovat, že na stavbu vysokorychlostní železnice by se mělo nahlížet nejen z národního měřítka, ale vnímat ji jako nedílnou součást evropského železničního systému. Belgie či Nizozemí dosahují rozlohou přibližně polovinu rozlohy České republiky, avšak se stavbou vysokorychlostních tratí začaly již na konci 20. století.

České dráhy provozují jednotky řady 680 Pendolino a jednotky Railjet s maximální rychlostí 230 km/h. Na našich tratích nelze z legislativních důvodů jezdit vyšší rychlostí než 160 km/h, a tak tyto jednotky na českém území čekají na využití svého potenciálu. Důvodem nedovolené vyšší rychlosti je nebezpečí srážky na úrovněových kříženích se silnicí a absence moderního vlakového zabezpečovacího zařízení ETCS u všech vozidel provozovaných na trati s dovolenou vysokou rychlostí. Na obrázku č.1 níže můžeme vidět koncepční návrh vysokorychlostních tratí. K začátku první stavby by mělo dojít ve 2. polovině tohoto desetiletí a kolem roku 2050 má být tato síť hotová.

Oproti jiným druhům přepravy nabízí vysokorychlostní železnice významné výhody. Kvalitu cestování zajišťuje příjemný interiér, absence rázů a významného příčného zrychlení, nízká úroveň hluku či prostornost. Standardem v moderních jednotkách je stabilní rychlé připojení k internetu prostřednictvím Wi-Fi a dostupnost zásuvek 230 V. Cestující může využít svůj čas strávený na cestě produktivně, zábavou nebo k obědu či večeři.



Obrázek 1 - Mapa plánované sítě VRT v ČR [49]



2 Základní rozdělení dle TSI

Jednotlivé evropské země budovaly v posledních dvou stoletích železnice s určitými technickými odlišnostmi, které komplikují mezinárodní provoz. Vysokorychlostní železniční systém je tvořen čtyřmi subsystemy: tratěmi, energetickým napájením, zabezpečením a řízením, vozidly. Evropská unie ve snaze o propojitelnost jednotlivých systémů postupně vydává technické specifikace pro interoperabilitu (TSI). Cílem těchto specifikací je moderní jednotná evropská železnice. Tyto dokumenty jsou nejen právně závazné, ale prakticky představují velmi podrobný návod, jak vybudovat moderní vysokorychlostní železnici. Země Evropské unie, které mají praxi s projektováním, stavbou a provozem vysokorychlostní železnice, touto formou předávají bohaté zkušenosti i ostatním zemím, které žádné zkušenosti nemají (například Česká republika). Takovýto princip alespoň částečně redukuje chyby a slepé uličky, ke kterým by docházelo při vývoji pouze vlastními silami každé země. [46]

V rámci železnice se za vysokorychlostní jednotku považuje vozidlo s konstrukční rychlostí více než 190 km/h. Dále se jednotky dělí do dvou tříd. První třída vozidel zahrnuje vozidla pro rychlost nad 250 km/h. Pro vyšší bezpečnost a minimalizaci namáhání od dynamických sil je pro ně povolena hmotnost na dvojkolí nejvýše 17 tun. Mezi další požadavky patří náležitý měrný výkon potřebný k zajištění jízdy určitou rychlostí, redundance trakčních i pomocných pohonů, dostatečný výkon brzd. Pro zajištění těchto požadavků je ke splnění příslušných norem nutné použít distribuovaného pohonu. Nevýhodou tohoto uspořádání je nižší maximální dosažitelný komfort v interiéru jednotky z důvodu hluku od trakční výzbroje, která je umístěna rovnoměrně po délce jednotky. Za další nevýhodu tohoto uspořádání se považuje zhoršený přístup k agregátům na střeše vozů a pod jejich podlahou. Z toho plynou nové nároky na místo a technologie při údržbě vozidel. V případě maximální rychlosti nad 350 km/h je specifikace dle TSI použitelná, avšak jsou zapotřebí splnit další pravidla, která se řídí národními předpisy. [47]

Do druhé třídy řadíme ucelené jednotky se soustředěným výkonem do dvou hlavových hnacích vozů s maximální rychlostí 250 km/h. Dále sem řadíme ucelené jednotky s distribuovaným výkonem napříč délkou vlaku s maximální rychlostí 250 km/h. Nakonec do vysokorychlostních jednotek druhé třídy patří vlaky tažené, či sunuté lokomotivami s řídicím vozem na druhém konci vlaku s maximální rychlostí 230 km/h. Lokomotivy a hnací hlavové jednotky pro maximální rychlost do 230 km/h mohou využívat maximální limit hmotnosti na dvojkolí 22,5 tuny, a tudíž jsou jednodušší na konstrukci i výrobu a levnější. Vozidla 2. třídy jsou určena pro linky s nižším denním proběhem, na kterých není provoz vozidel 1. třídy rentabilní. Zároveň se počítá s částí trasy vedené po konvenčních železničních tratích. Vozidla 2. třídy tedy mohou v určitých případech jezdit i po vysokorychlostní trati, kde je současný provoz s vozidly 1. třídy. [47]



Pokud to dovolí infrastruktura, musí být možné provozovat vozidlo maximální provozní rychlostí s dostatečnou rezervou pro zrychlení. [47]

Maximální statická hmotnost na nápravu nesmí u žádné nápravy překročit jmenovitou individuální statickou hmotnost na nápravu krát 1,04. Rozdíl statického zatížení kola nesmí u žádného kola na stejném podvozku nebo pojezdovém ústrojí překročit 6 % průměrného zatížení kola na daném podvozku nebo pojezdovém ústrojí. [47]

Pro provoz vozidel 1. třídy vysokými rychlostmi je nutná stavba speciálních vysokorychlostních tratí, kde se vysokorychlostní vozidla nebudou potkávat s konvenčními vozidly. Běžná železniční vozidla pro rychlosti do 160 km/h totiž nemusí mít zaručenou odolnost proti působení tlakových vln při míjení vlaků v takto vysokých rychlostech. Předpokládám, že v budoucnosti dojde v České republice ke koupi vozidel 1. třídy a k jejich provozu na vysokorychlostních tratích. V následujících odstavcích popíšu zástupce aktuálně provozovaných vysokorychlostních vozidel. [1] [47]

3 Rešerše provozovaných vysokorychlostních jednotek ve světě

3.1 Jednotka ICE

ICE je ochranná známka vysokorychlostních vlaků vyráběné společností Siemens AG provozovaných společností Deutsche Bahn. Stejně vysokorychlostní jednotky provozované v jiných státech mají jiné obchodní označení např. AVE S-103, či Velaro.

3.1.1 Jednotka ICE 1

Od roku 1968 byly v Německé spolkové republice zkoumány technické a ekonomické možnosti vysokorychlostní železnice. Postupným tlakem na snižování jízdních dob bylo jasné, že bude potřeba navrhnout nové vozidlo pro vysokorychlostní železnici.

Proto byla v roce 1985 na výročí 150. let železnice v Německu představena jednotka InterCityExperimental. Experimentální jednotka byla v provozu až do roku 2000. Konstrukteři si na ní mohli vyzkoušet poznatky a vylepšení v té době běžně v Německu nepoužívané a začít budovat návrh jednotek ICE 1 a ICE 2. Jelikož měl Siemens bohaté zkušenosti s výrobou lokomotiv, rozhodli se celou jednotku koncipovat jako lokomotivní vlak. Jednotka byla navržena pro běžné testování pro rychlosti do 350 km/h což překračuje i modernější vozidla ICE 3. Avšak při rychlostních zkouškách bylo dosaženo rychlosti až 406,9 km/h. [2]



Obrázek 2 - Jednotka InterCityExperimental [3]

Od roku 1991 se dostalo do provozu celkem 60 jednotek ICE 1. V letech 2005 - 2008 jednotky prošly kompletní rekonstrukcí. Zprvu byla maximální provozní rychlost 250 km/h, v roce 1995



byla zvýšena na 280 km/h, ale po nehodě u Eschede¹ roku 1998 snížena na 160 km/h. Po vyšetření nehody a z nich plynoucích úprav na pojezdu vlaku zase zvýšena na 250 km/h a v roce 2006 zase zvýšena na 280 km/h. Každá jednotka má hnací pouze hlavové jednotky. Z důvodu nízké adhezní hmotnosti jsou homologovány pouze pro provoz do sklonu 35 ‰, což omezuje jejich použití. Celkový výkon jednotky je 7600 kW, nebo 9600 kW, podle typu použitých tranzistorů. Dále je v každé jednotce 12 vložených vozů, což znamená celkovou délku přes 410 metrů a s kapacitou 743 míst to předznamenává ekonomicky výhodné použití pouze na tratích s vysokých přepravním výkonem. [4] [6] [46]

¹ *Nehoda u Eschede (03.06.1998) - Nejvážnější havárie vysokorychlostního vlaku na světě. Následkem prasklé obruče děleného kola část vlaku vykolejila a narazila do mostní konstrukce. Nehoda si vyžádala 101 životů a téměř 100 dalších cestujících bylo zraněno. Vlak InterCity-Express 884 Wilhelm Conrad Röntgen jel okolo 200 km/h přes 5 km s poškozeným kolem 1. vloženého vozu. K vykolejení 3. vozu došlo při přejezdu poškozených výhybek od prasklé obruče. Vůz byl stržený do odbočné větve tak, že celou soupravu přetrhl. Dvousettunový silniční most spadl na trať důsledkem nárazu 3. vozu. Čtvrtý vůz ještě stihl projet pod padajícím viaduktem a následně se převrátil. Padající most přímo zasáhl vůz číslo 5. Další vagony již jen postupně narážely do sebe a zbytků mostu. Odtržený čelní lokomotivní vůz dojel až do stanice Eschede, kde výpravčí zastavil provoz na trati s nehodou a nahlásil strojvedoucímu, že souprava vykolejila. Strojvedoucí prý pocítil jen mírné cuknutí, spojené se ztrátou výkonu a automatickým brzděním. Během zastavování předpokládal technickou závadu a snažil se obnovit výpadek napájení. Vozy, které stihly podjet pod mostem před jeho spadnutím, se za samočinného brzdění nedaleko zastavily. Velkou nadějí na odvrácení toho neštěstí byl cestující, který si všiml díry v podlaze vozu nad podvozkem. Záchranou brzdu ale nezatáhl z obavy udělení pokuty při neoprávněném použití. Šel pouze upozornit průvodčího, který záchranou brzdu také nepoužil s odůvodněním, že problém musí vidět na vlastní oči. To již bylo pozdě. Přeživší průvodčí za své jednání odsouzen nebyl, protože postupoval přesně podle předpisů. [4] [5]



Obrázek 3 - Nehoda u Eschede [4]



Obrázek 4 - Jednotka ICE 1 [7]



Obrázek 5 - Podvozek jednotky ICE 1 [48]

3.1.2 Jednotka ICE 2

Od roku 1995 se začaly dostávat do provozu také jednotky ICE 2. Celkem bylo vyrobených 46 jednotek, které prošly mezi léty 2010 a 2013 rekonstrukcí. Od jednotky ICE 1 se liší celkovou délkou, souprava má 2 hlavové vozy a 6 vložených vozů. Celková kapacita tak činí 391 míst. Pro nahrazení jednotky ICE 1 přibližně stejnou kapacitou se používají 2 spřažené jednotky ICE 2, které se v určité fázi trasy rozdělí a umožní tak lepší dostupnost pro lidi. [8]

Samostatná jednotka ICE 2 má pouze 1 hnací vůz, druhá hlavová jednotka slouží pouze jako řídicí vůz a celkový výkon činí 4800 kW. Další odlišností je použití vzduchového odpružení umožňující dostatečný hlukový komfort cestujících i bez použití dělených kol. U obou typů jednotek je použit plně odpružený pohon pomocí asynchronních motorů. [8]



Obrázek 6 - Jednotka ICE 2 na testovacím okruhu u Velimi [9]

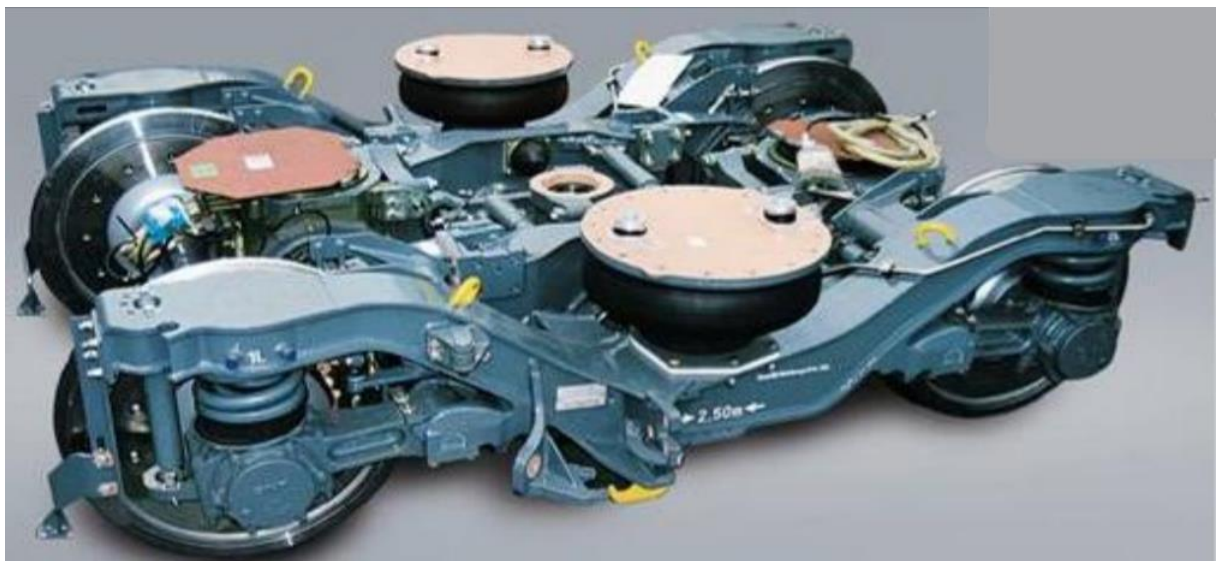
3.1.3 Jednotka ICE 3

Od roku 1999 se postupně dostávají do provozu jednotky ICE 3. Od předchozích konceptů ICE 1 a ICE 2 se liší především vyšší konstrukční rychlostí 330 km/h. Legislativa v Německu umožňuje provoz do rychlosti 300 km/h, ve Francii pak 320 km/h. Z dosahované vyšší maximální rychlosti plynou vyšší požadavky na výkon celé jednotky. Ten činí 8000 kW v případě řady 403, která je jednosystémová, a umožňuje provoz pouze na napájecí soustavě 15 kV 16,7 Hz. Z důvodu vyššího výkonu a také vyšší adhezní hmotnosti jsou hnací agregáty rovnoměrněji po délce vozidla, a ne pouze v krajních vozech. Každý druhý vůz má hnané podvozky. Pohon je částečně odpružený prostřednictvím asynchronních motorů. [10]

Řady 406 a 407 jsou vícesystémové. Obě umožňují provoz na 25 kV 50 Hz, 15 kV 16,7 Hz a 3kV stejnosměrného napětí. Řada 406 ještě navíc 1,5 kV stejnosměrného napětí. Tato řada zamýšlená pro provoz do Amsterdamu a Bruselu má na stejnosměrné trakci výkon pouze 4300 kW a z toho plynoucí maximální rychlost 220 km/h. Poslední zamýšlená řada číslo 407 provozovaná na trasách do Francie má na stejnosměrné trakci výkon 4200 kW. [10][11]



Obrázek 7 - Jednotka ICE 3 [12]



Obrázek 8 - Podvozek jednotky ICE 3 [48]

3.1.4 Jednotka ICE 4

Od roku 2013 provozují Deutsche Bahn jednotku ICE 4. Jednotka má přibližně polovinu vozů hnaných, avšak ne zcela rovnoměrně napříč celou délkou. Příklad uspořádání pojezdu třináctidílné jednotky je: 2'2' + Bo'Bo' + Bo'Bo' + 2'2' + Bo'Bo' + Bo'Bo' + Bo'Bo' + 2'2' + Bo'Bo' + 2'2' + Bo'Bo' + 2'2' + 2'2'. Maximální výkon třináctidílné jednotky činí 11 550 kW a maximální rychlost 250 km/h. Vyšší maximální rychlost zadavatel zakázky Deutsche Bahn nepožadoval. Možnost kombinovat hnací, řídicí a běžné vozy umožňuje variabilitu při složení souprav vhodných na různé tratě. Z obrázku níže je patrné, že narozdíl od jednotky ICE 3 již není kabina tak oblá. To je z důvodu větrných vírů působících na předměty a lidi v blízkosti trati při průjezdu vlaku. Jednotka ICE 4 proud vzduchu více usměrňuje do výšky. [13] [14]



Obrázek 9 - Jednotka ICE 4 [15]

3.1.5 Jednotka Velaro Novo

Roku 2018 Siemens představil následující generaci vysokorychlostního vlaku. Velaro Novo má být lehčí, modernější a efektivnější než předchozí generace. Maximální rychlost by měla dosahovat dle konkrétního typu až 360 km/h při výkonu až 11800 kW. Prodloužením jednotlivých skříní na 28,75 m došlo při celkové délce jednotky 202 m ke snížení počtu vozů z 8 na 7 oproti předchozí generaci. Koncept distribuovaného rozložení trakčních systémů používaný od jednotky ICE 3 zůstává zachován. Jednotka může být dodávána jako jednosystémová nebo dvousystémová. Avšak pouze na modernějších střídavých trakcích 15 kV 16,7 Hz nebo 25 kV 50 Hz, které umožňují ekonomicky výhodnou, bezpečnou a zároveň dostatečnou dodávku vysokého výkonu. [16]



Obrázek 10 - Jednotka Velaro Novo [17]

3.2 Jednotka Talgo

Talgo je rodina jednotek provozovaných převážně ve Španělsku. Mezi nejnovější jednotky zastupující vysokorychlostní železnici patří Talgo 350, které je provozované od roku 2005. Jednotka se skládá ze 2 hnacích hlavových vozidel a až 12 vložených vozidel. Hnací hlavová vozidla jsou poháněna asynchronními motory. Celkový výkon jednotky činí 8 000 kW. Zajímavostí je koncepce jednonápravových podvozků, z nichž vždy 2 sousední vozy sdílí 1 podvozek, což umožňuje poměrně nízkou výšku podlahy 760 mm nad temenem kolejnice. Provozní rychlost jednotky je až 330 km/h. Za zmínku stojí také jednotka Talgo 250, která umožňuje za jízdy měnit svůj rozchod mezi standardním 1435 mm a iberským 1668 mm. První styk obou rozchodů, umožňující za pomalé jízdy plynule změnit rozchod, vznikl již v roce 1968 na francouzsko-španělské hranici u přechodu Irún/Hendaye. Od roku 1988 se všechny vysokorychlostní tratě ve Španělsku staví na standardním evropském rozchodu 1435 mm se střídavým napájením 25 kV 50 Hz. [18] [19] [46]



Obrázek 11 - Jednotka Talgo 350 [20]



3.3 Jednotky Šinkansen

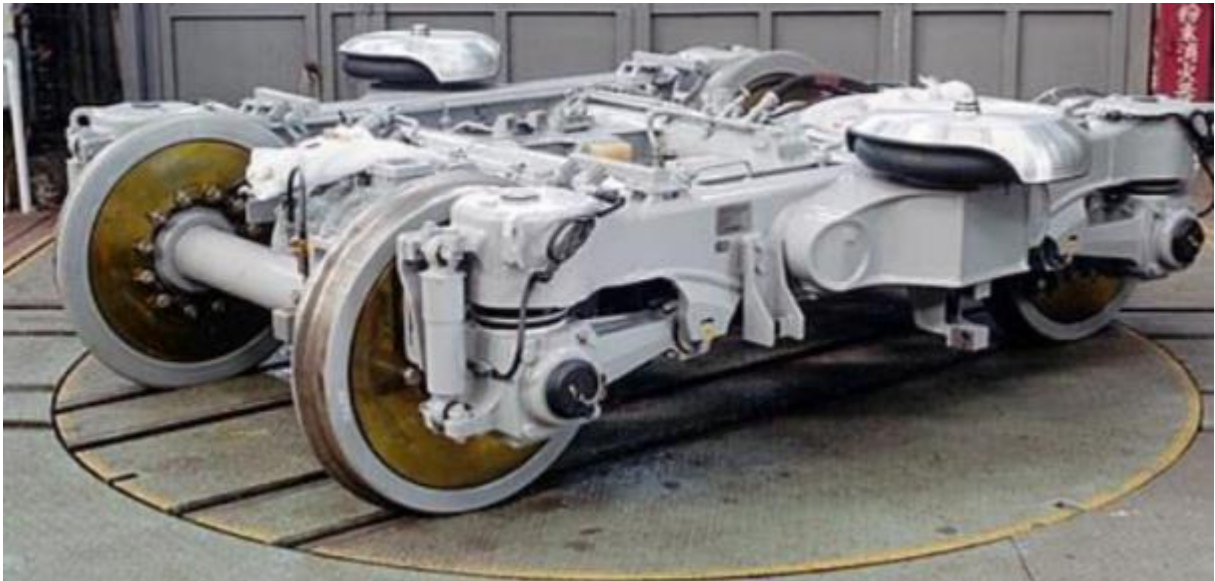
Od pojetí vysokorychlostní železnice v Evropě se významně liší jiným průjezdním profilem a úplným oddělením vysokorychlostní železniční sítě od konvenční železnice. Dalším specifikem jsou celkem 3 trakční napájecí soustavy 25 kV 60 Hz, 25 kV 50 Hz, 20 kV 50 Hz. Netradičních 60 Hz je použito z důvodu jednoduššího připojení na běžnou síť o frekvenci 60 Hz v celé západní části Japonska. Společnou vlastností všech Šinkansenů je délka vloženého vozu přesně 25 metrů. Délky hlavových vozů se mírně liší a pohybují se okolo 27 metrů. Všechna nástupiště na vysokorychlostní železnici v Japonsku jsou uzpůsobena na délku vlaku až 400 m, což umožňuje použít až šestnáctivozové soupravy. Během celé historie Šinkansenu nedošlo k žádnému úmrtí v důsledku vykolejení nebo srážky, čehož je dosaženo díky vysokým nárokům na systémovou bezpečnost. Díky absolutně oddělenému systému provozu dosahují pozoruhodně nízkého průměrného zpoždění. Kupříkladu v roce 2018 dosahovalo průměrné zpoždění 1 vlaku pouze 54 sekund, a to při zahrnutí zpoždění způsobeného přírodními katastrofami. U novějších jednotek můžeme pozorovat trend snížení aerodynamického odporu pomocí tvaru hlavové jednotky „kachní zobák“, viz obrázek číslo 14. Na evropských železnicích nelze použít takový tvar z důvodu legislativních požadavků na odolnost proti nárazu. Kromě Japonska jsou Šinkanseny v provozu na Tchaj-wanu, v Číně, v Indii a okrajově také ve Velké Británii a Spojených státech. [21] [22] [23] [46]

3.3.1 Jednotka Šinkansen Řady 500

V roce 1997 se do provozu dostala první jednotka řady 500, jako zamýšlený nástupce za řadu 0. Soupravy řady 0 byly postupně přesouvány mimo hlavní trať z Tokia do Shin-Osaky, kde zůstaly v provozu až do roku 2008. Jednotka řady 500 byla postavena s konstrukční rychlostí 320 km/h, avšak kvůli přísným japonským předpisům na ochranu životního prostředí byla maximální rychlost snížena na 300 km/h. Jednotka byla v provozu ve dvou variantách. Jako osmivozová s délkou 204 m, nebo jako šestnáctivozová s délkou 404 m. Každé dvojkolí je poháněno částečně odpruženým individuálním pohonem. Celkový výkon jednotky tak činí 8800 kW v případě osmivozové jednotky a 17600 kW, nebo 18240 kW v případě šestnáctivozové jednotky. Maximální šířka jednotky činí 3380 mm. Díky většímu průjezdnímu profilu a menší tělesné stavbě průměrného Japonského občana bylo možné ve vozech 2. třídy použít uspořádání 3 + 2. [22] [24] [25]



Obrázek 12 - Jednotka Shinkansen 500 [26]



Obrázek 13 - Podvozek jednotky Šinkansen [48]



Obrázek 14 - Jednotka Shinkansen N700S [27]

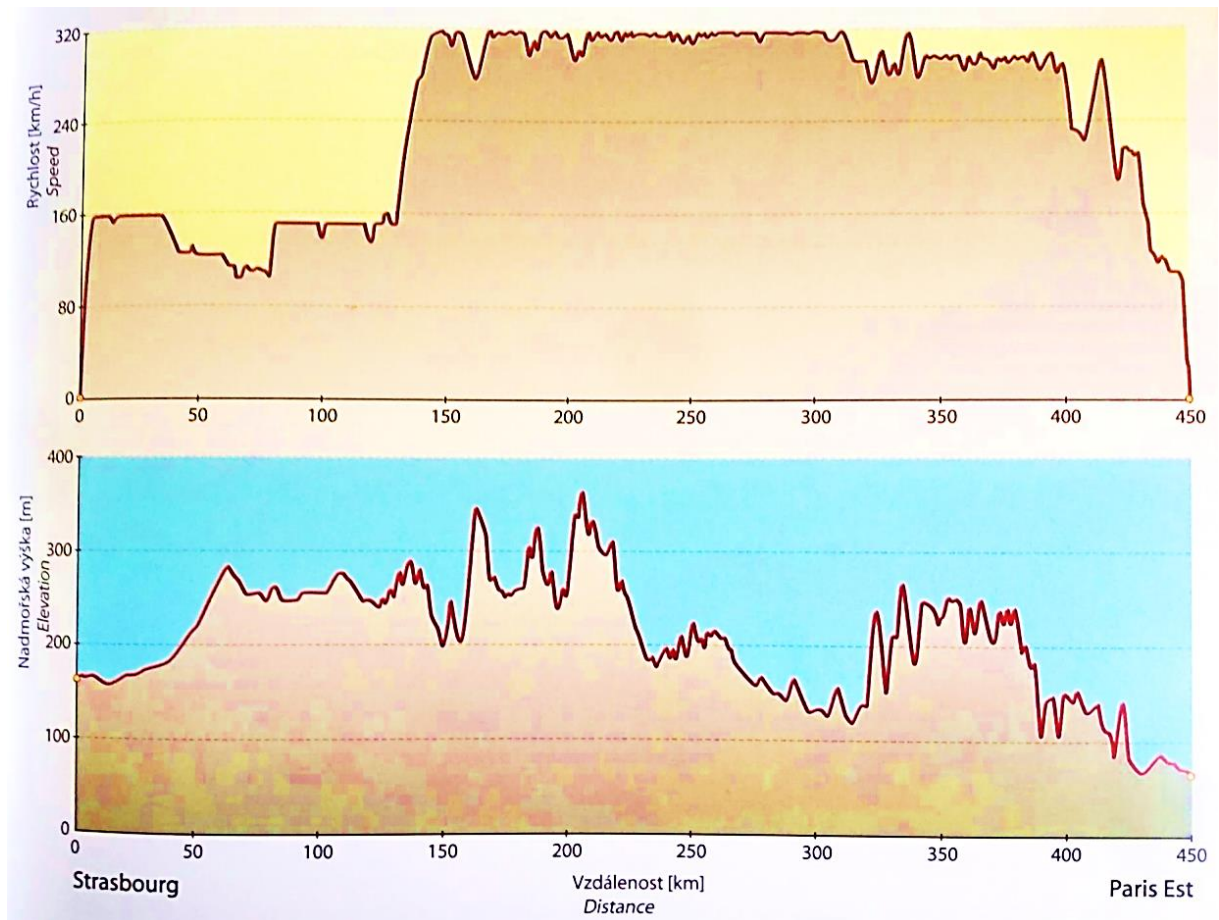


3.4 Jednotky TGV

Od konce 60. let je ve Francii vyvíjena vysokorychlostní jednotka se zkratkou TGV (z francouzštiny Train à Grande Vitesse - vlak vysoké rychlosti) a Francie se tak stává jednou z hlavních velmocí vysokorychlostní kolejové dopravy. Původní projekt TGV počítal s pohonem plynovou turbínou z důvodu malé velikosti a dobrého poměru výkon/hmotnost. Energetická krize v 70. letech učinila plyn nevhodným, a tak dostala přednost elektrická trakce. Všechny jednotky TGV jsou alespoň dvousystémové, existují i třísystémové varianty. Všechny jednotky disponují možností provozu na 25 kV 50 Hz a dále dle umístění v provozu na ostatní trakční soustavy (15 kV 16,7 Hz, 3 kV stejnosměrného napětí, 1,5 kV stejnosměrného napětí). Hlavové vozy mají vždy konvenční podvozky a vložené vozy jsou mezi sebou spojeny pravými podvozky Jakobsovými. [28] [46]

Spolu s vývojem nových vozidel probíhala také výstavba vysokorychlostních tratí pouze pro osobní přepravu. V roce 2021 má vysokorychlostní síť více než 2800 km. Maximální zatížení na nápravu na těchto tratích je 17 tun a tratě jsou vyprojektovány s poloměry oblouků více než 4000 m, dnes běžně 7000 m. Větší průměry tunelových profilů zajišťují omezení tlakových vln a hlukového znečištění. Výhodou je zpětná kompatibilita se stávajícími tratěmi a možnost provozu běžnou rychlostí, takže není třeba stavět všude vysokorychlostní trať. (V případě nové technologie založené na magnetické levitaci jsme omezeni na stavbu tratí všude kde je třeba.) Celkový počet zastávek obsluhovaných vlaky TGV dosahuje čísla 230. Všechny vysokorychlostní francouzské tratě využívají moderní trakční napájecí soustavu 25 kV 50 Hz. Zákaz nákladní dopravy na vysokorychlostních tratích umožňuje vyšší stavební převýšení v oblouku a zároveň nevzniká zpoždění v důsledku překážky na trati v podobě značně pomaleji jedoucího nákladního vlaku. [28]

Obrázek níže zobrazuje dráhový tachogram a závislost nadmořské výšky na dráze na trati Štrasburk - Paříž. Trasu dlouhou 450 km TGV překonává za 2 hodiny a 19 minut s průměrnou rychlostí 194 km/h a maximální rychlostí 320 km/h. Při porovnání obou grafů lze vypočítat, že v úsecích s nejvyšším stoupáním nemá jednotka dostatek výkonu pro dosažení, případně udržení maximální rychlosti. Tento efekt je na vysokorychlostní železnici zcela běžný a nemá zásadní vliv na jízdní dobu. Z ekonomického hlediska není hospodárné navrhovat výkon jednotky na maximální rychlost dosažitelnou i při maximálním stoupání. [46]



Obrázek 15 - Závislost rychlosti a nadmořské výšky na dráze na trati Štrasburk - Paříž [46]



3.4.1 Jednotka TGV Sud-Est

Jednotka TGV Sud-Est se jinak nazývá také TGV první generace. Název Sud-Est je odvozen od první vysokorychlostní trati ve Francii mezi Paříží a Lyonem, na které byly provozovány. Mezi lety 1978 a 1988 bylo vyrobeno přes 100 jednotek, z nichž každá má 2 hnací hlavové vozy a 8 vložených vozů. Vlak dosahuje celkové délky 200 m a maximální rychlosti 300 km/h. Zajímavostí je, že první běžný podvozek za hnacím hlavovým vozem je také hnací. Jedním z důvodů může být použití stejnosměrných komutátorových motorů, které při stejném výkonu mají vyšší hmotnost než motory střídavé. Následují Jakobsovy podvozky, poté opět zase jeden hnací podvozek na vloženém voze a na konci jednotky druhý hnací hlavový vůz. Celkový výkon dosahuje 6800 kW při napájení sítí 25 kV 50 Hz a 3100 kW při napájení ze sítě 1,5 kV stejnosměrných, která se používá na jihu Francie. [29]

Do roku 2015 se provozovalo celkem 7 jednotek TGV bez sedadel, které sloužily pro přepravu pošty. [30]



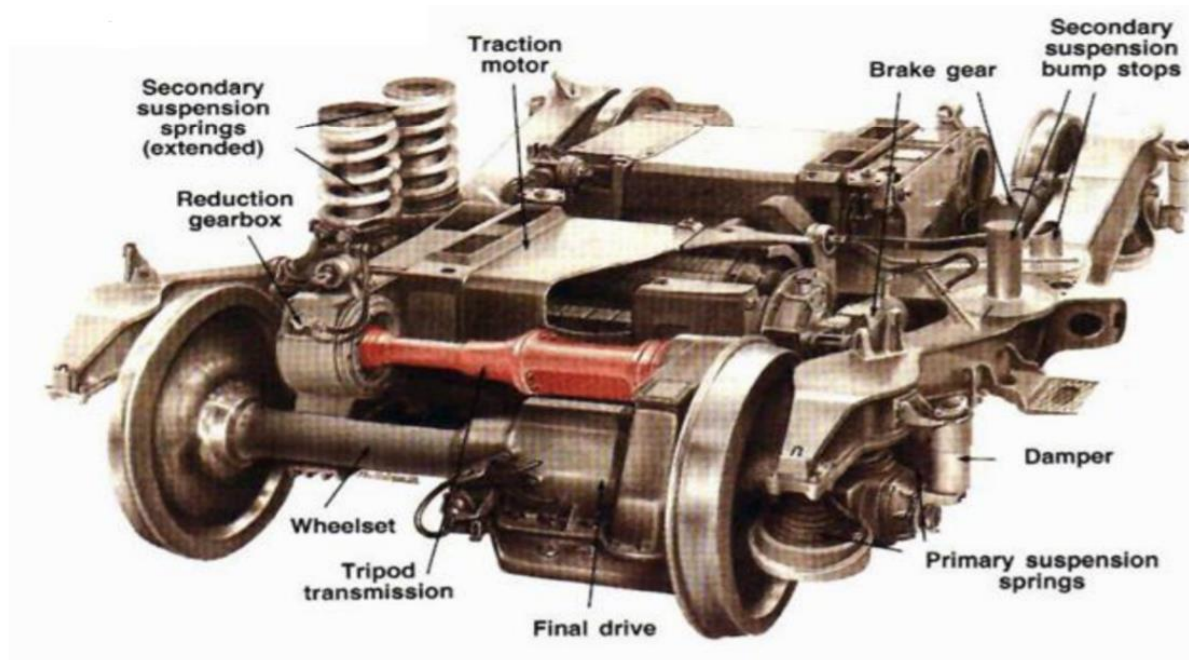
Obrázek 16 - Jednotka TGV Sud-Est [31]

3.4.2 Jednotka TGV Atlantique

Druhá generace jednotek TGV se jmenuje TGV Atlantique. Jednotka byla prodloužena o 2 vložené vozy, takže celkem dvanáctivozová souprava dosahovala délky 238 m. Upustilo se od pohonu stejnosměrnými motory a také od pohonu prvního podvozku na prvním vloženém voze, tudíž celkový výkon 8800 kW musel být přenášen pouze hlavovými vozy pomocí synchronních trakčních motorů. [32] [33]



Obrázek 17 - Jednotka TGV Atlantique [34]



Obrázek 18 - Podvozek Y230 - TGV [48]



Jednotka TGV drží rychlostní rekord kolejových vozidel s kontaktem kolo - kolejnice. Dne 03. 04. 2007 na nové trati mezi Paříží a Štrasburkem bylo dosaženo rychlosti 574,8 km/h. Jednotka označoval kód V150; 150 mělo znamenat metu 150 m/s, čili 540 km/h. Předpokládalo se další posunutí rekordu jiné jednotky TGV z roku 1990 s hodnotou 515,3 km/h. Pro realizaci rekordu bylo zvýšeno upevnění kolejnic v obloucích a dále bylo více napnuto trakční vedení, aby nedošlo k jeho stržení pantografem. Za účelem snížení aerodynamického odporu došlo k odstranění některých sběračů a stěrače. Provedlo se vyhlazení mezivozových přechodů pomocí pryžových těsnění. Hnací podvozky vlaku upravil výrobce Alstom na větší průměr dvojkolí a na nižší stálý převod. V poslední řadě se zvýšilo napájecí napětí z 25 kV na 31 kV z důvodu snížení proudu při zachování výkonu. Jednotka se skládala z 2 hlavových vozů a 3 vložených dvoupatrových vozů s měřicí technikou. Celkový výkon jednotky 19 600 kW přenášely všema podvozky 2 hnací hlavové vozy a dále Jakobsovy podvozky mezi vloženými vozy odvozené od podvozků pro AGV. Tento rekord byl také test infrastruktury v extrémních podmínkách, kterých není možné dosáhnout v laboratoři. [35] [36]



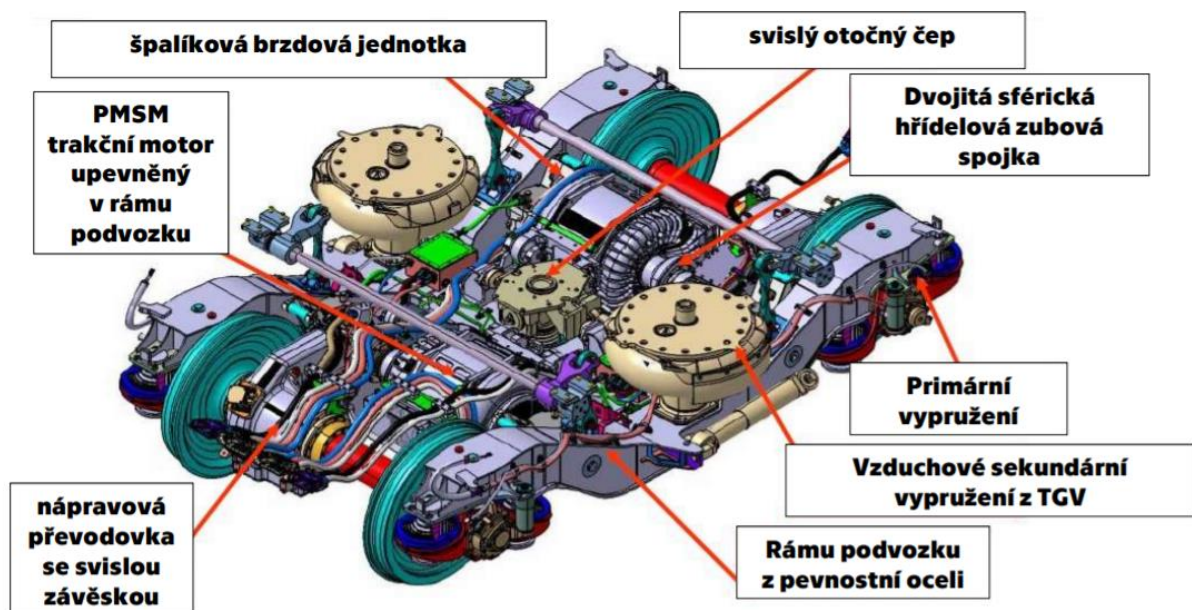
Obrázek 19 - Jednotka TGV V150 [37]

3.5 Jednotka AGV

AGV je vysokorychlostní jednotka od výrobce Alstom částečně vycházející z TGV. Jediným provozovatelem je italská společnost Nuovo Trasporto Viaggiatori, která je provozuje na vysokorychlostních linkách v Itálii. Na rozdíl od TGV jsou použity Jakobsovy podvozky mezi všem vloženými vozy a dále i mezi hlavovým a vloženým vozem. Dalším rozdílem proti TGV je použití synchronních motorů s permanentními magnety. Délka sedmivozové soupravy činí 132 metrů. Jednotka je čtyřsystémová a umožňuje provoz na všech rozšířených napájecích soustavách (25 kV 50 Hz, 15 kV 16,7 Hz, 3 kV a 1,5 kV stejnosměrných). Hnací podvozky jsou umístěny v pořadí 1, 4, 5 a 8. Maximální výkon soupravy, který činí 6 080 kW, umožňuje dosáhnout na napájecí soustavě 25 kV 50 Hz až 360 km/h. [38]



Obrázek 20 - Jednotka AGV na zkušebním okruhu u Velimi [39]



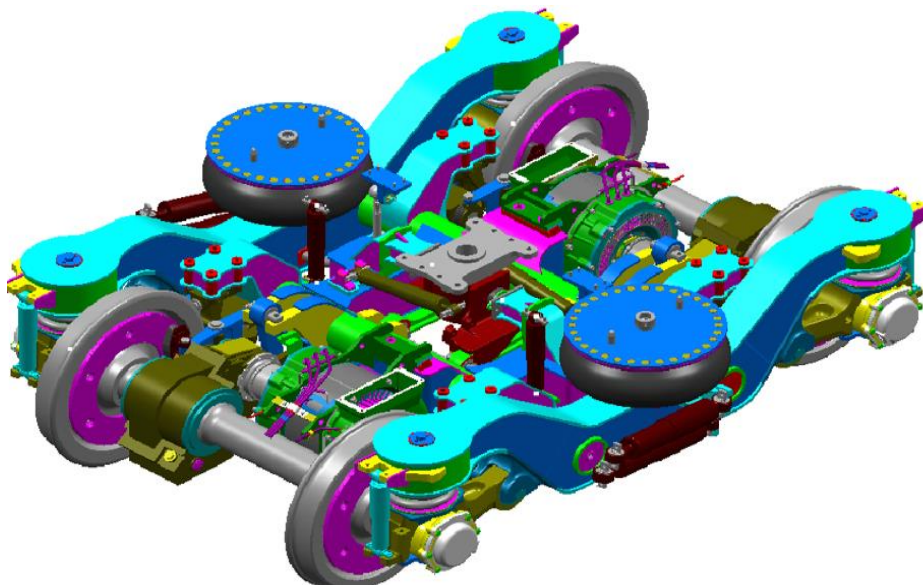
Obrázek 21 - Jakobsův trakční podvozek AGV [45]

3.6 Jednotka KTX-Sancheon

V Jižní Koreji jsou v provozu vozidla výrobce Hyundai Rotem. Vývoj první generace KTX-I probíhal ve spolupráci s firmou Alstom a využívaly se zkušenosti s konstrukcí TGV. Vývoj druhé generaci nazývané KTX-II nebo KTX-Sancheon již provedl Hyundai sám. Po vzoru TGV tvoří jednotku hnací hlavové vozy a vložené vozy. Souprava složená z 10 vozů má délku 201 metrů. Maximální provozní rychlost dosahuje 305 km/h. Výkon celé jednotky činí 8800 kW. Jednotka je jednosystémová a umožňuje provoz trakční soustavě 25 kV 60 Hz. [40]



Obrázek 22 - Jednotka KTX-Sancheon [41]



Obrázek 23 - Podvozek jednotky KTX-Sancheon [40]

3.7 Jednotka Zefiro 300

Zefiro je rodina vlaků vyráběná společností Bombardier. V současnosti jsou v provozu v Číně a Itálii. Pro italský trh byla mírně upravena jednotka Zefiro 300 a nazývá se Frecciarossa 1000 nebo také ETR 1000. Jednotka může dosáhnout maximální rychlost 360 km/h, avšak italská legislativa zakazuje provoz rychlostí vyšší než 300 km/h. Jednotka má konvenční podvozky, které jsou na vozech číslo 1, 3, 6 a 8 poháněné. Celkový výkon osmivozové soupravy dlouhé 202 metrů činí na napájecí soustavě 25 kV 50 Hz 9800 kW. Jednotka je čtyřsystémová a umožňuje provoz na všech rozšířených napájecích systémech v Evropě ovšem za cenu snížení výkonu a maximální rychlosti 300 km/h pro 15 kV 16,7 Hz a 220 km/h pro obě stejnosměrné trakce. [43] [44]



Obrázek 24 - Jednotka Frecciarossa 1000 [42]



3.8 Porovnání technických parametrů existujících jednotek

	ICE 2	ICE 3 (řada 403)	ICE 4	Talgo 350	Šinkansen 500
hmotnost [t]	412	409	392	322	360
délka soupravy [m]	205	201	202	200	204
počet vozů	8	8	7	14	8
uspořádání pojezdu	Bo'Bo'+2'2'+2'2'+2'2'+ +2'2'+2'2'+2'2'+2'2'	Bo'Bo'+2'2'+Bo'Bo'+2'2'+ +2'2'+Bo'Bo'+2'2'+Bo'Bo'	2'2'+Bo'Bo'+2'2'+Bo'Bo'+ +Bo'Bo'+2'2'+2'2'	Bo'Bo'+1'1'1'1'1'1'1' 1'1'1'1'1'1'+Bo'Bo'	Bo'Bo'+Bo'Bo'+Bo'Bo'+Bo'Bo'+ +Bo'Bo'+Bo'Bo'+Bo'Bo'+Bo'Bo'
převážná kapacita	381	441	444	316	608
celkový výkon [kW]	4800	8000	4950	8000	8800
trakční napájecí soustava	15 kV 16,7 Hz	15 kV 16,7 Hz	15 kV 16,7 Hz	25 kV 50 Hz	25 kV 60 Hz
maximální rychlost [km/h]	280	320	250	350	285
měrná hmotnost [sedadel/t]	0,92	1,08	1,13	0,98	1,69
měrný výkon prázdné jednotky [kW/t]	11,65	19,56	12,63	24,84	24,44
měrný výkon plně obsazené jednotky [kW/t]	10,85	18,01	11,58	23,04	21,53

Tabulka 1 - Technické parametry existujících jednotek

	TGV - Sud-Est	TGV - Atlantique	AGV	KTX - Sancheon	Zefiro 300
hmotnost [t]	385	444	377	403	461
délka soupravy [m]	200	238	200	201	202
počet vozů	10	12	11	10	8
uspořádání pojezdu	Bo'Bo'+Bo'2'2'2' 2'2'2'2'Bo'+Bo'Bo'	Bo'Bo'+2'2'2'2'2' 2'2'2'2'2'2'+Bo'Bo'	Bo'2'2'Bo'2'Bo'2'2' Bo'2'2'Bo'	Bo'Bo' + 2'(2)(2)(2)(2) (2)(2)(2)2' + Bo'Bo'	Bo'Bo'+2'2'+Bo'Bo'+2'2'+ +2'2'+Bo'Bo'+2'2'+Bo'Bo'
převážná kapacita	386	485	451	410	457
celkový výkon [kW]	6800	8800	7500	8800	9800
trakční napájecí soustava	25 kV 50 Hz + 1,5 kV DC + (15 kV 16,7 Hz)	25 kV 50 Hz + 1,5 kV DC	25 kV 50 Hz + 15 kV 16,7 Hz + 3 kV DC + 1,5 kV DC	25 kV 60 Hz	25 kV 50 Hz + 15 kV 16,7 Hz + 3 kV DC + 1,5 kV DC
maximální rychlost [km/h]	270	320	360	305	350
měrná hmotnost [sedadel/t]	1,00	1,09	1,20	1,02	0,99
měrný výkon prázdné jednotky [kW/t]	17,66	19,82	19,89	21,84	21,26
měrný výkon plně obsazené jednotky [kW/t]	16,35	18,23	18,16	20,19	19,70

Tabulka 2 - Technické parametry existujících jednotek

4 Zhodnocení konceptu jednotky se čtyřnápravovými vozy a jednotky s Jakobsovy podvozky

Pro srovnání jednotlivých koncepcí budu vycházet z informací o provozu s přihlédnutím k tabulkám č.1 a č.2 viz výše. Pro návrh jednotky požaduji uspořádání sedadel 2 + 2 s uličkou uprostřed ve 2. třídě. Prázdnou hmotnost považuji jako vedlejší parametr omezující pouze maximální užitečné zatížení. Pro splnění limitu maximální hmotnosti na nápravu 17 tun na dvojkolí nutno užít rovnoměrné distribuce pohonu, především trakčních motorů a transformátorů.

4.1 Koncept se čtyřnápravovými vozy

Schematický náčrtek:



Obrázek 25 - Schéma jednotky s konvenčními podvozky, uspořádání pojezdu Bo'Bo'+2'2'+ Bo'Bo'+2'2'+Bo'Bo'+2'2'+Bo'Bo'

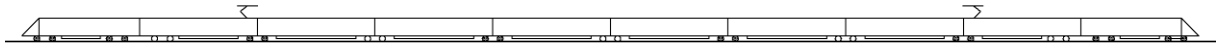
Jednotka se čtyřnápravovými vozy je jinak nazývaná s konvenčními podvozky. Každý vůz jednotky má 2 vlastní podvozky, z nichž každý má 2 nápravy. Celkový počet dvojkolí je dán vzorcem $4 \times N$. Kdy je N je počet vozů jednotky.

Výhody:

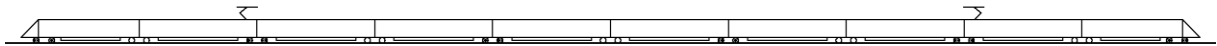
- Rozpojitelné jednotky - možnost sestavení kapacity dle aktuálních poptávky
- Větší modularita - možnost přizpůsobit jednotku dané délce trati, kupříkladu zařazení restauračního vozu
- Jednodušší technologie opravy - při rozpojení není nutno ve vozovně použít montážní podvozky
- V případě poruchy stačí vyvázat 1 skříň
- Spřáhlo či nárazníky jsou jednodušší na konstrukci než kloub mezi skříněmi
- Možnost použití delší skříně než u vozidla s Jakobsovy podvozky (celková podlahová plocha je vyšší) - jednotka se musí vejít do průjezdního průřezu při průjezdu obloukem o minimálním směrovém poloměru 150 m.
- Všechny vozy mohou použít stejnou výrobní platformu - stejná délka a umístění podvozků - jednodušší technologie výroby

4.2 Koncept jednotky s Jakobsovými podvozky

Schematický náčrtek:



Obrázek 26 - Schéma jednotky s Jakobsovými podvozky, uspořádání pojezdu Bo'Bo'+2'Bo'2'Bo'2'Bo'2'Bo'2'+Bo'Bo'



Obrázek 27 - Schéma jednotky s Jakobsovými podvozky, uspořádání pojezdu Bo'2'Bo'2'Bo'2'Bo'2'Bo'2'Bo'

Jakobsův podvozek je podvozek který je sdílený mezi dvěma sousedními skříněmi. Jednotka může mít buď zvlášť hlavovou jednotku na 2 konvenčních podvozcích poté na 2. voze 1 konvenční podvozek a dále již Jakobsovy podvozky, nebo již na hlavovém voze 1 konvenční podvozek a dále jen Jakobsovy podvozky. Obě uspořádání viz obrázky výše. Celkový počet dvojkolí je dán $8 + 2 \times (N - 1)$, nebo $2 \times N + 2$. Kde je N je počet vozů jednotky.

Výhody:

- Větší bezpečnost proti vykolejení - díky kloubovému spojení (pravé Jakobsovy podvozky) v případě havárie nehrozí roztržení jednotky
- Nižší počet podvozků z toho plynoucí snížení hmotnosti vozidel
- Více místa pod podlahou vozů - možnost lepšího rozvržení hmotnosti pomocných pohonů
- Umožňuje větší procento nízkopodlažnosti²

Původní Jakobsův patent počítá se společným sekundárním vypružením a společným otočným čepem pro obě sousední skříně vozidla. Takovýto podvozek označujeme jako pravý Jakobsův podvozek. Existuje i varianta, kdy každá skříně má svoje sekundární vypružení. Takovéto konstrukční řešení nazýváme nepravý Jakobsův podvozek.

² Vysokorychlostní jednotky jsou zpravidla plně vysokopodlažní.



4.3 Výběr koncepce pro můj návrh

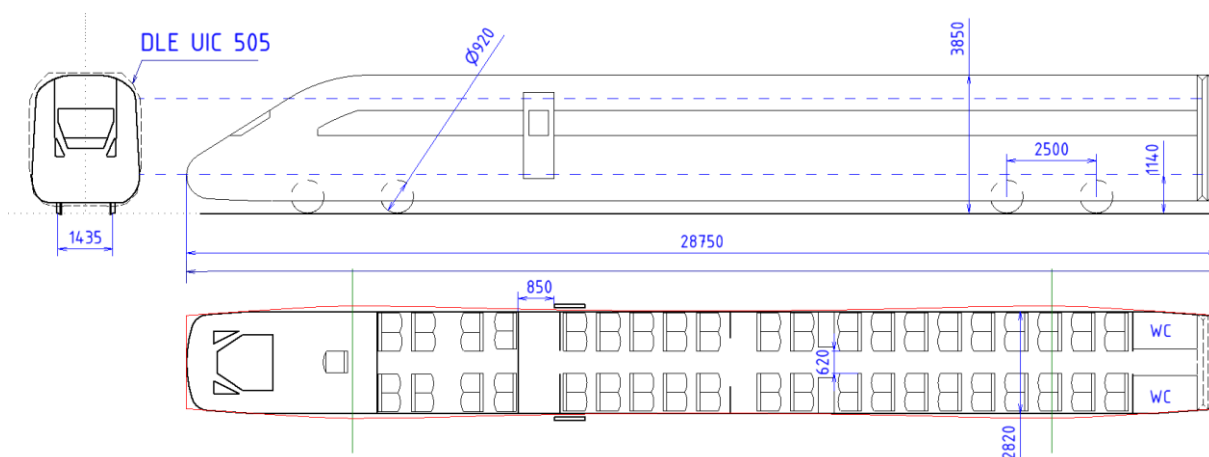
Po zvážení výhod a nevýhod obou konceptů bych se pro vysokorychlostní elektrickou jednotku do České republiky přikláněl k variantě se čtyřnápravovými vozy. Tohoto konceptu se budu držet v navazujících odstavcích mé diplomové práce.

Z důvodu délky nástupišť v České republice uvažuji celkovou délku jednotky 200 m. Při uvažovaném počtu 7 vozů vychází délka jednoho vozu na 28,75 m. U jednotky předpokládám celkovou hmotnost prázdné jednotky pod 400 tun, kapacitu sedících v soupravě cestujících okolo 450 míst, v průměru 75 sedadel na jeden vůz. Prostřední vůz uvažuji pro bistro, služební oddíl a oddíl pro matky s dětmi. Dle normy musí být v soupravě s délkou do 205 m nejméně 2 místa pro vozíčkáře.

5 Řešení interiéru vozidla

Na základě konzultací s vedoucím práce jsem navrhl rozmístění interiéru na typovém výkresu. Rozměry vozidla ve všech myšlených řezech jsou menší než maximální kinematický obrys. Tento výpočet bude řešen v následující kapitole. Celý typový výkres přikládám v příloze. Dle současného využití 1. třídy ve vlacích v České republice je pouze 1 vůz zamýšlený jako vůz 1. třídy. Jako ujištění k malé kapacitě v 1. třídě mě motivovala modernizace jednotek 680 Pendolino, která probíhala v letech 2017 a 2018. Od roku 2005 byla jednotka v provozu v uspořádání 2 vozy 1. třídy plus 5 vozů 2. třídy. Během provozu se kapacita 1. třídy ukázala jako nevyužitá, a tak došlo při modernizaci ke změně uspořádání na 1 vůz 1. třídy a celkem 6 vozů 2. třídy. Bylo by chybou ale první třídu úplně vypustit. Někteří cestující jsou ochotni si za vyšší komfort či případné služby připlatit a případná nedostupnost by je od veřejné dopravy spíše odradila.

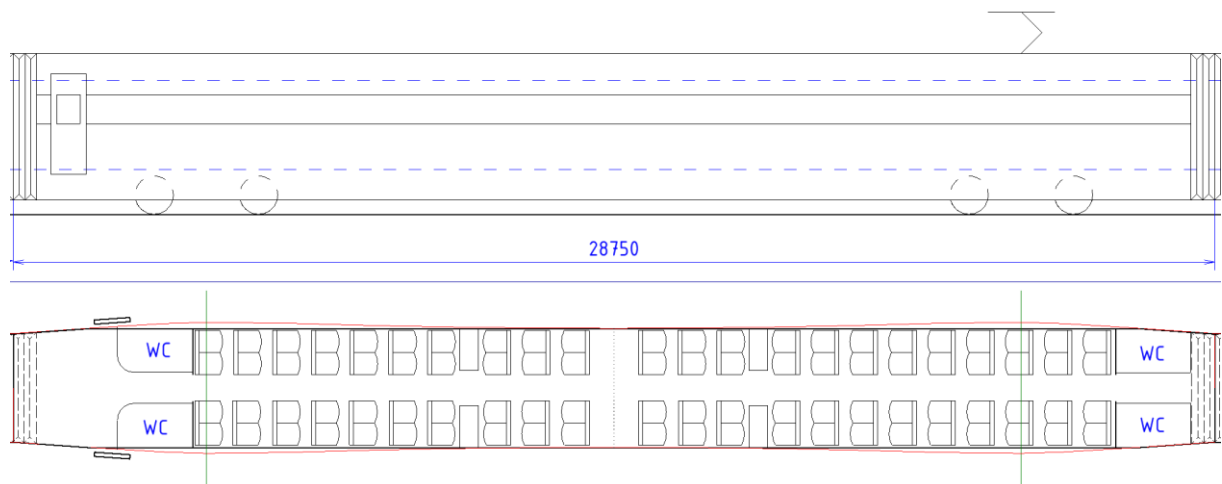
Skrz celou délku vlaku je dostatečná průchozí ulička o minimální šířce 620 mm. Celkově se v soupravě nachází 18 modulů WC včetně jednoho bezbariérového. V následujících odstavcích popíšu pro přehlednost jednotlivé vozy popořadě.



Obrázek 28 - Schéma 1. vozu

Na 1. voze jsou zakótovány důležité parametry, které jsou shodné pro celou jednotku. Délka jednoho vozu činí 28 750 mm, maximální šířka vozu 2 820 mm, rozvor podvozku 2 500 mm, průměr nových kol 920 mm, výška podlahy 1 140 mm nad rovinou temene kolejnice a výška skříňe, která dosahuje 3 850 mm nad rovinu temene kolejnice. Červená linie vyznačuje maximální kinematický obrys a zelené čáry osy podvozků. Vůz je rozdělen do 2 velkoprostorových oddílů. Jeden s 8 sedadly umístěný od dveří směrem ke kabině strojvedoucího a druhý s 64 sedadly umístěný od dveří směrem k dalšímu vozu. Na konci vozu se nachází 2 jednotky WC. Přibližně uprostřed vozu se nachází police pro umístění zavazadel všech velikostí. Tento prostor se záměrně nenachází blízko dveří, aby cestující mohli na svá zavazadla v průběhu jízdy vidět a neměli strach, že je někdo během pobytu ve stanici odcizí.

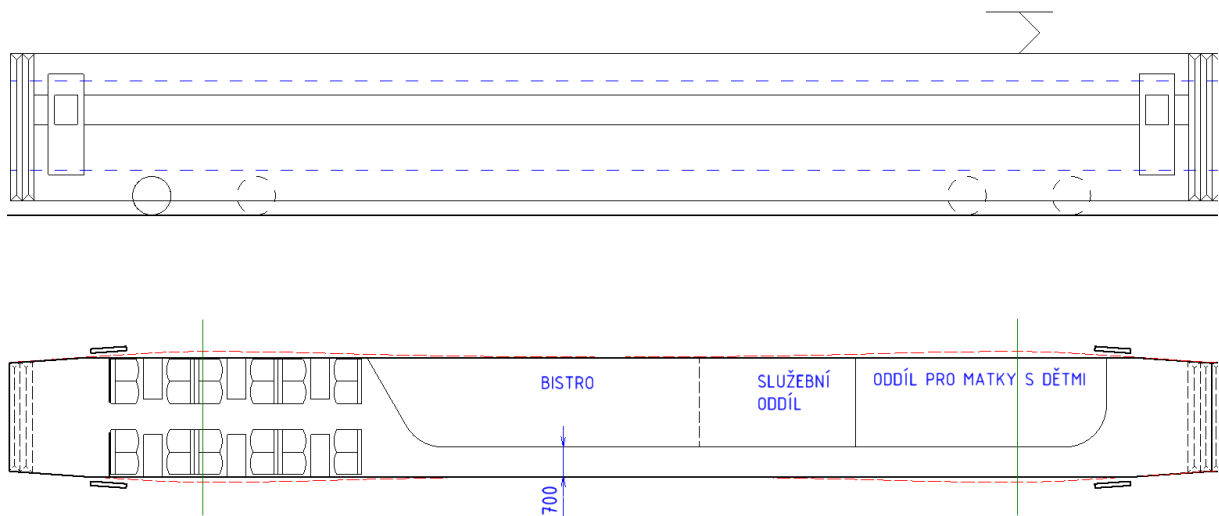
Další prostor na zavazadla uvažuji v uzavíratelných boxech, tak jako známe z letadel. Ovšem na rozdíl od letadel musí být větší, nikoliv pouze na velikost příručního zavazadla, ale na rozměr alespoň středního zavazadla, protože většina cestujících cestuje právě s ním. Výhodou této koncepce je bezpečnost při nehodě



Obrázek 29 - Schéma 2. vozu

Druhý vůz obsahuje 88 míst k sezení. Obecně se předpokládá, že většina cestujících jede sama nebo ve dvou. Z toho plyne, že cestující mají větší soukromí při uspořádání sedadel za sebou než při oddílech proti sobě. Pro větší skupiny, nebo pokud někdo vyžaduje stabilní rozměrný stoleček, jsou v interiéru 4 sekce, ve kterých jsou proti sobě dvě a dvě sedadla a mezi nimi stoleček. Je možné, že v budoucnu bude standardem rozdělení na toaletu pro dámy a pány, proto jsou ve voze celkem 4 toalety.

Třetí vůz je rozložením interiéru stejný jako druhý. Avšak trakční výzbrojí se bude lišit. Na druhém voze se nachází pantograf a transformátor. Třetí vůz bude mít těžší hnací podvozky a trakční měnič.



Obrázek 30 - Schéma 4. vozu

Čtvrtý vůz je částečně řešen jako restaurační vůz. Vůz je umístěný uprostřed jednotky, za účelem zkrácení průměrné vzdálenosti, kterou cestující musí v jednotce ujít, aby se mohl najíst, a zároveň, aby byl co nejjednodušeji přístupný přepravovaným vozíčkářům z následujícího vozu. Ve voze se nachází 6 boxů po 4 sedadlech, která jsou určena pouze pro konzumaci. Vůz má také vlastní pantograf, který neslouží pro trakci, ale pro provoz chladících agregátů na potraviny, z tohoto důvodu je nutný pro stálý přísun energie, i když jednotka pouze stojí na nádraží. Dále se ve voze nachází služební oddíl s rozměry 2 × 3,7 metru, jenž slouží jako zázemí pro vlakový personál. V zadní části vozu je umístěn oddíl pro matky s dětmi s rozměry 2 × 6 metrů. Jednodušší nástup do tohoto oddílu s dětským kočárkem umožňuje nástupní plošina a širší dveře bezprostředně v následujícím voze. Dalším důvodem tohoto umístění je, že v oddíle může vznikat nadměrný hluk, kterým by mohl obtěžovat cestující sedící poblíž.



Obrázek 31 - Schéma 5. vozu

Jako pátý v pořadí je vůz první třídy. Ve voze je umístěno 38 sedadel v příčném uspořádání 2 + 1, umožňující použít větší šířku sedadel a vyšší míru komfortu a soukromí. Uprostřed vozu se nachází prostor pro zavazadla již od podlahy skříně vozidla ze stejných důvodů jako pro předchozí vozy. Přední část vozu je přizpůsobená pro 2 cestující na vozíku včetně míst k sezení poblíž pro doprovod a bezbariérové toalety. Minimální šířka uličky 700 mm od dveří až do předchozího vozu umožňuje vozíčkáři bezproblémový přístup do restauračního oddílu. Dveře za předním podvozkiem mají šířku 1 250 mm a umožňují nástup pomocí zvedací plošiny.

Šestý vůz je uspořádáním stejný jako druhý vůz. Sedmý čelní poslední vůz je stejný jako první vůz.



6 Kontrola kinematického obrysu dle UIC 505

Při návrhu šířky vozidla v různých místech jsem spočítal mezní body průjezdního profilu dle UIC 505. Výpočty jsem prováděl pomocí programu Obrys, který mi poskytl vedoucí práce. Interpolací jsem spočítal maximální rozměry ve 3 výhodně zvolených půdorysných řezech. Tyto řezy jsou ve výškách 900, 3 200 a 3 500 mm nad rovinou temene kolejnice. Díky těmto předběžným rozměrům jsem navrhnul vnější rozměry jednotky. A na základě těchto rozměrů jsem provedl kontrolu vůči maximálnímu kinematickému obrysu v příčných řezech.

Snažil jsem se co nejvíce využít maximální šířku vozidla. Pokud bych předpokládal použití prizmatické části v celé délce vozidla, tj. 28 750 mm. Pak by maximální šířka vozidla mohla být pouze 2 597 mm, což je příliš málo na uspořádání 4 sedadel napříč vozem.

Použití pouze 3 sedadel na šířku vozu by zneefektivnilo obsaditelnost celé jednotky. A místo zamýšlených 464 sedadel by bylo možné mít pouze okolo 360 sedadel. Proto je zvolen kompromis, při kterém je maximální šířka ve středu vozidla 2 820 mm a prizmatická část dosahuje až do části, kam to dovoluje kinematický obrys pro konstrukci. Směrem od středu vozidla k otočnému čepu se maximální kinematický obrys pouze rozšiřuje, tudíž pokud vnější rozměry budou stejné a projdou kontrolou ve středu vozidla, pak projdou kontrolou ve všech dalších příčných řezech. Složitější situace nastává na představku vozidla, kde se směrem od otočného čepu rozměry maximálního obrysu pro konstrukci snižují.

Za zlomový bod jsem si zvolil odlehlost na představku 2 800 mm od osy podvozku. Až do tohoto místa uvažuji prizmatický tvar skříně vozidla. A pokud vůz projde kontrolou v tomto místě, pak ve všech řezech od otočného čepu až do zmíněné odlehlosti 2 800 mm budou rozměry menší než maximální kinematický obrys³. Ve vyšších odlehlostech od otočného čepu se skříň zužuje, a proto provedu kontrolu kinematického obrysu v odlehlosti 3 700 mm a na čele vozidla, tj. v odlehlosti 4 625 mm. V místech s vyšší odlehlostí, kde se skříň zužuje, se již nenachází žádná sedadla, tudíž je možné uspořádání 2 + 2 napříč jednotkou po celé délce umístění sedadel. V místech s celkovou nižší šířkou předpokládám umístění nástupní chodby a toalet. Čelní vozy mají stejnou délku a vnější velikost vždy stejných nebo menších rozměrů, tudíž kontrola vloženého vozu na maximální kinematický obrys postačuje pro kontrolu zhodnocení rozměrů celé jednotky.

³ Je možné, že pokud by se vnější rozměry vozidla kontrolovaly podle dynamického obrysu, tak by se dalo použít prizmatické skříně větší šířky v celé délce vozidla a skříň by byla jednodušší na výrobu. Pro výpočet dynamického obrysu je nutné znát velmi podrobný konstrukční a výpočtový model skříně a podvozků. Do takovýchto detailů v rámci řešení této diplomové práce nebylo možné dospět, a proto jsem pracoval pouze s kinematickým obrysem.

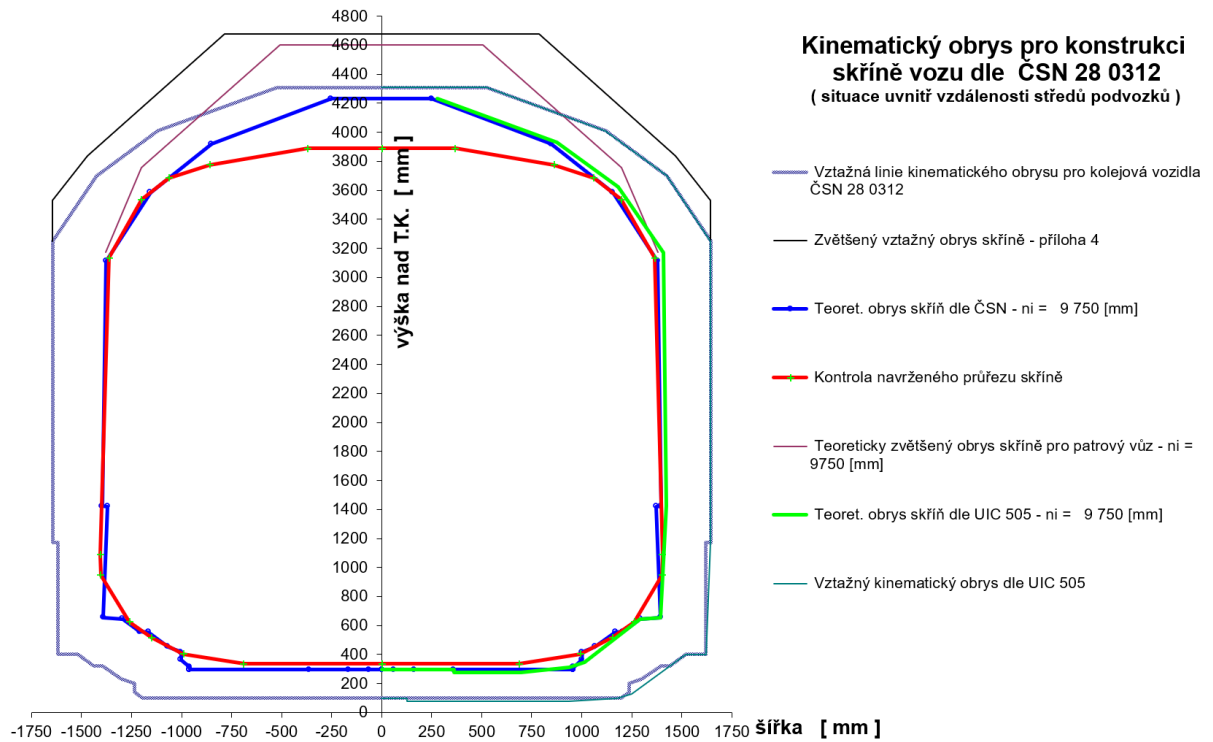


Celková maximální šířka se od podlahy vozu snižuje se stoupající výškou nad rovinou temene kolejnice. Tudíž je výhodné použít vyšší šířku v dolní části vozu a postupně skříň zužovat. V horní části skříně není nutné mít šířku nutnou pro uspořádání sedadel 2 + 2 napříč vozidlem. Zvolil jsem úhel zúžení 3°, který téměř kopíruje úhel, se kterým se zužuje maximální dovolený kinematický obrys. Tato konstrukční nerovnoměrnost je výhodná i z estetického hlediska. Na představcích dále dochází k omezení výšky dolní hrany skříně vlivem maximálního kinematického rozměru pro konstrukci, proto je vzdálenost spodní hrany skříně od roviny temene kolejnice na představku mírně proměnná. Takové řešení je výhodné z důvodu vyššího využití objemu skříně vozidla, nevýhodou je však zvýšený aerodynamický odpor při jízdě. Předpokládám, že toto zvýšení nebude příliš významné.

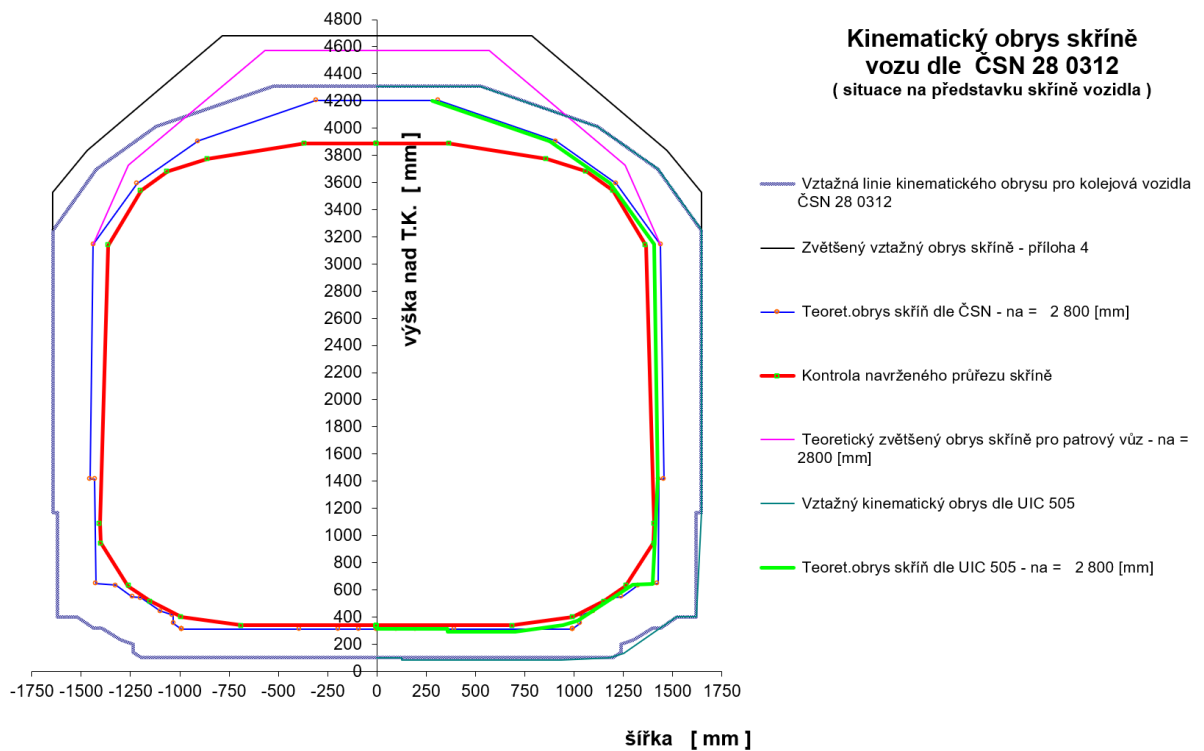
Následující obrázky znázorňují zadání a výsledky z programu pro výpočet obrysu.

Vstupní data výpočtu				Kontrola navrženého průřezu skříně vozidla	
Délka vozové skříně	$L_s =$	28,750	[m]		
Vzdálenost otočných čepů	$a =$	19,500	[m]	výška nad TK.	šířka skříně
Rozvor podvozku	$p =$	2,500	[m]	h [mm]	$2.b_{sk}$ [mm]
				338	0
Rozchod koleje $e_{Kolmax} = 1,465$ m	$e_{Kolmax} =$	1,465	[m]	338	0
Rozchod dvojkolí $e_{Dv max. opotř.} = 1,41$ m	$e_{Dv opotř.} =$	1,410	[m]	338	0
Příčná vůle ve vedení dvojkolí	$q =$	0,003	[m]	338	0
Příčná vůle podvozek - skříň	$w_p =$	0,058	[m]	338	0
Vnější příčná vůle podvozek - skříň v oblouku $R_o = 250$ m	$w_{a250} =$	0,0450	[m]	338	0
Vnitřní příčná vůle podvozek - skříň v oblouku $R_o = 250$ m	$w_{i250} =$	0,035	[m]	338	0
Vnější příčná vůle podvozek - skříň v oblouku $R_o = 150$ m	$w_{a150} =$	0,0250	[m]	338	0
Vnitřní příčná vůle podvozek - skříň v oblouku $R_o = 150$ m	$w_{i150} =$	0,015	[m]	338	1380
Výška pólu náklonu vozové skříně nad rovinou T.K.	$h_c =$	0,600	[m]	401	1985
Součinitel náklonu vozové skříně	$s =$	0,250	[-]	517	2303
Úhel náklonu vozové skříně	$\eta =$	1,000	[°]	626	2523
Vzdálenost vnějšího řezu od roviny otočného čepu podvozku	$n_a =$	2,800	[m]	946	2805
Vzdálenost vnitřního řezu od roviny otočného čepu podvozku	$n_i =$	9,750	[m]	1088	2812
Příčná vzdálenost středů pružin druhotného vypružení	$2w_2 =$	2,000	[m]	3134	2729
Stlačení pružin druhotného vypružení na narážku	$s_{Z(-)} =$	0,058	[m]	3540	2395
Stlačení pružin prvotního vypružení na narážku	$p_{Z(-)} =$	0,050	[m]	3683	2126
Odlehčovací zdvih pružin sekundárního vypružení na narážku	$s_{Z(+)} =$	0,040	[m]	3773	1720
Odlehčovací zdvih pružin primárního vypružení na narážku	$p_{Z(+)} =$	0,039	[m]	3888	735
Tolerance výškového stavění vozové skříně kompenzující ojetí kol	$\Delta h_{rK} =$	0,015	[m]	3888	0
Opotřebení kola dvojkolí (vztahené na poloměr kola)	$\Delta r_K =$	0,015	[m]	Autor programu :	
Minimální poloměr vydutého zaoblení lomu sklonu koleje -sedla	$R_{v1} =$	500	[m]	Ing. Josef KOLÁŘ, CSc.	
Min. poloměr vypuklého zaoblení lomu sklonu koleje - vrcholu	$R_{v2} =$	500	[m]	C 2005	

Obrázek 32 - Zadání parametrů do programu - situace ve středu $n_i = 9,75$ m a na představku $n_a = 2,8$ m



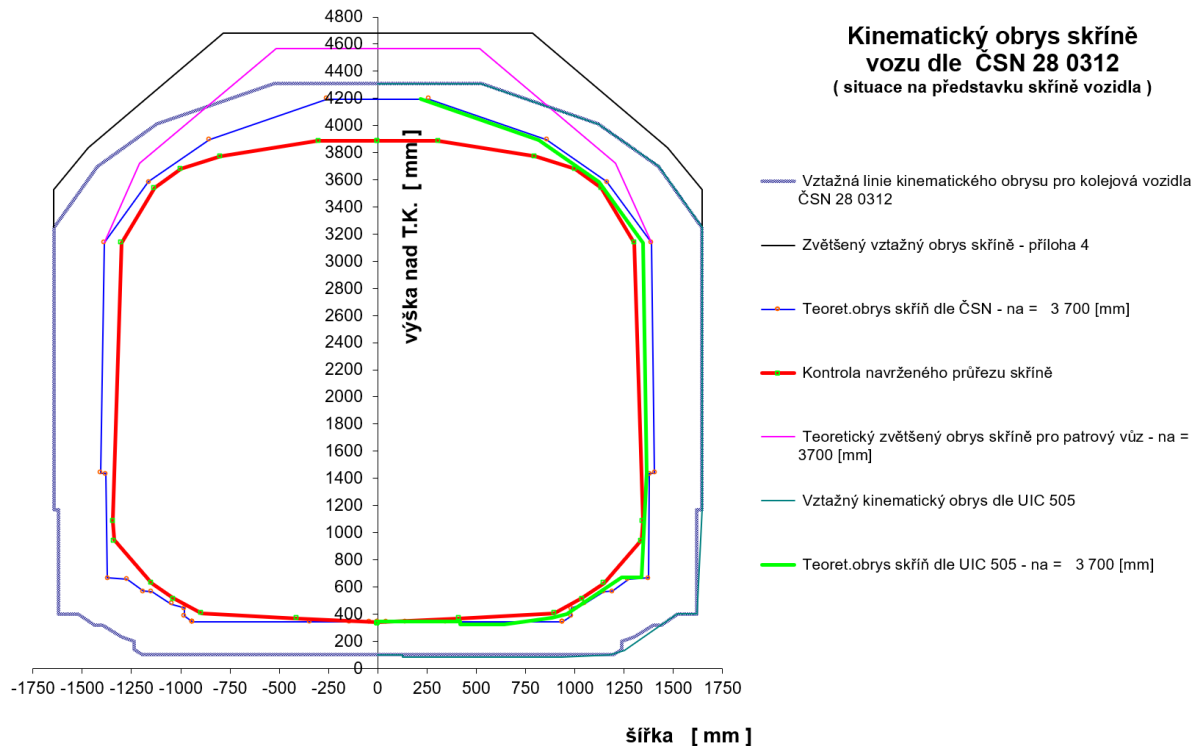
Obrázek 33 - Výsledný obrys ve středu vozidla



Obrázek 34 - Výsledný obrys na představku $n_a = 2,8$ m

Vstupní data výpočtu				Kontrola navrženého průřezu skříně vozidla	
Délka vozové skříně	$L_s =$	28,750	[m]	výška nad TK. h [mm]	šířka skříně $2.b_{sk}$ [mm]
Vzdálenost otočných čepů	$a =$	19,500	[m]		
Rozvor podvozku	$p =$	2,500	[m]		
Rozchod koleje $e_{Kolmax} = 1,465$ m	$e_{Kolmax} =$	1,465	[m]	338	0
Rozchod dvojkolí $e_{Dv max. opotř.} = 1,41$ m	$e_{Dv opotř.} =$	1,410	[m]	338	0
Příčná vůle ve vedení dvojkolí	$q =$	0,003	[m]	338	0
Příčná vůle podvozek - skříně	$w_p =$	0,058	[m]	338	0
Vnější příčná vůle podvozek - skříně v oblouku $R_o = 250$ m	$w_{a250} =$	0,0450	[m]	338	0
Vnitřní příčná vůle podvozek - skříně v oblouku $R_o = 250$ m	$w_{i250} =$	0,035	[m]	338	0
Vnější příčná vůle podvozek - skříně v oblouku $R_o = 150$ m	$w_{a150} =$	0,0250	[m]	338	0
Vnitřní příčná vůle podvozek - skříně v oblouku $R_o = 150$ m	$w_{i150} =$	0,015	[m]	369	827
Výška pólu náklonění vozové skříně nad rovinou T.K.	$h_c =$	0,600	[m]	407	1790
Součinitel náklonu vozové skříně	$s =$	0,250	[-]	517	2076
Úhel náklonu vozové skříně	$\eta =$	1,000	[°]	626	2296
Vzdálenost vnějšího řezu od roviny otočného čepu podvozku	$n_a =$	3,700	[m]	946	2678
Vzdálenost vnitřního řezu od roviny otočného čepu podvozku	$n_i =$	9,750	[m]	1088	2693
Příčná vzdálenost středů pružin druhotného vypružení	$2w_2 =$	2,000	[m]	3134	2602
Stlačení pružin druhotného vypružení na narážku	$s_{Z(-)} =$	0,058	[m]	3540	2268
Stlačení pružin prvotního vypružení na narážku	$p_{Z(-)} =$	0,050	[m]	3683	1999
Odlehčovací zdvih pružin sekundárního vypružení na narážku	$s_{Z(+)} =$	0,040	[m]	3773	1593
Odlehčovací zdvih pružin primárního vypružení na narážku	$p_{Z(+)} =$	0,039	[m]	3888	608
Tolerance výškového stavění vozové skříně kompenzující ojetí kol	$\Delta h_{r_k} =$	0,015	[m]	3888	0
Opotřebenění kola dvojkolí (vztážené na poloměr kola)	$\Delta r_k =$	0,015	[m]	Autor programu :	
Minimální poloměr vydatého zaoblení lomu sklonu koleje -seda	$R_{v1} =$	500	[m]	Ing. Josef KOLÁŘ, CSc.	
Min. poloměr vypuklého zaoblení lomu sklonu koleje - vrcholu	$R_{v2} =$	500	[m]	C 2005	

Obrázek 35 - Zadání parametrů do programu - situace na představku $n_a = 3,7$ m

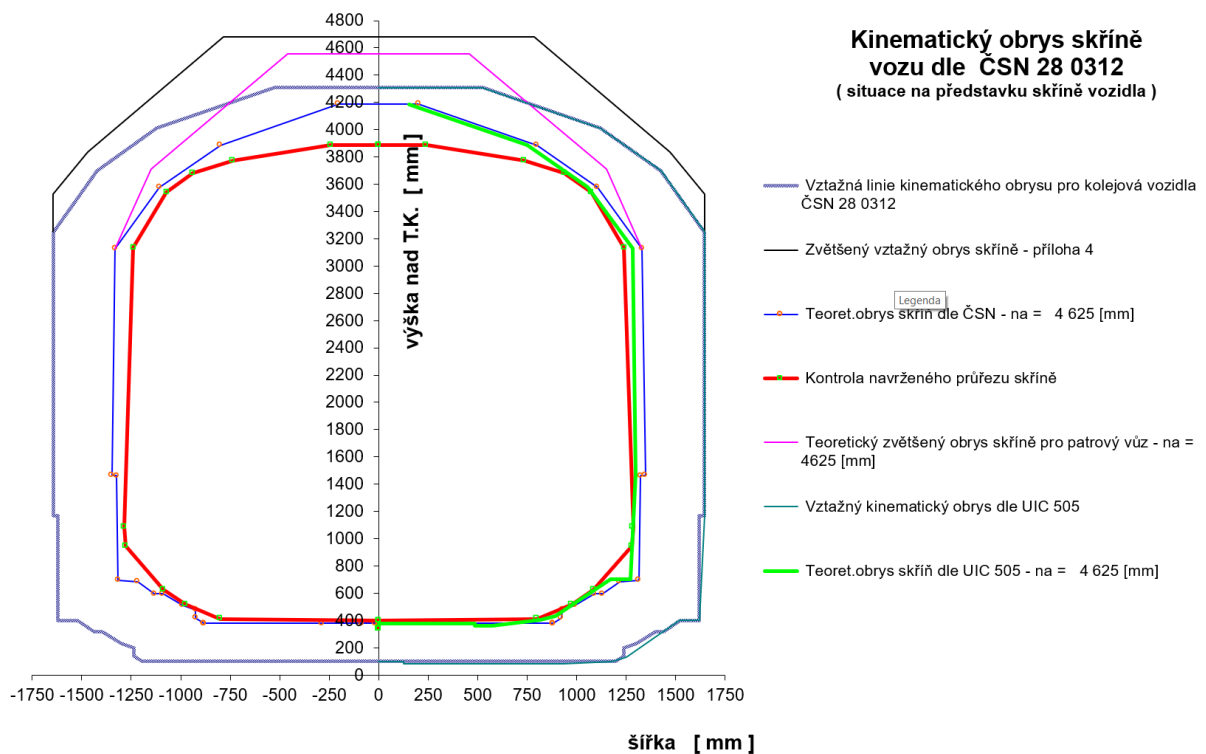


Obrázek 36 - Výsledný obrys na představku $n_a = 3,7$ m



Vstupní data výpočtu				Kontrola navrženého průřezu skříně vozidla	
Délka vozové skříně	$L_s =$	28,750	[m]	výška nad TK.	Šířka skříně
Vzdálenost otočných čepů	$a =$	19,500	[m]	h [mm]	$2 \cdot b_{sk}$ [mm]
Rozvor podvozku	$p =$	2,500	[m]	338	0
Rozchod koleje $e_{Kolmax} = 1,465$ m	$e_{Kolmax} =$	1,465	[m]	338	0
Rozchod dvojkolí $e_{Dv max. opotř.} = 1,41$ m	$e_{Dv opotř.} =$	1,410	[m]	338	0
Příčná vůle ve vedení dvojkolí	$q =$	0,003	[m]	338	0
Příčná vůle podvozek - skříně	$w_p =$	0,058	[m]	338	0
Vnější příčná vůle podvozek - skříně v oblouku $R_o = 250$ m	$w_{a250} =$	0,0450	[m]	338	0
Vnitřní příčná vůle podvozek - skříně v oblouku $R_o = 250$ m	$w_{i250} =$	0,035	[m]	338	0
Vnější příčná vůle podvozek - skříně v oblouku $R_o = 150$ m	$w_{a150} =$	0,0250	[m]	338	0
Vnitřní příčná vůle podvozek - skříně v oblouku $R_o = 150$ m	$w_{i150} =$	0,015	[m]	400	0
Výška pólu náklonění vozové skříně nad rovinou T.K.	$h_c =$	0,600	[m]	410	1600
Součinitel náklonu vozové skříně	$s =$	0,250	[-]	517	1953
Úhel náklonu vozové skříně	$\eta =$	1,000	[°]	626	2173
Vzdálenost vnějšího řezu od roviny otočného čepu podvozku	$n_a =$	4,625	[m]	946	2555
Vzdálenost vnitřního řezu od roviny otočného čepu podvozku	$n_i =$	9,750	[m]	1088	2570
Příčná vzdálenost středů pružin druhotného vypružení	$2w_2 =$	2,000	[m]	3134	2479
Sřažení pružin druhotného vypružení na narážku	$s_{Z(-)} =$	0,058	[m]	3540	2145
Sřažení pružin prvotního vypružení na narážku	$p_{Z(-)} =$	0,050	[m]	3683	1876
Odlehčovací zdvih pružin sekundárního vypružení na narážku	$s_{Z(+)} =$	0,040	[m]	3773	1470
Odlehčovací zdvih pružin primárního vypružení na narážku	$p_{Z(+)} =$	0,039	[m]	3888	485
Tolerance výškového stavění vozové skříně kompenzující ojetí kol	$\Delta hr_k =$	0,015	[m]	3888	0
Opotřebenění kola dvojkolí (vztažené na poloměr kola)	$\Delta r_k =$	0,015	[m]	Autor programu :	
Minimální poloměr vydatého zaoblení lomu sklonu koleje -sedla	$R_{v1} =$	500	[m]	Ing. Josef KOLÁŘ, CSc.	
Min. poloměr vypuklého zaoblení lomu sklonu koleje - vrcholu	$R_{v2} =$	500	[m]	© 2005	

Obrázek 37 - Zadání parametrů do programu - situace na představku $n_a = 4,625$ m



Obrázek 38 - Výsledný obrys na představku $n_a = 4,625$ m



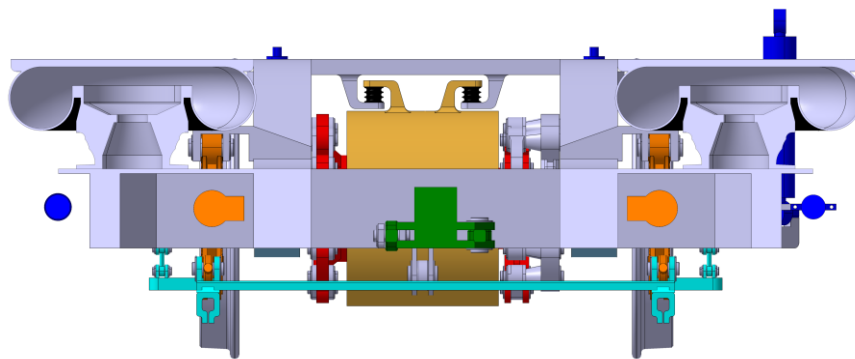
Z výše uvedených obrázků je patrné, že mnou navržená obrysová linie vnějšího rozměru na obrázcích červenou barvou nikde nepřechází linii maximálního kinematického obrysu pro konstrukci dle UIC 505. Na obrázcích je linie maximálního kinematického obrysu znázorněna zelenou čarou. Mnou navržený obrys vozidla tedy považuji za úspěšný.

7 Hmotnostní bilance

Je důležité dodržet požadavek statického zatížení z normy. V případě čtyřnápravového vozu, který je součástí jednotky se nepožaduje shodné zatížení podvozků. Pouze zatížení každé nápravy nesmí překročit 17 tun. Čehož by šlo dosáhnout vhodným rozložením trakční výzbroje. Nicméně v rámci jednoho podvozku, musí být rozdíl v zatížení jednotlivých náprav maximálně do 2 % z celkového zatížení podvozku.

$$\frac{|A_{Pi} - A_{Zi}|}{A_{Pi} + A_{Zi}} \leq 0,02$$

V mém návrhu uvažuji v celé jednotce symetrické dvounápravové podvozky a použití dvou vzduchových pružin sekundárního vypružení uložených na nouzových pružinách, které jsou umístěné v ose podvozku. Z tohoto předpokladu vyplývá stejné statické zatížení na každou nápravu při jakémkoliv zatížení.



Obrázek 39 - Řez středem podvozku

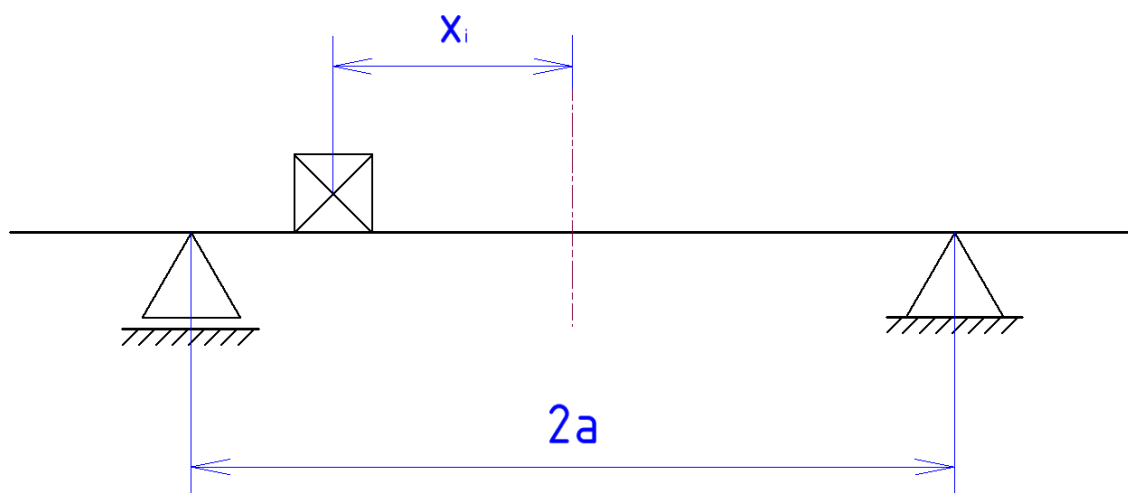
Dále norma hovoří o rozdílném statickém zatížení levého a pravého kola. Tomuto požadavku je nutno věnovat pozornost. Pro hnací vozidla platí, že rozdíl zatížení levého a pravého kola by neměl být vyšší než 5 % z celkového zatížení nápravy. To bude platit v případě, že zatížení levé a pravé strany celého vozu bude také do 5 %. Vyšší hodnota by byla dovolena pouze v případě, že pak je dostatečně prokázána bezpečnost proti vykolejení. Pokud je zatížení levé a pravé strany vozu do 5 % z celkového zatížení, je situace jednodušší. Nicméně z hlediska bezpečnosti vyšší hodnota není nepřekonatelnou překážkou.

Mírně nesymetrickým rozložením prvků elektrické výzbroje, pomocných pohonů, WC jednotek, nádrží na vodu atd. vůči podélné ose vozu jsem se pokusil dostat s hodnotou rozdílu zatížení pod 4 % z celkové hmotnosti. Zbylé 1 % jsem ponechal na pokrytí výrobních nepřesností.

Pro vozy určené k osobní přepravě se zkouší vozy výhradně v prázdném stavu a při splnění požadavku pro prázdný vůz se předpokládá dostatečná platnost zkoušky i pro plně obsazený vůz. Při hmotnostní analýze provedu výpočet pro prázdný vůz a pro zajímavost i pro vůz v plně zatíženém stavu.

$$\frac{|Q_{Ai} - Q_{Bi}|}{Q_{Ai} + Q_{Bi}} \leq 0,04$$

Vozy číslo 1, 2, 3, 6, 7 jsou stranově symetrické, tudíž statické zatížení levé a pravé strany bude stejné. U vozů číslo 4 a 5 provedu hmotnostní analýzu pro zajištění tohoto požadavku. Pro výpočet jsem použil vzorce z pružnosti a pevnosti. Na jednoduchý nosník na 2 podpěrách, který je na obou stranách převislý, působí osamělé síly vždy v zamýšleném těžišti, kde jsou jednotlivá zatížení umístěna. Vzorce vychází z momentové rovnováhy vytvořené v místě jednoho podepření. Z momentové rovnice je následně vyjádřena reakce v druhém podpěrném bodě. Analogicky lze odvodit druhý vzorec pouhým sestavením momentové rovnice k druhému podpěrnému bodu a vyjádřením reakce v místě prvního podpěrného bodu.

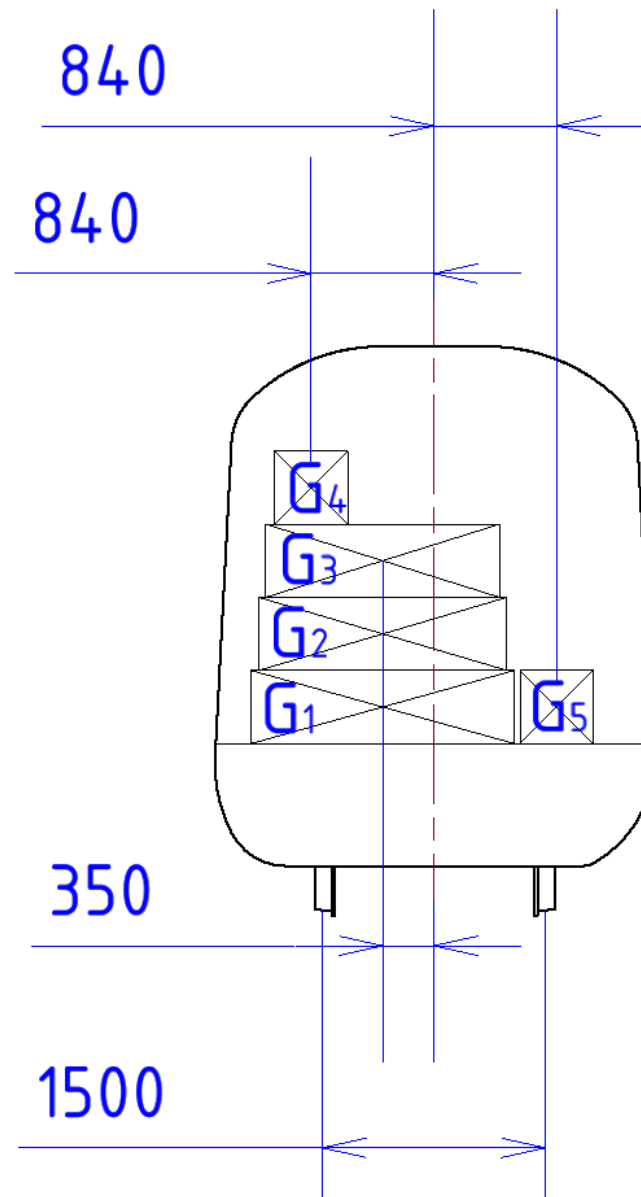


Obrázek 40 - Schéma nosníku

$$R_L = \frac{\sum_1^n G_i \cdot (x_i + a)}{2a}$$

$$R_P = \frac{\sum_1^n G_i \cdot (a - x_i)}{2a}$$

Kde G_i je velikost tíhové síly dílčího zatížení, x_i je vzdálenost od osy vozu, $2a$ je vzdálenost styčných kružnic. Tíhovou sílu vypočtu jako hmotnost dílčího zatížení násobenou tíhovým zrychlením. Následující obrázek zobrazuje uvolněný obrázek s dosazením konkrétních konstantních hodnot.



Obrázek 41 - Příklad zatížení jídelního vozu

$$G_i = m_i \cdot g$$

$$R_L = \frac{\sum_1^n G_i \cdot (x_i + 750)}{1500}$$

$$R_P = \frac{\sum_1^n G_i \cdot (750 - x_i)}{1500}$$



Nejprve provedu analýzu zatížení v jídelním voze, který je čtvrtý v pořadí. Hmotnost bistra jsem vypočetl při obsazení předpokládanými spotřebiči a surovinami. Při hmotnostní bilanci předpokládám, že skříň, interiér i pomocné pohony včetně klimatizace, centrálního zdroje napájení a dalších jsou uloženy tak, že mají těžiště v ose vozidla.

Označení	Název	hmotnost [kg]	tíha [N]	vzdálenost těžiště od osy x_i [mm]
G ₁	Bistro	2000	19620	350
G ₂	Služební oddíl	500	4905	350
G ₃	Oddíl pro matky s dětmi	800	7848	350
G ₄	Sedící cestující vlevo	1380	13538	840
G ₅	Sedící cestující vpravo	1380	13538	-840
G ₆	Skříň + pohony + interiér	39000	382590	0
G ₇	Zásobník na vodu	3000	29430	0

Tabulka 3 - Zatížení 4. vozu

Při zatížení prázdného vozu posuzuji stav bez cestujících a bez vody v zásobnících. Síla od sekundárně vypružených hmot pak působí 215 kN na levou stranu vozu a 199 kN na pravou stranu, což dělá odchylku 3,6 % z celkové hmotnosti vozu. Pro plný vůz platí, že zatížení levé strany dosahuje 243 kN a 228 kN pro pravou stranu vozu. Rozdíl v zatížení jednotlivých stran vozu je 3,2 %. Tím jsou požadavky na rozvážení skříň splněny.

V následující tabulce mám vypsané zatížení, které ovlivní celkové rozvážení na jednotlivé strany pro 5. vůz. Budu posuzovat zatížení levých a pravých kol prázdného vozu i zcela zaplněného vozu. Podobně jako v předchozím případě je zatížení v případě prázdného vozu od cestujících nulové.

Označení	Název	hmotnost [kg]	tíha [N]	vzdálenost těžiště od osy x_i [mm]
G ₁	WC ₁ bezbariérové	2000	19620	495
G ₂	WC ₂	1500	14715	-895
G ₃	Sedící cestující vlevo	2875	28204	820
G ₄	Sedící cestující vpravo	1725	16922	-1030
G ₅	Skříň + pohony + interiér	39000	382590	0

Tabulka 4 - Zatížení 5. vozu

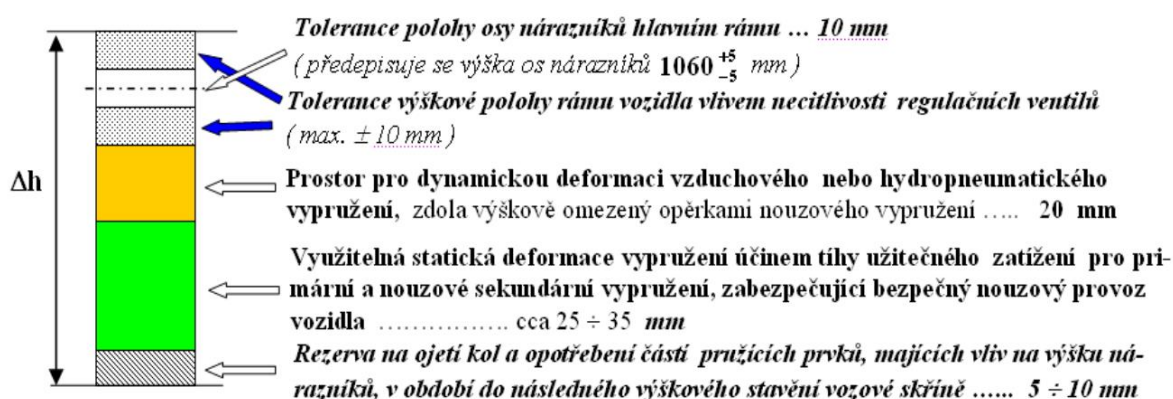
Pro prázdný vůz platí, že sekundárně vypružené zatížení levé strany je 206 kN a zatížení pravé strany je 211 kN. Rozdíl zatížení levé a pravé strany celého vozu dosahuje 1,1 %. Při plném obsazení je zatížení levé strany 232 kN a zatížení pravé strany 229 kN, z čehož plyne rozdíl zatížení 0,6 %. Jistou zajímavostí je, že pro prázdný stav vychází přitížená druhá strana vozu než pro plně obsazený stav, nicméně na splnění požadavků z normy to nemá vliv. Pro 5. vůz jsou tedy požadavky na rozvážení splněny.

8 Návrh svislého vypružení

Vypružení navrhované vysokorychlostní jednotky se skládá ze 2 základních podsestav. První součástí je primární vypružení, které vytváří reakční sílu při změně vzdálenosti mezi podvozkem a ložiskovými domky. Skládá se ze dvojice duplexních šroubovitých ocelových pružin umístěných na jednom ložiskovém domku, což činí celkem 8 vnitřních a 8 vnějších pružin na podvozek, tedy 32 pružin na vůz. Druhou součástí je sekundární vypružení umístěné mezi podvozek a skříň vozidla. Vypružení je zamýšlené pomocí vzduchových membránových pružnic. Nedílnou součástí vzduchového vypružení jsou nouzové pružiny, nahrazující pružící prvek v případě poruchy na pneumatické části vypružení a umožňující nouzové dojetí. Sekundární vypružení se tedy skládá ze sériové kombinace nouzové pružiny a vzduchové pružnice. Na každý podvozek připadají 2 tyto sestavy, takže jedna skříň vozidla je nesena 4 vzduchovými pružinami, z nichž každá sedí na nouzové pružině. V následujících odstavcích uvedu výpočet základních charakteristik vypružení. Tam, kde to je nezbytně nutné, je provedeno zaokrouhlení na stranu bezpečnosti. Pokud není uvedeno jinak, tak ve výpočtech každá tuhost reprezentuje tuhost na celý vůz neboli součet tuhostí všech pružících prvků v dané části vypružení.

8.1 Návrh tuhosti pružících prvků

Pro celkovou tuhost obou částí vypružení je limitujícím faktorem výška nárazníků, případně spřáhla. Aby mohla být spřažena dvě různě zatížená vozidla, je nutné dodržet tolerance polohy výšky spřahovacího ústrojí. Maximální výška spřahovacího ústrojí prázdného vozidla nesmí překročit 1 065 mm nad temenem kolejnice, minimální výška pro plně ložené vozidlo činí 980 mm nad rovinou temene kolejnice. Velikost statické deformace od tíhy užitečného zatížení je při použití vzduchových pružnic velmi omezena. Její hodnota činí 25 - 35 mm, viz obrázek níže. Při výpočtu jsem se držel konzervativnější hodnoty 25 mm.



Obrázek 42 - Analýza výšky nárazníků pro vozidlo s pneumatickým vypružením [50]



Celková minimální tuhost vypružení je vypočtena z maximální svislé deformace od tíhy užitečného zatížení a maximální dovolené hodnoty změny výšky spřahovacího ústrojí. Velikost užitečného zatížení vloženého vozu je dána obsaditelností 88 sedících cestujících. Maximální průměrná hmotnost cestujícího činí 80 kg a hmotnost jeho zavazadel 20 kg. Přeprava stojících cestujících není přípustná.

$$\Delta m_{už} = 88 \cdot (80 + 20) = 8\,800 \text{ kg}$$
$$k_{celk} = \frac{\Delta m_{už} \cdot g}{\Delta z} = \frac{8\,800 \cdot 9,81}{25} = 3\,450 \frac{N}{mm}$$

Dále je nutno navrhnout optimální rozložení tuhosti mezi primární a sekundární vypružení. Nouzová pružina sekundárního vypružení má zpravidla vysokou tuhost, protože za běžných provozních podmínek bude většina velikosti statické deformace ze sekundárního vypružení tvořena deformací vzduchové pružnice. Dle předpokládaného použití nouzové pružnice Contitech katalogové č. 103887. Volím tuhost nouzových pružin pro celý vůz $k_{2n} = 17\,200 \frac{N}{mm}$. Tuhost vzduchové pružnice sekundárního vypružení vypočítám použitím empirického vzorce pro vlastní frekvenci jednohmotové soustavy vycházející 0,95 Hz. Tento postup zpravidla vede na vhodné vlastní frekvence celé soustavy.

$$k_{2vz} = (2 \cdot \pi \cdot f)^2 \cdot (m_2 + \Delta m_{už}) = 1\,750 \frac{N}{mm}$$

Celková tuhost sekundárního vypružení se vypočte jako sériová kombinace 2 pružin.

$$\frac{1}{k_2} = \frac{1}{k_{2n}} + \frac{1}{k_{2vz}}$$
$$k_2 = \frac{1}{\frac{1}{k_{2n}} + \frac{1}{k_{2vz}}} = \frac{1}{\frac{1}{17\,200} + \frac{1}{1\,750}} = 1\,590 \frac{N}{mm}$$

Tuhost primárního vypružení mohu dopočítat z celkové minimální tuhosti vypružení dané výškovou tolerancí spřahovacího ústrojí a známé tuhosti nouzového sekundární vypružení pro režim, kdy vzduchové pružnice nejsou v činnosti.

$$\frac{1}{k_1} = \frac{1}{k_{celk}} - \frac{1}{k_{2n}}$$
$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{k_{celk}} - \frac{1}{k_{2n}}} = \frac{1}{\frac{1}{3\,450} - \frac{1}{17\,200}} = 4\,320 \frac{N}{mm}$$



V případě provozu za běžných podmínek, kdy jsou vzduchové pružnice v činnosti bez poruchy, je vertikální změna polohy spřahovacího ústrojí vlivem užitečného zatížení řízena množstvím vzduchu dodaného vhodnou regulací do vzduchových pružnic. Proto může být tuhost vzduchových pružnic nižší, než je celková minimální tuhost.

Při konstrukci jsem narazil na problém, že nelze navrhnout pružinu poměrně malého středního průměru okolo 120 mm s dostatečnou únosností, nízkou tuhostí a výšce pod prázdným vozidlem okolo 330 mm. Pružinu většího středního průměru nelze použít z důvodu zástavby vnitřního rámu. Tento nedostatek by šel vyřešit použitím 3 nebo 4 soustav duplexních pružnic na jeden ložiskový domek, nicméně jsem se chtěl držet klasičtější koncepce, a tak z důvodu zástavbových rozměrů a kontroly pružin na vybočení a únavu volím primární vypružení s celkovou vyšší tuhostí. Výpočet těchto pružin je v kapitole č. 8.3.2. Celková vypočtená tuhost primárního vypružení činí 8 800 N/mm. Výsledná tuhost vypružení při vzduchových pružnicích mimo provoz činí tedy:

$$\frac{1}{k_{celk}} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_{2n}}$$
$$k_{celk} = \frac{1}{\frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_{2n}}} = \frac{1}{\frac{1}{8\,800} + \frac{1}{17\,200}} = 5\,820 \frac{N}{mm}$$

Statická deformace vypružení účinkem tíhy užitečného zatížení pro primární a nouzové sekundární vypružení bude dosahovat:

$$\Delta Z = \frac{\Delta m_{už} \cdot g}{k_{celk}} = \frac{8\,800 \cdot 9,81}{5\,820} = 14,8 \text{ mm}$$

8.2 Výpočet vlastních frekvencí soustavy

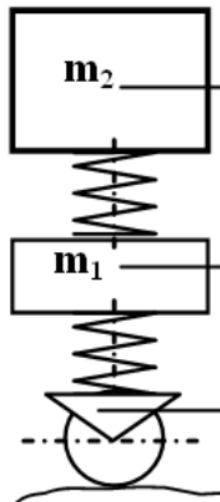
Při návrhu vypružení železničního vozidla pro osobní přepravu je snaha naladit vlastní frekvence výpočtem pro náhradní soustavu. Tento výpočet provedu za předpokladu běžného provozu vozidla, to znamená vzduchové pružnice v činnosti a výsledná tuhost sekundárního vypružení spočívá v sériové kombinaci nouzové pružiny a vzduchové pružnice.

Při zjednodušení soustavy na dvouhmotový model platí, že první vlastní frekvence, která reprezentuje souběžné kmity primárně a sekundárně vypružených hmot, je z hlediska dlouhodobého působení na člověka vhodná okolo hodnoty 1,1 - 1,4 Hz. Takováto frekvence odpovídá frekvenci houpání lidského těla při chůzi rychlostí 4 - 5 km/h.

Druhá vlastní frekvence, reprezentující protiběžné kmity primárně a sekundárně vypružených hmot, je důležitá zejména z důvodu možné kolize s ohybovými kmity skříně vozidla. Vlastní frekvence ohybových kmitů skříně vozidla většinou nastává při 6,5 - 7,5 Hz. Při kontrole návrhu tuhosti vypružení je nezbytné vyhnout se možné rezonanci s vlastními kmity soustavy a z toho

plynouceho nebezpečí velkých amplitud ohybu a nepřipustných poruch způsobených únavou materiálu.

Nejprve provedu výpočet, zdali lze soustavu aproximovat dvoumotovým modelem dle obrázku níže.



Obrázek 43 - Model dvoumotové soustavy [50]

Pro výpočet rozdělím celkovou hmotnost na $m_{n\acute{a}h}$ a m_p a dle velikosti m_p lze usoudit, zdali lze náhradu vůbec použít pro reprezentativní výsledky. Takovou náhradu lze s dostatečnou přesností použít, pokud podíl m_p/m_2 dosahuje maximálně 10 %. Velikost hmotnosti m_p vyšla celkem 10,32 tun. Při porovnání s celkovou hmotností skříně o velikosti 39 tun vychází podíl m_p/m_2 26 %. Pokud chci dosáhnout přesnějšího výsledku, musím použít model s více stupni volnosti viz níže. Pro dvoumotový náhradní model platí výpočet vlastních frekvencí:

$$f_{1,2} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{k_2}{2 \cdot m_2} + \frac{k_1 + k_2}{2 \cdot m_1} \mp \sqrt{\left(\frac{k_2}{2 \cdot m_2} + \frac{k_1 + k_2}{2 \cdot m_1}\right)^2 - \frac{k_1 \cdot k_2}{m_1 \cdot m_2}}}$$

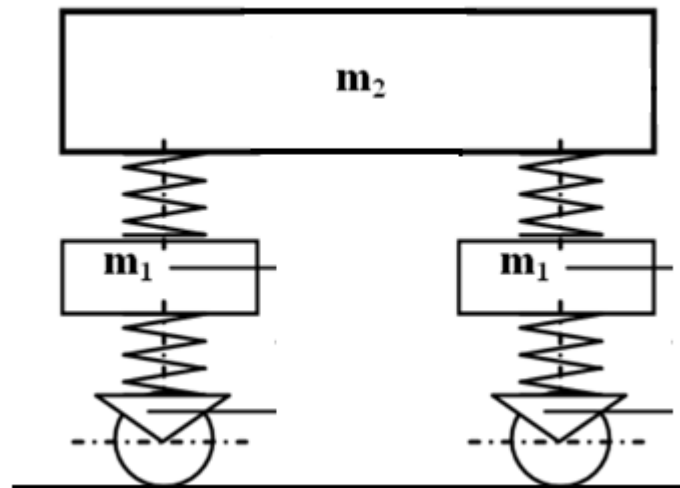
vlastní frekvence	1.	2.
prázdného vozu	0,93 Hz	4,21 Hz
plně zatíženého vozu	0,84 Hz	3,20 Hz

Tabulka 5 - Vlastní frekvence dvoumotové soustavy při vzduchovém vypružení v provozu

vlastní frekvence	1.	2.
prázdného vozu	1,78 Hz	7,20 Hz
plně zatíženého vozu	1,64 Hz	7,09 Hz

Tabulka 6 - Vlastní frekvence dvoumotové soustavy při vzduchovém vypružení mimo provoz

Jelikož podíl m_p/m_2 vyšel celkem 26 %, nemusí být výsledky dostatečně vypovídající. Spočítám tedy vlastní frekvence ještě pomocí modelu se čtyřmi stupni volnosti.



Obrázek 44 - Model vozidla se 4 stupni volnosti

Pro výpočet jsem použil výpočtový program Matlab. Do programu jsem přepsal celkem 4 rovnice uvolněného modelu do kterých jsem dosadil hodnoty tuhostí a hmotnosti. Vlastní frekvence soustavy jsem vypočítal pro prázdný i plně obsazený vůz a dále pro běžný provoz na vzduchových pružnicích, a i pro provoz pouze s nouzovou pružinou sekundárního vypružení. Vypočtené vlastní frekvence jsem ověřil pomocí modelu se 4° volnosti v programu Simpack.

$$f_i = \frac{\Omega_i}{2 \cdot \pi}$$

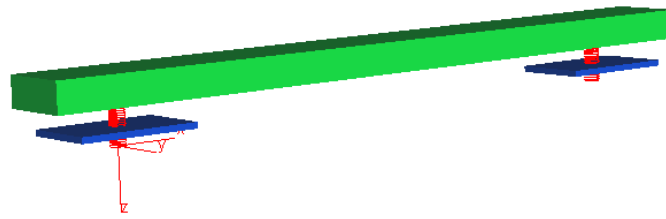
Kde Ω_i^2 jsou vlastní čísla charakteristického polynomu soustavy.

vlastní frekvence	1.	2.	3.	4.
prázdného vozu	0,93 Hz	1,09 Hz	4,21 Hz	4,22 Hz
plně zatíženého vozu	0,84 Hz	0,98 Hz	4,20 Hz	4,21 Hz

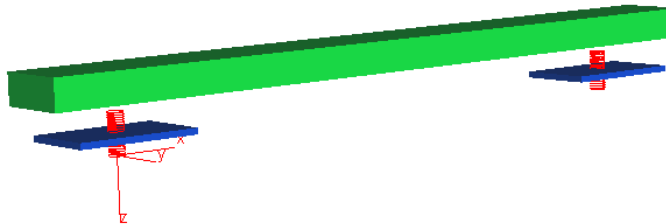
Tabulka 7 - Vlastní frekvence soustavy se 4° volnosti při vzduchovém vypružení v provozu

vlastní frekvence	1.	2.	3.	4.
prázdného vozu	1,78 Hz	2,03 Hz	7,20 Hz	7,51 Hz
plně zatíženého vozu	1,64 Hz	1,87 Hz	7,09 Hz	7,27 Hz

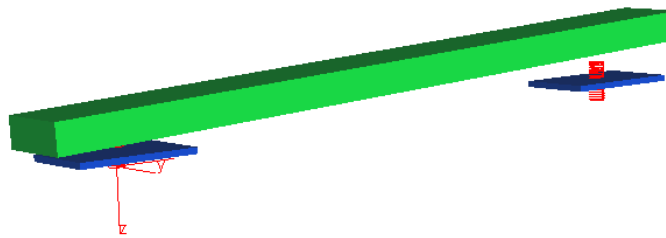
Tabulka 8 - Vlastní frekvence soustavy se 4° volnosti při vzduchovém vypružení mimo provoz



Obrázek 45 - Nezatížený stav



Obrázek 46 - 1. vlastní tvar kmitu - souběžné houpání



Obrázek 47 - 2. vlastní tvar kmitu - souběžné kývání



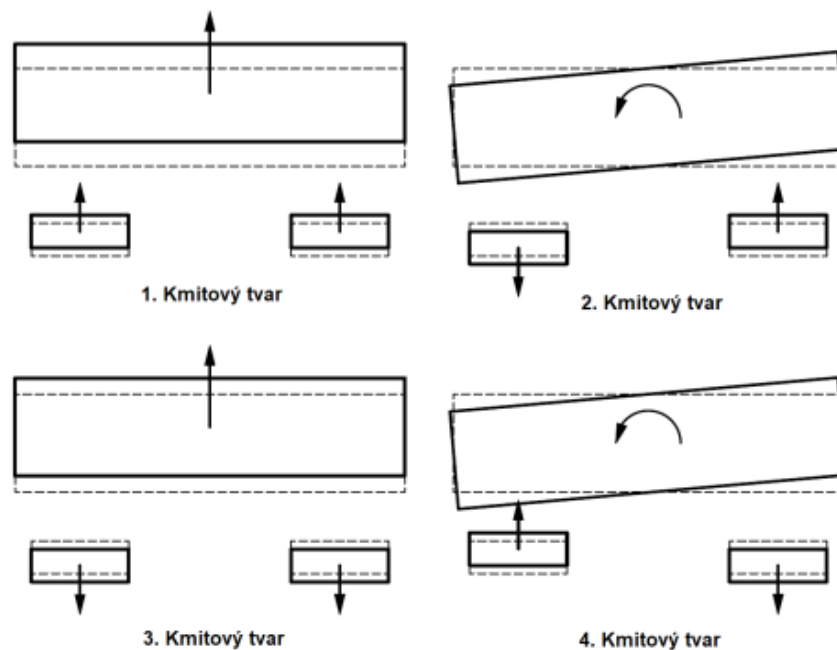
Obrázek 48 - 3. vlastní tvar kmitu - protiběžné houpání



Obrázek 49 - 4. vlastní tvar kmitu - protiběžné kývání

Model má celkem 4 vlastní frekvence. A jelikož jsou vždy dvě a dvě hodnotami blízko sebe, platí pro ně stejná kritéria jako pro vlastní frekvence modelu s pouze dvěma stupni volnosti. Jednotlivé tvary vlastních kmitů odpovídající jednotlivým vlastním frekvencím jsou zobrazeny na obrázcích na předchozí straně.

Pro vyšší přehlednost ukazuje následující obrázek bokorys vozidla při jednotlivých tvarech kmitu. Čárkovanou čarou je zobrazena poloha v klidovém stavu. Plnou čarou je zobrazen stav při výchylce. Každý vlastní tvar kmitu odpovídá jedné vlastní frekvenci kmitání. A kmitání pouze tímto tvarem s odpovídající vlastní frekvencí může nastat pouze při vychýlení z rovnovážné polohy v konkrétním poměru amplitud. Při obecném vychýlení nastává kmitání všemi vlastními frekvencemi. Pořadí tvarů kmitů odpovídá vzestupně číselným hodnotám vlastních frekvencí. První vlastní tvar kmitu reprezentuje souběžné houpání. V tomto tvaru má výchylka skříně stejný směr jako obě výchylky podvozků. Druhý vlastní tvar představuje souběžné kývání. Skříň se naklápí podle příčné osy vozu a každý podvozek se houpe stejným směrem jako skříň na dané části vozu. Třetí vlastní tvar kmitu odpovídá protiběžnému houpání, ve kterém má výchylka celé skříně opačný směr výchylky než oba podvozky, avšak s menší amplitudou než v případě první vlastní frekvence. Jako poslední pro model se 4° volnosti zbývá čtvrtý vlastní tvar kmitu. Ten znázorňuje protiběžné kývání. Podobně jako ve druhém vlastním tvaru kmitu se skříň kýve podle příčné osy, avšak při čtvrtém vlastním kmitu mají podvozky opačný směr amplitudy pohybu, než je výchylka skříně na dané části vozidla.



Obrázek 50 - Kmitové tvary



Při výpočtu vlastních frekvencí za použití vstupních údajů vypočítaných výše dojdou k poměrně nízkým vlastním frekvencím viz tabulky výše. Tyto hodnoty jsou způsobeny nízkou tuhostí sekundárního vypružení. Ve skutečnosti budou vlastní frekvence ještě o trochu nižší vlivem tlumičů, které jsem ve svých zjednodušených modelech zanedbal. Na rozdíl od šroubových pružin tuhost vzduchového vypružení významně záleží na rychlosti zatěžování. Navržená tuhost a z toho plynoucí vlastní frekvence odpovídají velmi pomalému statickému zatěžování. Tento stav zatěžování ale není při běžném provozu dominující. Vzduchová pružnice se při rychlejší zatěžování chová jako tužší, a proto výsledné provozní vlastní frekvence vyjdou vyšší. Vypočtená první a druhá vlastní frekvence okolo 0,9 Hz a 1 Hz odpovídající pomalému zatěžování vede na příznivé vlastní frekvence v pásmu 1,1 - 1,4 Hz, odpovídající dynamickému zatěžování při běžném provozu.

Vlastní frekvence při provozu na nouzovém sekundárním vypružení vychází vyšší, nicméně se jedná o mimořádný stav a po vozidlu se vyžaduje pouze nouzový dojezd, po kterém následuje oprava.

Hodnoty vyšších vlastních frekvencí se při provozu na nouzovém vypružení mohou nacházet nebezpečně blízko běžným frekvencím ohybových kmitů skříně vozidla. Při návrhu je nutné být ostražitý, případně tuhosti upravit tak, abychom se frekvencím ohybových kmitů vyhnuli ve všech provozních stavech. Počítání vlastních ohybových kmitů skříně není zadáním této diplomové práce. Proto považuji návrh vypružení za úspěšný.

8.3 Konstrukční návrh

8.3.1 Sekundární vzduchové pružnice

Jak již bylo dříve naznačeno, sekundární vypružení vozidla je za běžného provozu tvořeno kombinací vzduchové membránové pružiny a nouzové pružiny. Tento typ vypružení vykazuje téměř lineární závislost mezi zatížením a vnitřním tlakem. Vykazuje tuhost v příčném směru, a tak umožňuje příčný pohyb v rozsahu příčných vůlí, a i přenesení pohybů z natočení podvozku. Na rozdíl od vzduchových pružin typu vak nebo vlnovec vzniká při příčné výchylce nesymetrické rozložení tlaku v prstenci pružnice, čímž vzniká vratná příčná síla. Takovéto vypružení je možné instalovat přímo mezi rám podvozku a skříně vozidla. Protože vzduchových pružnic se vyrábí poměrně malý počet a technologie výroby není levná, bývá jednodušší použít již navrhnoutou a odzkoušenou pružnici, než navrhnout a nechat vyrobit vlastní vzduchové pružnice. Nehledě na to, že teorie vzduchových pružnic je složitá a že i výrobci přesné skutečné charakteristiky měří až na vyrobené pružnici. Aby bylo možné dosáhnout vhodné tuhosti, bývá nutností použít přídatný vzduchojem pro zvýšení pracovního objemu.



Pro svůj návrh předpokládám použití pružnice typu Continental 732 N 2.100 B. Tato pružina má střední průměr 610 mm, objem vlastní membrány 75 dm³, účinnou plochu 2 900 cm² a možností vodorovné výchylky až 120 mm.

Závislost přetlaku vzduchu v membráně na zatěžující síle je:

$$p = 3,35 \cdot F + 8\,380$$

Pro plně zatížený vůz tedy platí:

$$p_i = 3,35 \cdot \frac{(m_2 + \Delta m_{už}) \cdot g}{4} + 8\,380 = 3,35 \cdot 120\,000 + 8\,380 = 410\,000 \text{ kPa}$$

Celkový pracovní objem pružiny se vypočítá:

$$k_{vz} = \frac{dF}{dz} = S_{ef} \cdot \frac{dp}{dz} = S_{ef} \cdot \frac{dp}{dV} \cdot \frac{dV}{dz} = \frac{S_{ef}^2 \cdot p \cdot \kappa}{V} = \frac{S_{ef}^2 \cdot \kappa}{V} \cdot (p_i + p_a)$$

$$V_{prac} = \frac{S_{ef}^2 \cdot \kappa}{k_{vz}} \cdot (p_i + p_a) = \frac{0,29^2 \cdot 1,3}{\frac{1\,750\,000}{4}} \cdot (410\,000 + 101\,000) = 127 \text{ dm}^3$$

Po odečtení objemu membrány vyjde potřebný objem přídavného vzduchojemu.

$$V_{vzduchojemu} = V_{prac} - V_{pružiny} = 127 - 75 = 52 \text{ dm}^3$$

8.3.2 Primární pružiny

Primární vypružení je tvořeno dvěma páry souosých šroubově vinutých pružin na 1 ložiskový domek. Zástavbové rozměry pružiny jsou v důsledku přímého pohonu a použití vnitřního rámu velmi omezeny. Vnější průměr větší pružiny je omezen maximálně na 160 mm. Výška pružin pod prázdným vozidlem je stanovena na 335 mm. Pro pevnostní kontrolu pružin jsem použil program poskytnutý vedoucím práce SMITH-GOODMAN pro výpočet pružin dle normy ČSN EN 13 96-1. Po prvotním předběžném výpočtu je zřejmé, že výsledná tuhost bude vždy vyšší než minimální požadovaná tuhost od primárního vypružení. Dosažení nízké tuhosti vypružení $k_1 = 4\,320 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$ z kapitoly 8.1 brání jejich pevnostní kontrola na mez kluzu a na únavu. Nízkou tuhost požadují z důvodu snížení dynamického namáhání podvozku a příznivějšího výsledku výpočtu bezpečnosti proti vykolejení na zborcené koleji. Pro co nejnižší tuhost v rámci zachování únosnosti pružiny se snažím použít co nejvyšší počet závitů, avšak s dostatečnou rezervou k dosednutí závitů na sebe při zatížení pod maximálním stlačením pružiny, tj. pod maximální silou. Dále se snažím o stejné využití materiálu v obou pružinách, tj. o přibližně stejnou bezpečnost při pevnostní kontrole. Iteračním postupem jsem došel ke střednímu průměru vnější pružiny 128 mm při průměru drátu 28 mm a 8 činných



závitěch. Tuhost takovéto pružiny vychází na 360 N/mm. Pro vnitřní pružinu jsem zvolil střední průměr drátu 76 mm, průměr drátu 18,5 mm a 12,75 činných závitů. Tuhost vnitřní pružiny vychází 190 N/mm. Celková tuhost dvojice pružin činí 550 N/mm to dělá 8 800 N/mm pro 16 dvojic pružin na celé vozidlo. Zobrazení zadání a pracovních diagramů pružin viz obrázky na dalších stranách.

Příklad výpočtu tuhosti vnější pružiny:

$$k = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot n} = \frac{78\,500 \cdot 28^4}{8 \cdot 128^3 \cdot 8} = 360 \frac{N}{mm}$$

Kde G značí modul pružnosti ve smyku, d průměr drátu, D střední průměr pružiny a n počet činných závitů.

Jedním z kritérií bezpečnosti pružiny je její stabilita na vzpěr. Pružinu je možno si představit jako štíhlý prut namáhaný čtvrtým případem vzpěru. Pružina shora i zdola zcela dosedá obrobenou plochou závěrného závitu. Tím mohu uložení považovat za oboustranně vetknuté. Pro tento případ uložení platí koeficient $\nu = 0,5$.

Kritickou sílu na vzpěr spočítám pomocí vztahu:

$$F_{krit} = \frac{\frac{1}{\psi} \cdot \frac{m^2}{H_R^2}}{1 + \frac{\pi^2}{H_R^2} \cdot \frac{m}{\psi}}$$

Kde ψ značí součinitel tuhosti v ohybu, m je součinitel tuhosti ve smyku a H_R je ekvivalentní výška pružiny. Tyto veličiny se vypočítají na základě níže uvedených vztahů.

$$\psi = \frac{32 \cdot D \cdot n_{\xi}}{H \cdot E \cdot d^4} \cdot (2 + \mu)$$

$$m = \frac{8 \cdot D^3 \cdot n_{\xi}}{H \cdot E \cdot d^4}$$

$$H_R = \nu \cdot H$$

V těchto vztazích se vyskytují veličiny, které se označují dle zvyklostí. D označuje střední průměr pružiny, n_{ξ} počet činných závitů, H výšku pružiny pod prázdným vozidlem, E značí modul pružnosti tahu, d průměr drátu pružiny a ν Poissonovo číslo.

Kritická síla je v případě vnější pružiny $F_{krit1} = 78\,100$ N, síla pro stlačení na narážku činí $F_{N1} = 32\,557$ N. Bezpečnost vnější pružiny na vzpěr dosahuje hodnoty $k_{vzpěr1} = 2,40$. U vnitřní pružiny vychází kritická síla $F_{krit2} = 33\,600$ N, síla odpovídající stlačení na narážku $F_{N2} = 17\,243$ N. Bezpečnost vnější pružiny na vzpěr dosahuje hodnoty $k_{vzpěr2} = 1,95$. Pro



obě pružiny platí, že kritická síla je vyšší než maximální osová síla působící na pružinu při dosednutí na narážku. Návrh pružin je tedy z pohledu stability na vzpěr bezpečný.

Dalším kritériem pro bezpečný provoz pružin je kontrola převrácení. Pro uložení pružin s oběma vetknutými konci platí podmínka:

$$y < \left(D - \frac{F_{Ymax}}{F_{max}} \cdot H \right)$$

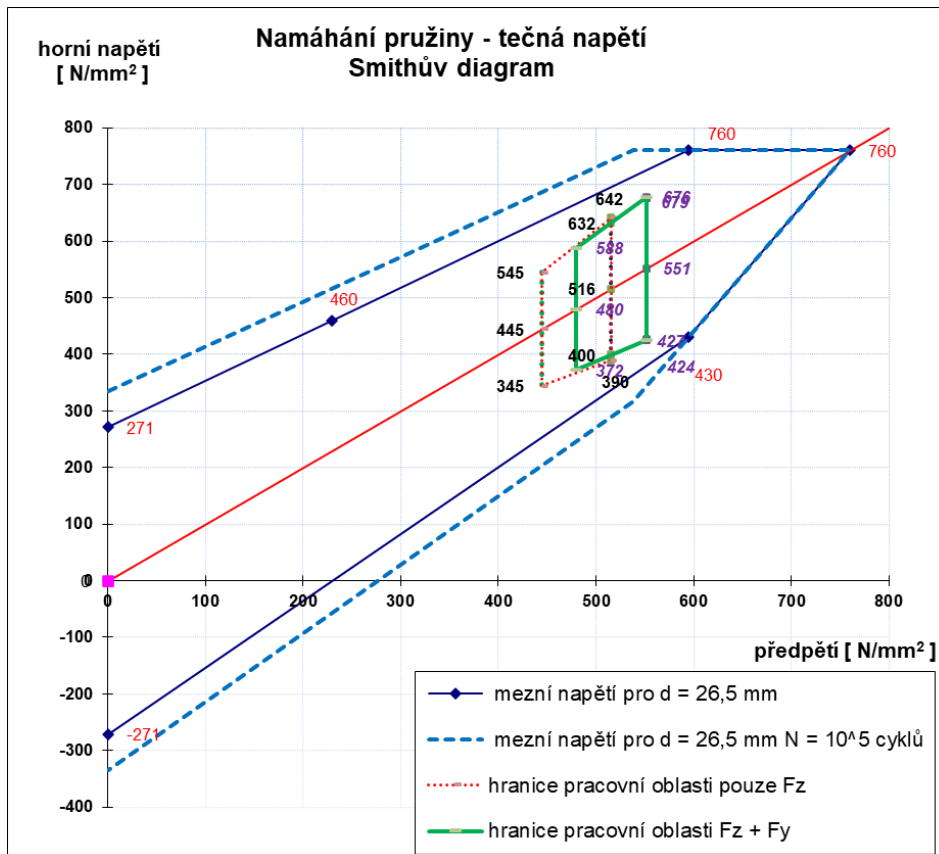
Po dosazení veličin do vzorce vyjde mezní příčná výchylka 87,8 mm pro vnější pružinu a 35,8 mm pro vnitřní pružinu. Předpokládám umístění narážky na maximální uvažovaná příčnou výchylku ± 5 mm a podélnou výchylku také ± 5 mm. Celková maximální výchylka tak činí z Pythagorovy věty 7,1 mm a je nižší než mezní výchylka pro obě pružiny. Konstatuji, že z tohoto hlediska pružiny vyhovují.

Výpočet šroubovitě pružiny dle ČSN EN 13 906-1			
Střední průměr pružiny	D = 128 mm	Korekční součinitel	k = 1,3271
Průměr drátu	d = 28 mm	Osová tuhost pružiny	k ₀ = 359,5 N/mm
Počet činných závitů	n = 8	Štíhlostní poměr	λ = 3,108
Celkový počet závitů	n _c = 9,5	Poissonova konstanta	μ = 0,381
Modul pružnosti ve smyku	G = 7,85E+04 N/mm ²	Koeficient ulož. pružiny	v = 0,70
Modul pružnosti v tahu	E = 2,06E+05 N/mm ²	Limitní hodnoty - vnější průměr D_s = 235 mm	
Délka (výška) pružiny pod F _{PV}	L ₁ = 335 mm	Skutečný vnější průměr	D _s = 156 mm
Maxim. příčná výchylka	v _{max} = 5 mm	Skutečný vnitřní průměr	D _i = 100 mm
Dynamická přirážka	k _{dyn} = 0,225	Mezní vzpěrné stlačení	S _k = -67 mm
Síla na pružinu pod F _{PV}	F ₁ = 22 571 N	Navržená pružina	
Síla na pružinu ložený	F _{lož} = 26 169 N	F _{max}	v*Lo/D= 2,177 2,177
Síla na pružinu pod F _{max}	F ₂ = 32 057 N	F _{PV}	s/Lo= 0,227 0,158
Síla na pružinu na narážce	F _n = 32 557 N	Požadované délkové (výškové) rozměry šroubovitě válcové pružiny podle ČSN EN 13906-1:	
Maxim. stlačení pružiny s _{max} = L ₁ -L _n	27,78 mm	L ₀	398,08 mm
Volná délka pružiny	L ₀ = 397,79 mm	L ₁	335,30 mm
Délka (výška) pružiny pod F _{PV}	L ₁ = 335 mm	L _{lož}	325,29 mm
Délka (výška) pružiny pod F _{lož}	324,99 mm	L ₂	308,91 mm
Délka (výška) pružiny pod F _{max}	308,61 mm	L _n	307,52 mm
Délka (výška) pružiny na narážce	307,22 mm	S _s	49,92 mm
Skutečný součet minim. mezer	s _s = 49,62 mm	L _c	257,60 mm
Pevná délka (výška) pružiny	L _c = 257,6 mm		

Základní vlastní frekvence oboustranně vedené pružiny

f₀ = 76,05 [Hz]

Obrázek 51 - Výpočet vnější pružiny - zadání



Obrázek 52 - Pracovní diagram namáhání vnější pružiny

Výpočet šroubovitě pružiny dle ČSN EN 13 906-1			
Střední průměr pružiny	D = 76 mm	Korekční součinitel	k = 1,3722
Průměr drátu	d = 18,5 mm	Osová tuhost pružiny	k ₀ = 190,0 N/mm
Počet činných závitů	n = 12,75	Štíhlostní poměr	λ = 5,234
Celkový počet závitů	n _c = 14,25	Poissonova konstanta	μ = 0,381
Modul pružnosti ve smyku	G = 7,85E+04 N/mm ²	Koeficient ulož. pružiny	v = 0,70
Modul pružnosti v tahu	E = 2,06E+05 N/mm ²	Limitní hodnoty - vnější průměr Da2 = 152 mm	
Délka (výška) pružiny pod F _{PV}	L ₁ = 335 mm	Skutečný vnější průměr	D ₂ = 94,5 mm
Maxim. příčná výchylka	y _{max} = 5 mm	Skutečný vnitřní průměr	D ₁ = 57,5 mm
Dynamická přirážka	k _{dyn} = 0,225	Mezní vzpěrné stlačení	S _k = 98 mm
Síla na pružinu pod F _{PV}	F ₁ = 11 929 N	Navržená pružina	
Síla na pružinu ložený	F _{lož} = 13 831 N	F _{max}	v*Lo/D= 3,657 3,657
Síla na pružinu pod F _{max}	F ₂ = 16 943 N	F _{PV}	s/Lo= 0,229 0,158
Síla na pružinu na narážce	F _n = 17 243 N	Požadované délkové (výškové) rozměry šroubovitě válcové pružiny podle ČSN EN 13906-1:	
Maxim. stlačení pružiny s _{max} = L ₁ -L _n	27,97 mm	L ₀	397,02 mm
Volná délka pružiny	L ₀ = 397,79 mm	L ₁	334,24 mm
Délka (výška) pružiny pod F _{PV}	L ₁ = 335 mm	L _{loz}	324,23 mm
Délka (výška) pružiny pod F _{loz}	324,99 mm	L ₂	307,85 mm
Délka (výška) pružiny pod F _{max}	308,61 mm	L _n	306,27 mm
Délka (výška) pružiny na narážce	307,03 mm	S _s	48,20 mm
Skutečný součet minim. mezer	s _s = 48,96 mm	L _c	258,08 mm
Pevná délka (výška) pružiny	L _c = 258,075 mm		

Hodnocení vzpěrné stability pružiny

— Linie meze stability
— Navržená pružina

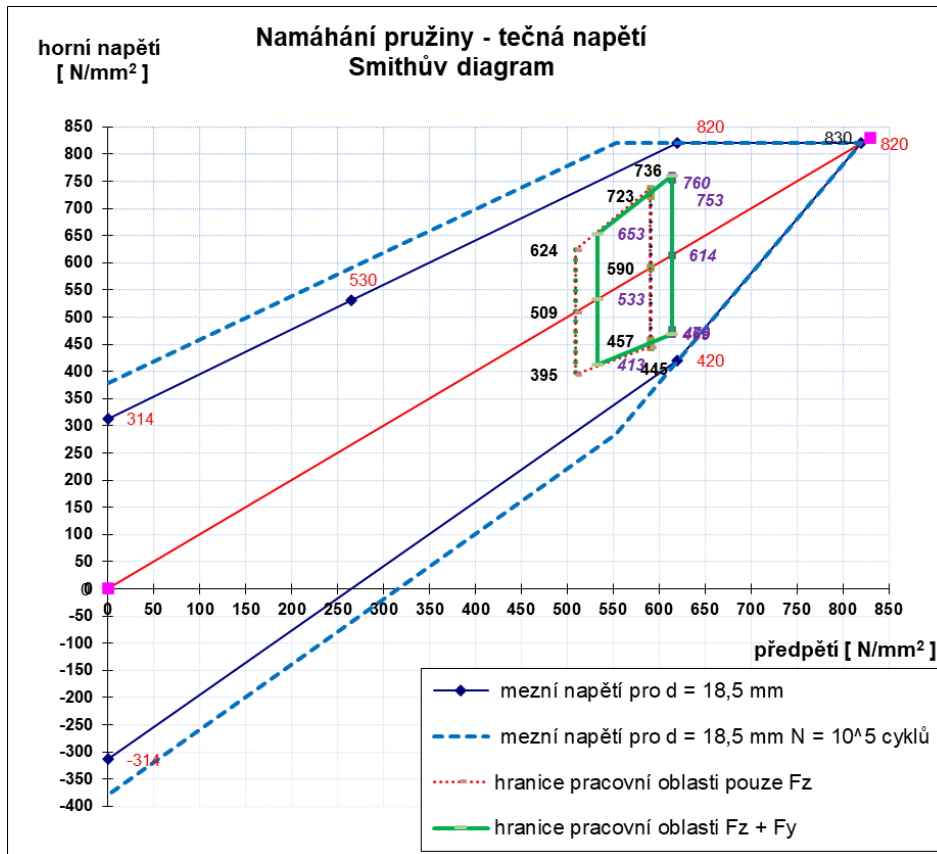
nestabilní oblast

v*Lo/D

Základní vlastní frekvence oboustranně vedené pružiny

f_e = 89,43 [Hz]

Obrázek 53 - Výpočet vnitřní pružiny - zadání



Obrázek 54 - Pracovní diagram namáhání vnitřní pružiny

Výsledky výpočtu duplexních šroubovitých pružin dle ČSN EN 13 906-1				
Veličina		vnější pružina	vnitřní pružina	
Střední průměr pružiny	$D =$	128 mm	76 mm	
Průměr drátu	$d =$	28 mm	18,5 mm	
Vnější průměr pružiny	$D_a =$	156 mm	94,5 mm	
Vnitřní průměr pružiny	$D_i =$	100 mm	57,5 mm	
Počet činných závitů	$n =$	8,00	12,75	
Celkový počet závitů	$n_c =$	9,50	14,25	
Modul pružnosti ve smyku	$G =$	78 500 N/mm ²	78 500 N/mm ²	
Modul pružnosti v tahu	$E =$	206 000 N/mm ²	206 000 N/mm ²	
Délka (výška) pružiny pod F_{pV}	$L_1 =$	335 mm	335 mm	osová tuhost k_0
Maximální příčná výchylka	$y_{max} =$	5 mm	5 mm	549,5 N/mm
Osová tuhost pružin	$k_0 =$	359,5 N/mm	190,0 N/mm	ΣF_z
Síla na pružinu pod F_{pV}	$F_1 =$	22 571 N	11 929 N	34 500 N
Síla na pružinu ložený	$F_{lož} =$	26 169 N	13 831 N	40 000 N
Síla na pružinu pod F_{max}	$F_2 =$	32 057 N	16 943 N	49 000 N
Síla na pružinu na nárazce	$F_n =$	32 557 N	17 243 N	49 800 N
Maxim. stlačení pružiny	$s_{max} = L_1 - L_n$	27,8 mm	28,0 mm	
Volná délka pružiny	$L_0 =$	397,8 mm	397,8 mm	příčná tuhost k_y
Délka (výška) pružiny pod F_{pV}	$L_1 =$	335,0 mm	335,0 mm	61,6 N/mm
Délka (výška) pružiny pod $F_{lož}$	$L_{lož} =$	325,0 mm	325,0 mm	47,7 N/mm
Délka (výška) pružiny pod F_{max}	$L_2 =$	308,6 mm	308,6 mm	23,3 N/mm
Délka (výška) pružiny na nárazce	$L_n =$	307,2 mm	307,0 mm	21,0 N/mm
Skutečný součet minim. mezer	$s_a =$	49,6 mm	49,0 mm	
Pevná délka (výška) pružiny	$L_c =$	257,6 mm	258,1 mm	

Obrázek 55 - Výsledky výpočtu šroubových pružin

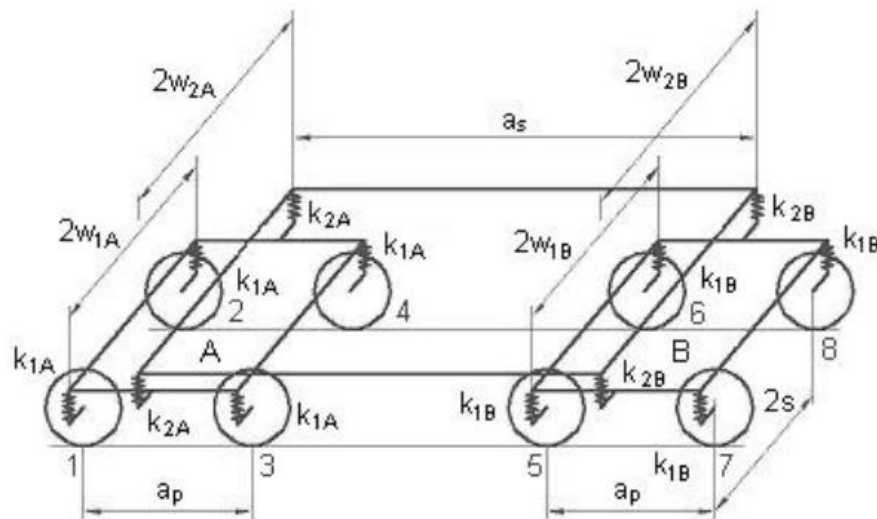
Pracovní rozsah pružin je na obrázcích zobrazen zelenou čarou a ve všech místech se nachází v bezpečné oblasti. Jelikož při kontrole návrhu vypružení vůči mezi kluzu, únavě, vzpěrné stabilitě a převrácení dostávám hodnoty bezpečnosti vyšší než 1, považuji vypočtené parametry vypružení za úspěšné.

8.4 Bezpečnost proti vykolejení metodou 2 dle ČSN EN 14636

Z hlediska bezpečnosti proti vykolejení se posuzuje poměr vodící síly a minimální kolové síly Y/Q . Tato metoda vyžaduje provést 2 zkoušky. Při první se provede zkrucovací zkouška, jejíž výsledky dávají hodnotu Q_{min} . Druhá zkouška spočívá v jízdě zkoušce, při které se velmi malou rychlostí projíždí nepřevýšený oblouk o poloměru 150 m a měří se vodící síla. Pro vypovídající hodnoty vodící síly se musí zkouška provádět za sucha, aby byl zaručen vysoký součinitel adheze. Při vysokém součiniteli adheze působí vyšší vodící síla a poměr Y/Q vychází nepříznivěji. Jelikož vozidlo mnou navrhované je ve fázi studie, pokusím se alespoň nahradit tyto zkoušky pomocí výpočtů.

Při výpočtu bezpečnosti proti vykolejení nejhůře vychází výjezd prázdného vozidla z oblouku na sestupnici. Situace se ještě poněkud zhorší, pokud má vozidlo poruchu na vypružení, kdy je vzduchové vypružení mimo provoz a sekundární vypružení zajišťují pouze nouzové pružiny. Proto jsem při výpočtu bezpečnosti proti vykolejení použil hodnoty odpovídající tomuto stavu a pokud poměr Y/Q vyjde nižší, než je mezní hodnota v normě, tak se předpokládá, že v tomto stavu i ve všech ostatních stavech je provoz bezpečný. Dlouholeté zkušenosti s tímto druhem výpočtu se ukazují jako dostatečné. Pro úhel okolku 70° je tato mezní hodnota stanovena na 1,2.

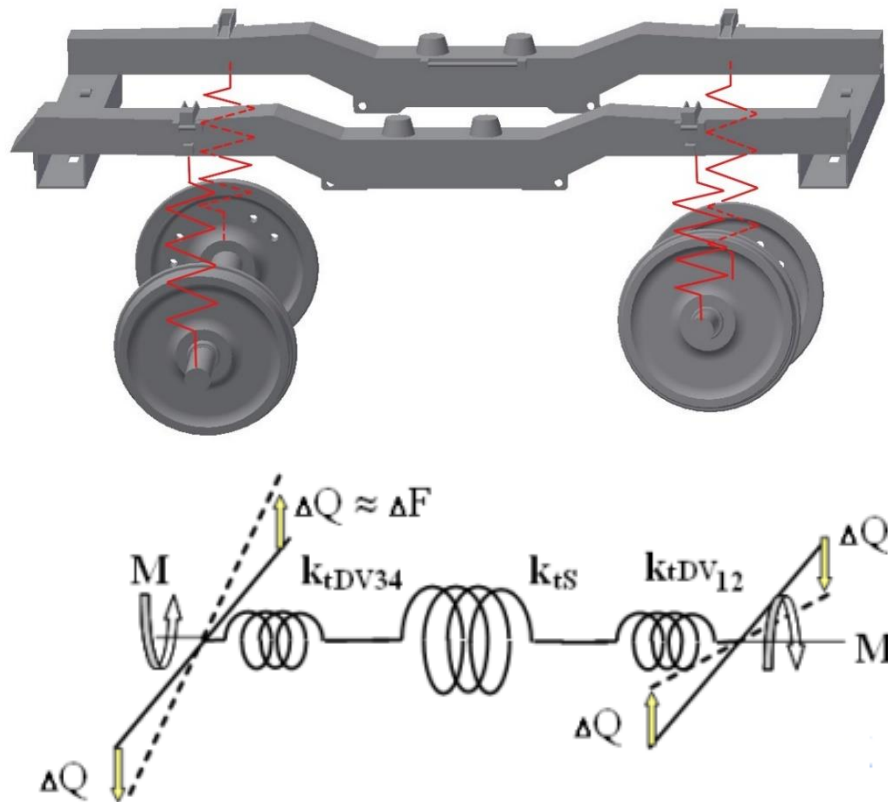
Výsledná změna kolových sil na zborcené koleji je dána superpozicí změn na kolech jednotlivých podvozků a změn vyvolaných skříní vozidla. Pro výpočet změn kolových sil je nutné znát torzní tuhosti podvozku a skříně vozidla.



Obrázek 56 - Schéma vypružení čtyřnápravového vozu [50]

$$\Delta Q = \Delta Q_P + \Delta Q_s$$

Pro výpočet změny kolových sil od jednotlivých podvozků se na podvozek dívám jako na torzní soustavu viz obrázky níže.



Obrázek 57 - Torzní soustava dvounápravového podvozku [50]

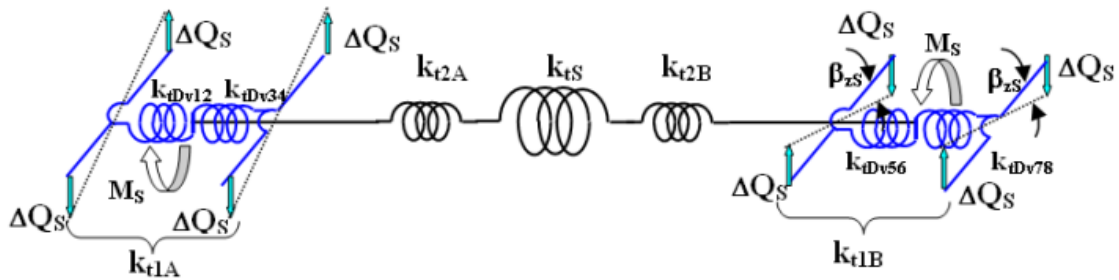
Kde k_{tdv} značí torzní tuhost vypružení jednoho dvojkolí a k_{tS} torzní tuhost rámu podvozku. Pro zjednodušení výpočtu předpokládám, že rám je dokonale tuhý, takže torzní tuhost rámu podvozku je nekonečně velká.

Torzní tuhost vypružení dvojkolí se vypočítá:

$$k_{tdv} = k_{tdv12} = k_{tdv34} = 2 \cdot \frac{k_1}{8} \cdot \left(\frac{2w}{2}\right)^2 = 2 \cdot \frac{8800}{8} \cdot \left(\frac{1,045}{2}\right)^2 = 600 \frac{kNm}{rad}$$

Úhlová tuhost vypružení dvounápravového podvozku pak:

$$k_{tcp} = \frac{k_{tdv}}{2} = \frac{600}{2} = 300 \frac{kNm}{rad}$$



Obrázek 58 - Torzní tuhost celého vozu

Změna kolových sil na zborcené koleji vyvolaná skříňí vozidla je v případě zanedbání tuhosti skříňe dána sériovou kombinací torzní tuhosti od jednotlivých podvozků. Torzní tuhost jednoho podvozku je dána jako sériová kombinace primárního a sekundárního vypružení. Tuhost od primárního vypružení dvojkolí se násobí dvěma, protože v každém podvozku působí dvě dvojkolí stejným směrem, jinak řečeno tuhost od primárního vypružení je paralelní kombinací tuhostí vypružení jednotlivých dvojkolí.

$$\frac{1}{k_{tcv}} = \frac{1}{k_{tdv12} + k_{tdv34}} + \frac{1}{k_{t2A}} + \frac{1}{k_{tSkř}} + \frac{1}{k_{tdv56} + k_{tdv78}} + \frac{1}{k_{t2B}}$$

V případě, že uvažují torzně tuhous skříň (k_{tSkř} \rightarrow \infty), pak celková torzní tuhost vozidla je dána:

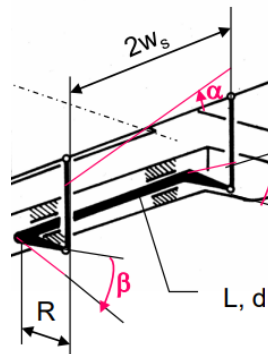
$$\frac{1}{k_{tcv}} = \frac{1}{4 \cdot \frac{k_1}{8} \cdot w_1^2} + \frac{1}{2 \cdot \frac{k_{2n}}{4} \cdot w_2^2 + k_{TS}} + \frac{1}{4 \cdot \frac{k_1}{8} \cdot w_1^2} + \frac{1}{2 \cdot \frac{k_{2n}}{4} \cdot w_2^2 + k_{TS}}$$

$$k_{tcv} = \frac{2 \cdot \frac{k_1}{8} \cdot w_1^2 \cdot \left(\frac{k_{2n}}{4} \cdot w_2^2 + \frac{2 \cdot k_{TS}}{2} \right)}{2 \cdot \frac{k_1}{8} \cdot w_1^2 + \left(\frac{k_{2n}}{4} \cdot w_2^2 + \frac{2 \cdot k_{TS}}{2} \right)} = \frac{2 \cdot \frac{8800}{8} \cdot \left(\frac{1,045}{2} \right)^2 \cdot \left(\frac{17200}{4} \cdot 1^2 + \frac{2 \cdot 20255}{2} \right)}{2 \cdot \frac{8800}{8} \cdot \left(\frac{1,045}{2} \right)^2 + \left(\frac{17200}{4} \cdot 1^2 + \frac{2 \cdot 20255}{2} \right)} = 576000 \frac{kNm}{rad}$$

Ve vzorci figuruje hodnota torzní tuhosti torzního stabilizátoru kolébání skříňe k_{TS}. Délku tyče L a zároveň příčnou vzdálenost, na které působí síla 2w_s, jsem stanovil na 2080 mm. Průměr tyče stabilizátoru d jsem zvolil 80 mm. Rameno působení R jsem zvolil 180 mm. Vztah pro výpočet torzní tuhosti stabilizátoru je následující:

$$k_{TS} = \frac{(2 \cdot w_s)^2 \cdot G \cdot \pi \cdot d^4}{32 \cdot L \cdot R^2} = \frac{(2,080)^2 \cdot 78500 \cdot \pi \cdot 0,080^4}{32 \cdot 2,080 \cdot 0,180^2} = 20255 \frac{kNm}{rad}$$

Na každý podvozek připadá 1 torzní stabilizátor, tudíž na celou skříň připadá tato tuhost násobená 2.



Obrázek 59 - Schéma torzního stabilizátoru

Při výpočtu kinematického obrysu pro konstrukci vozidla jsem předpokládal hodnotu součinitele náklonu s_z maximálně 0,25. Při předběžném výpočtu se ukázalo, že ať použiji jakkoliv tuhý torzní stabilizátor mezi skříní a podvozkem, tak nejsem schopen takto nízké hodnoty dosáhnout. Pro příklad uvádím velikost součinitele $s_z = 0,33$ pro mnou navržený torzní stabilizátor. Pokud bych chtěl zachovat koncept a rozměry navrženého řešení, nabízí se přidání torzních stabilizátorů mezi ložiskové komory a rám podvozku, nebo výrazné zvýšení tuhosti primárního vypružení. Použití torzního stabilizátoru mezi ložiskové komory a podvozek o torzní tuhosti 800 kNm/rad by vedlo na součinitel náklonu 0,245, což již by vyhovovalo kritériu nejvýše 0,25. Dojde však ale ke zhoršení poměrů při výpočtu bezpečnosti proti vykolejení pomocí kritéria Y/Q_{\min} . Přesný výpočet součinitele náklonu a bezpečnosti proti vykolejení pružně vedených dvojkolí by si vyžádal detailní analýzu vedení dvojkolí a tím přesahuje rámec této diplomové práce. Proto jsem dále předpokládal použití torzního tlumiče pouze mezi skříní a podvozkem.

Při výpočtu řídicí síly P , která je potřeba pro výpočet vodící síly Y , jsem použil Heumannovu metodu, která dává konzervativní výsledky, tj. vyšší hodnotu vodící síly než u podvozku s pružně vedenými dvojkolími.

Pro výpočet změny kolové síly od podvozku a od skříně vozidla je nutné znát zkušební zborcení na bázi rozvoru podvozku a na bázi vzdálenosti středů podvozků. Vztahy pro výpočet zkušebního zborcení jsou uvedeny v normě. $2a^+$ značí rozvor podvozku a $2a^*$ vzdálenost otočných čepů.

$$\alpha_{zP} = 7 - \frac{5}{2a^+} = 7 - \frac{5}{2,5} = 5 \text{ ‰}$$

$$\alpha_{zS} = \frac{15}{2a^*} + 2,0 = \frac{15}{19,5} + 2,0 = 2,77 \text{ ‰}$$



Změna kolové síly od podvozku:

$$\Delta Q_P = \frac{a_p}{(2s)^2} \cdot k_{tcp} \cdot \frac{\alpha_{ZP}}{1\,000} = \frac{2,5}{(1,5)^2} \cdot 300 \cdot \frac{5}{1\,000} = 1\,670\,N$$

Změna kolové síly od skříně vozidla:

$$\Delta Q_S = \frac{1}{2} \cdot \frac{a_s}{(2s)^2} \cdot k_{tcv} \cdot \frac{\alpha_{ZS}}{1\,000} = \frac{1}{2} \cdot \frac{19\,500}{(1,5)^2} \cdot 576\,000 \cdot \frac{2,77}{1\,000} = 7\,040\,N$$

Výsledná změna kolových sil na zborcené koleji:

$$\Delta Q = \Delta Q_P + \Delta Q_S = 8\,710\,N$$

Minimální kolová síla je dána rozdílem minimálního zatížení a změny kolových sil:

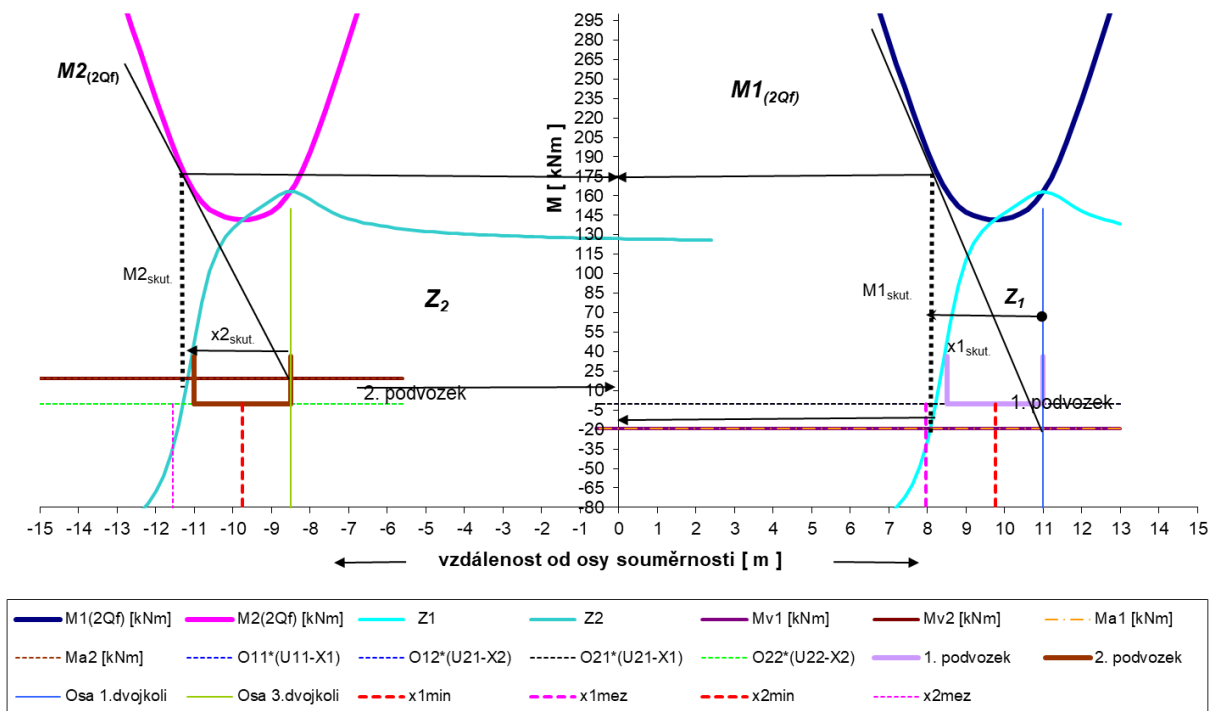
$$Q_{MIN} = \bar{Q} - \Delta Q = 57\,510\,N$$

Pomocí programu poskytnutém vedoucím práce jsem graficky vypočítal pomocí Heumannovy metody velikost řídicí síly P. Obrázky níže ukazují zadání a výsledek pro moje hodnoty.

Silový průjezd čtyřnápravového vozidla v oblouku - Bo Bo	Vyplňují se pouze červeně označené hodnoty		Výpočtový krok dx	0,2 [m]
Rozvor podvozku	2,5 [m]			
Vzdálenost otočných čepů	19,5 [m]	Velikost příčných sil působících na podvozky:		
Vzdálenost styčných kružnic dvojkolí - 2s	1,5 [m]	1. podvozek - O ₁₁	0 [N]	(odstředivá síla - znaménko plus)
Poloměr oblouku	150 [m]	2. podvozek - O ₁₂	0 [N]	(odstředivá síla - znaménko minus)
Oboustranná vůle dvojkolí v koleji	30 [mm]	1. podvozek - O ₂₁	0 [N]	(odstředivá síla - znaménko plus)
Úhel natočení prvního podvozku pod vozovou skříní	-3,720 [stup.]	2. podvozek - O ₂₂	0 [N]	(odstředivá síla - znaménko minus)
Úhel natočení druhého podvozku pod vozovou skříní	3,720 [stup.]	Působíště síly - vzdálenost od prvního dvojkolí v podvozku		
Báze uložení pružin sekundárního vypružení - 2 w ₂	2,000 [m]	1. podvozek - u ₁₁	1,25 [m]	(znaménko - = působíště před prvním dvojkolím)
Příčná tuhost báze sekundárních pružin	150 [N/mm]	2. podvozek - u ₁₂	1,25 [m]	(znaménko - = působíště před prvním dvojkolím)
Počet bází pružin sekundárního vypružení na vozidle	4 [-]	1. podvozek - u ₂₁	0 [m]	(znaménko - = působíště před prvním dvojkolím)
Jmenovitá hodnota kolové síly	67,5 [kN]	2. podvozek - u ₂₂	0 [m]	(znaménko - = působíště před prvním dvojkolím)
Součinitel tření (adheze)	0,36 [-]			

Obrázek 60 - Zadání údajů pro výpočet vratného momentu

Průjezd vozidla Bo' Bo' obloukem - silové účinky - Heumannova metoda



Obrázek 61 - Graf pro výpočet vratného momentu

Z odečteného momentu $M_{1skut.}$ velikosti 175 kNm a polohy středu tření $x_{1skut.}$ lze vypočítat velikost řídicí síly:

$$P = \frac{M_{1skut.}}{x_{1skut.}} = \frac{175}{2,9} = 60,3 \text{ kN}$$

A z velikosti řídicí síly pak velikost vodící síly:

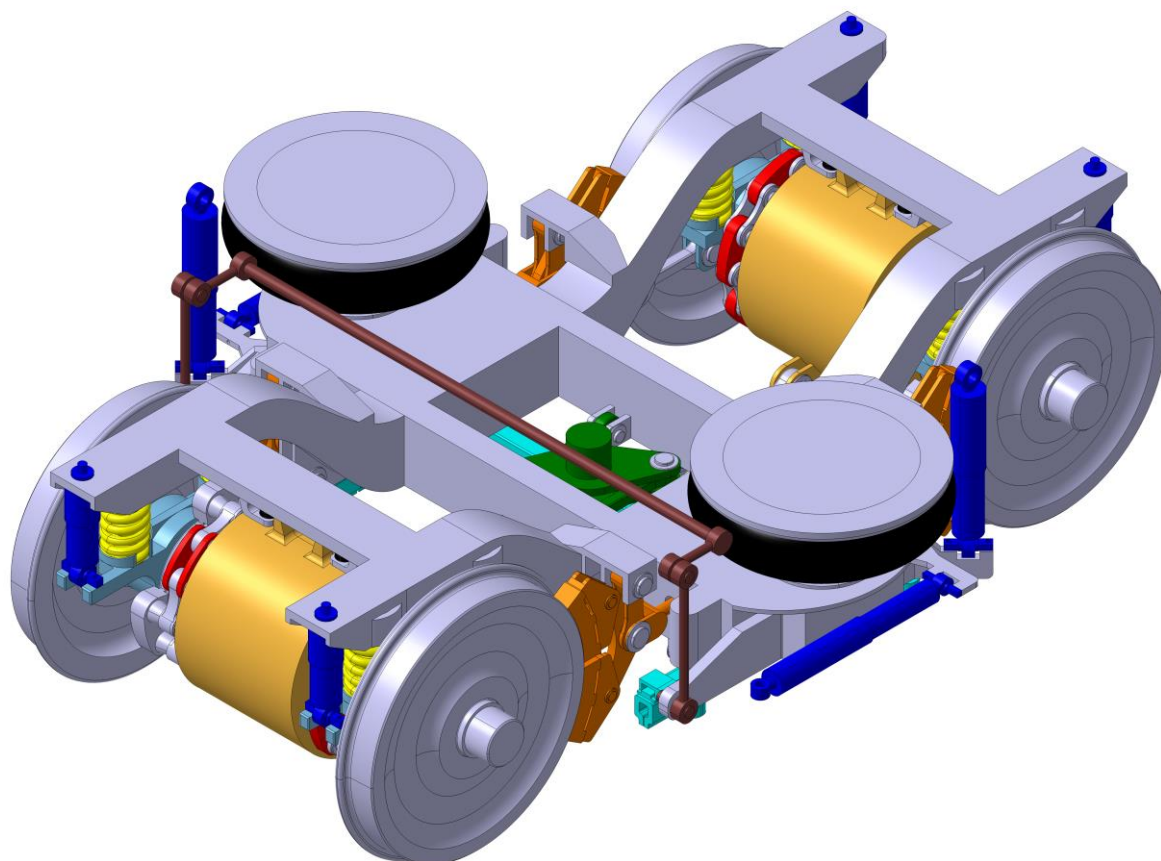
$$Y = P \cdot \left(1 - f \cdot \frac{tg(\alpha_n) \cdot cotg(\beta)}{\sqrt{\frac{c^2}{r_k^2} \cdot \cos^2(\beta) + tg^2(\alpha_n)}} \right) = 52,6 \text{ kN}$$

Výsledný poměr Y/Q_{min} je roven 0,91. Při porovnání s mezní hodnotou 1,2 můžeme konstatovat, že i při provozu pouze s nouzovým vypružením vozidlo splňuje podmínku bezpečnosti proti vykolejení. Výpočet řídicí síly pomocí Heumannovy metody je na straně bezpečnosti, jelikož předpokládá tuze vedená dvojkolí. V mém případě předpokládám, že dvojkolí budou mít nějakou omezenou rejdivnost. Tudíž výsledná vodící síla je ve skutečnosti nižší a poměr Y/Q bude také nižší. Vozidlo tedy projde kontrolou bezpečnosti proti vykolejení i v tomto případě.



9 Konstrukční návrh trakčního podvozku

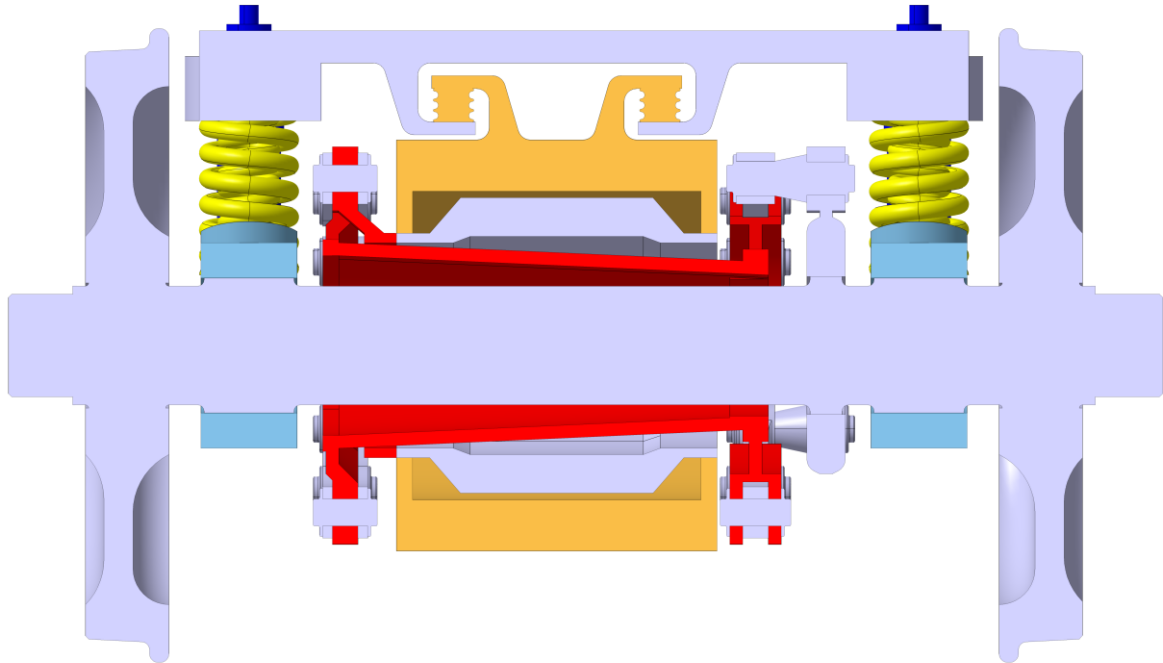
Při návrhu jsem se pokusil dodržet základní konstrukční uspořádání domluvené s vedoucím práce. Těmito požadavky jsou uzavřený vnitřní rám pro nižší hmotnost a menší momenty setrvačnosti podvozku ve srovnání s podvozkem s vnějším rámem, rozvor podvozku 2,5 metru, standardní rozchod 1 435 mm, použití třecí špalíkové brzdy, vířivé kolejnicové brzdy a plně odpružený pohon. Primární vypružení mají zajišťovat šroubově vinuté ocelové pružnice, jejichž počet a rozměry jsou popsány v kapitole 8.3.2. Sekundární vypružení je tvořeno pomocí sériové kombinace vzduchové pružnice a pryžokovové nouzové pružnice. Pro provoz uvažuji dvoubodové zapojení vzduchového vypružení, tudíž nezbytným prvkem je torzní stabilizátor kolébání skříně. Z důvodu zlepšení jízdního komfortu použiji tlumiče sekundárního vypružení, dále tlumiče primárního vypružení pro zatlumení kývavých pohybů podvozku. Podstatným prvkem podvozku vysokorychlostních jednotek jsou tlumiče vrcení. Na následujících obrázcích představuji koncept mnou navrženého trakčního podvozku. Běžný podvozek předpokládám podobné konstrukce, jen místo sestavy pohonu budou umístěny 3 brzdové kotouče s brzdovými jednotkami. Sestavný výkres trakčního podvozku je přílohou této diplomové práce.



Obrázek 62 - Trakční podvozek - izometrický pohled

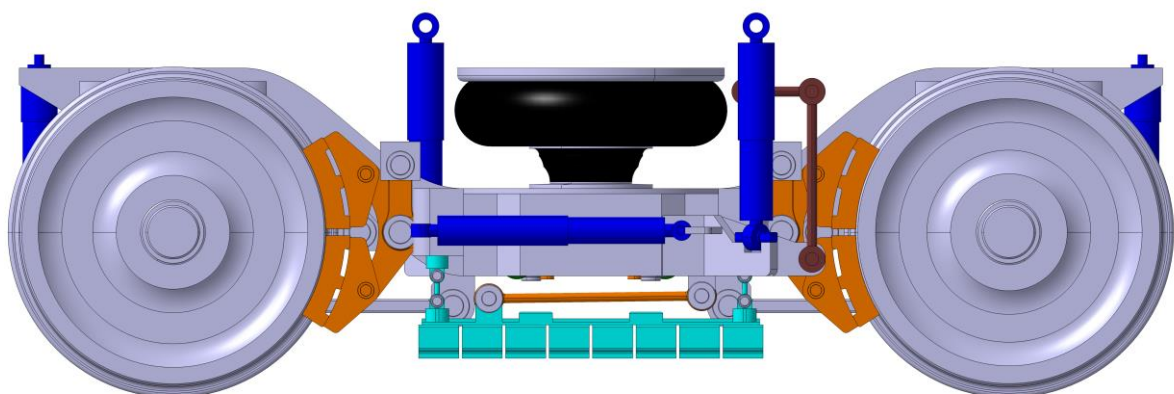
Ukázalo se, že snaha použít motor o výkonu 500 kW naráží na rozměrové limity rozvoru podvozku 2,5 metru a použití vnitřního rámu⁴. Mezi motorem a ložiskovými domky by zbýval pouze malý prostor pro nápravovou převodovku. Z tohoto důvodu jsem zvolil přímý pohon, který by mohl mít vyšší účinnost z důvodu absence převodovky v přenosovém řetězci. Nedochází tedy k přeměně mechanické energie na teplo, a tudíž k její ztrátě. Nepřítomnost převodovky dále snižuje hmotnost celého podvozku. Kvůli velikosti motoru s výkonem 500 kW a zajištění světlé výšky nad rovinou temene kolejnice je nutné použít synchronní motor s permanentními magnety, který má menší objem než stejně výkonný asynchronní motor. Analýzou možných otáček (0 - 5350 ot/min), které odpovídají provozním rychlostem vozidla usuzuji, že se bude pravděpodobně jednat o čtyřpólový motor.

⁴ Při použití vyššího rozvoru lze použít motor s větším průměrem a kratší délkou, tudíž zbyde více konstrukční šířky pro případnou nápravovou převodovku.

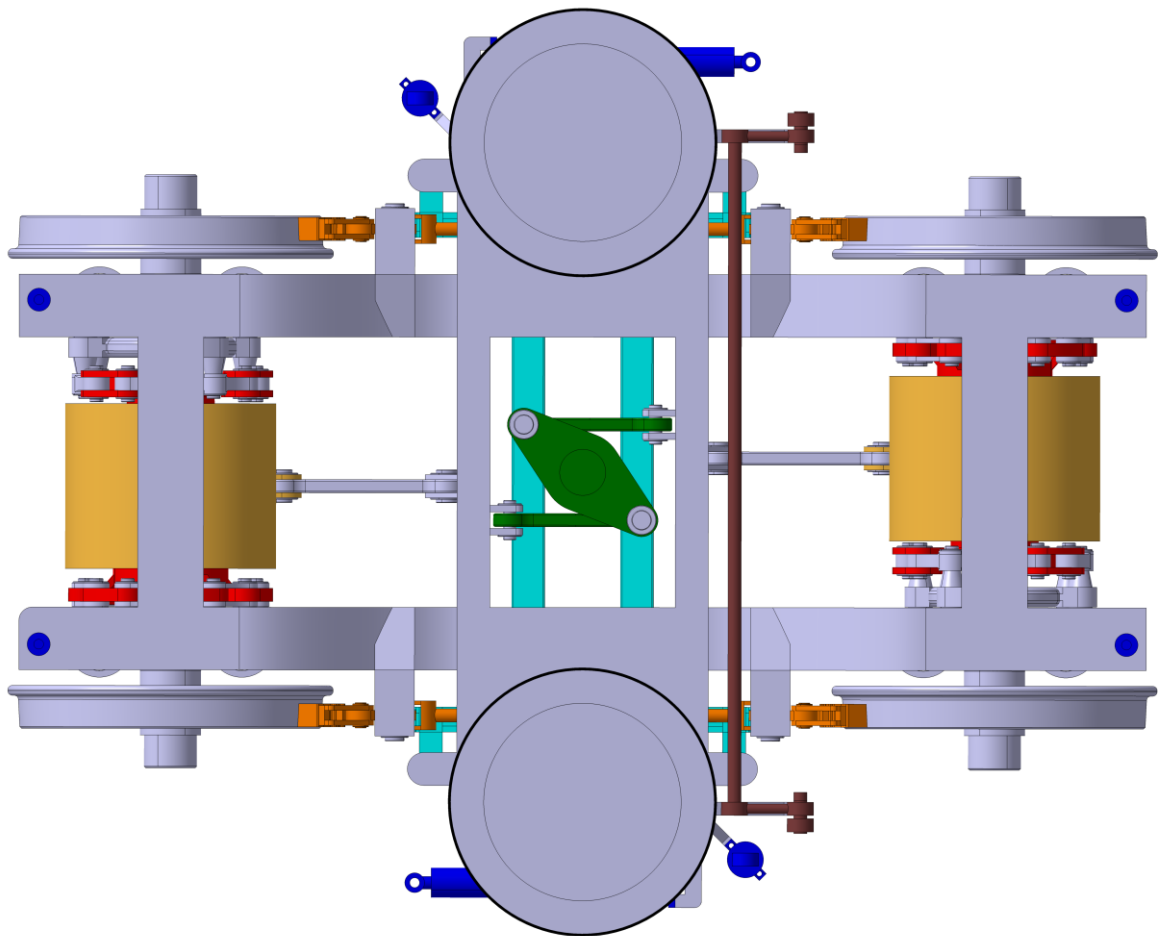


Obrázek 63 - Řez osou dvojkolí

Na obrázku výše můžeme vidět řez pohonem a osou dvojkolí. Přenos kroutícího momentu z motoru na dvojkolí se provádí pomocí kuželové duté kloubové hřídele opatřené dvojicí ojníčkových spojek. Motor je zavěšen na příčnici podvozku pomocí dvou silentbloků. Pro zachycení klopného momentu motoru při jízdě je použita podélná vodorovná ojnice směřující ke středu podvozku.



Obrázek 64 - Trakční podvozek - bokorys



Obrázek 65 - Trakční podvozek - půdorys

Na tomto trakčním podvozku lze brzdit pomocí 3 typů brzd. První možností je elektrodynamické brzdění pomocí motorů a vracení energie do troleje nebo její maření v brzdových odporcích. Druhým brzdovým systémem je kolejnicová vířivá brzda. Její použití je z důvodu ochrany železniční infrastruktury omezeno na vyšší rychlosti zhruba nad 50 km/h. Posledním brzdou je špalíková brzda, která může mít 3 funkce. Těmi jsou čištění jízdní plochy kola, dobrzdění v nízkých rychlostech, při kterých již nelze použít kolejnicovou brzdu, a elektrodynamická brzda brzdí pouze již malým výkonem. Poslední funkcí je nouzové zastavení pro zvýšení brzdného účinku. Zároveň špalíková brzda slouží jako brzda zajišťovací. Jelikož není předpoklad použití špalíkové brzdy jako běžné provozní, nebude docházet k jejímu vysokému opotřebení, tudíž postačuje použít jednostrannou dvouzdržovou špalíkovou brzdu v provedení střadačové brzdy.

Přenos podélných sil z podvozku na skříň probíhá pomocí Z-mechanismu namontovaného uprostřed podvozku ve výšce středů dvojkolí. Z důvodu zástavbových rozměrů vnitřního rámu je nutné uvažovat pouze malou příčnou výchylku primárního vypružení. Tuto výchylku jsem zvolil ± 5 mm.



10 Trakční charakteristiky jednotky

V následujících odstavcích zobrazuji a popisuji grafy základních trakčních charakteristik. Nejprve uvedu důležité uvažované vstupní a odvozené parametry celé jednotky.

Vozidlo

počet vozů/článků v jednotce	7
uspořádání pojezdu	Bo'Bo' + 2'2' + Bo'Bo' + 2'2' + Bo'Bo' + 2'2' + Bo'Bo'
typ podvozků	dvounápravový
počet trakčních dvojkolí	16
počet netrakčních dvojkolí	12
celková délka vozidla	202 m
limit maximálního zatížení dvojkolí	160 kN
minimální poloměr směrového oblouku	150 m
v provozu přípustné příčné nevyrovnané zrychlení	1 m/s ²
vlastní hmotnost prázdného vozidla	385 t
adhezní hmotnost prázdného vozidla	220 t
počet sedadel	640
hmotnost při provozním obsazení	436 t
adhezní hmotnost při provozním obsazení	249 t
poměrná adhezní hmotnost provozně obsazeného vozidla pro pohon	57 %
poměrná adhezní hmotnost provozně obsazeného vozidla pro brzdění	100 %
ekvivalent rotačních hmot	57 t
součinitel rotačních hmot při provozním obsazení	0,13

Pohon

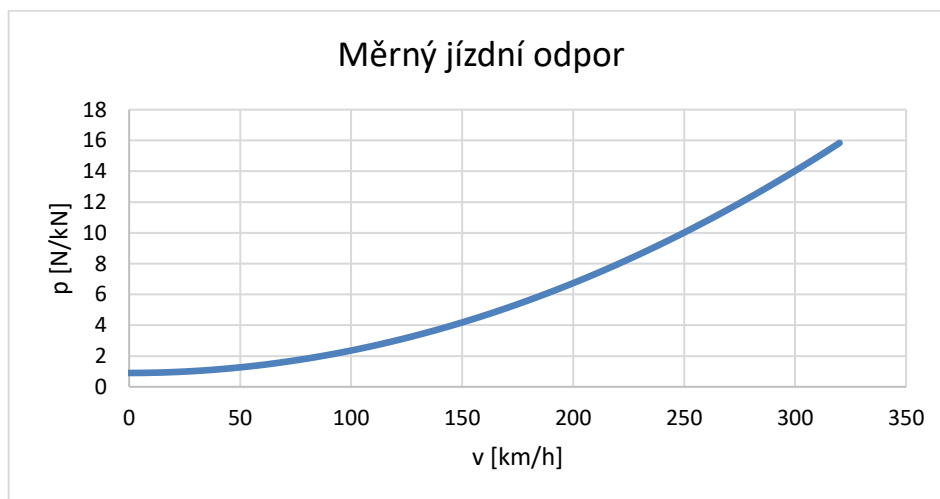
součinitel adheze při rozjezdu	0,3
rozjezdová tažná síla	720 kN
rozjezdové zrychlení při provozním obsazení	1,46 m/s ²
součinitel adheze při brzdění pomocí EDB	0,15
průměrná brzdná síla EDB + kolejnicových brzd	344 kN
průměrné zábrzdné zpomalení EDB + kolejnicových brzd při provozním obsazení z v_{max}	0,70 m/s ²
součinitel adheze při brzdění pomocí kotoučových brzd	0,15
průměrná brzdná síla EDB + kolejnicových brzd + kotoučových brzd	658 kN
průměrné zábrzdné zpomalení při brzdění pomocí EDB + kolejnicových brzd + kotoučových brzd při provozním obsazení z v_{max}	1,34 m/s ²
napájecí napětí	25 kV, 50 Hz
nejvyšší provozní rychlost	320 km/h
výkon trakčních motorů	8000 kW
rychlost zlomu trakční charakteristiky	40,0 km/h
měrný trakční výkon při provozním obsazení	18,30 kW/t
výkon elektrodynamické brzdy	8800 kW
rychlost zlomu brzdové charakteristiky	88,0 km/h
měrný brzdový výkon při provozním obsazení	20,18 kW/t

Jízdní odpor

konstantní člen jízdního odporu	0,9 N/kN
čelní plocha	10,78 m ²
součinitel tvaru celé jednotky	1,2
kvadratický člen jízdního odporu při provozním obsazení	0,000146 N/kN/(km/h) ²

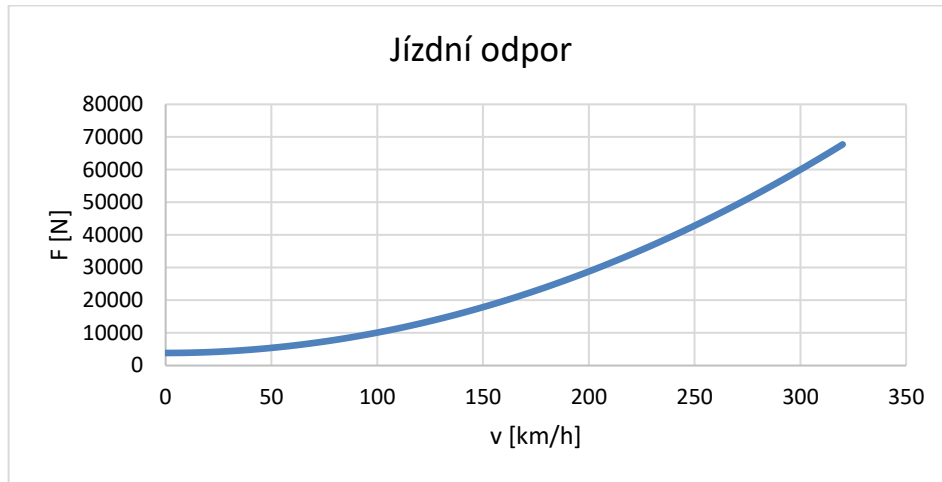
Tabulka 9 - Základní parametry jednotky

Měrný jízdní odpor se vypočítá pomocí vzorce $p = a + b \cdot v + c \cdot v^2$. Člen a má hodnotu 0,9 N/kN a reprezentuje valení dvojkolí po kolejnici. Tato hodnota není teoreticky závislá na rychlosti. Člen b je oproti hodnotám a a c zanedbatelně malý, a proto ho zvolím jako nulový. Člen c je tvořen aerodynamickým odporem a vychází ze vzorce $c = \frac{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot c_x \cdot S_x}{m \cdot g}$, v mém případě má hodnotu 0,000146 N/kN/(km/h)².



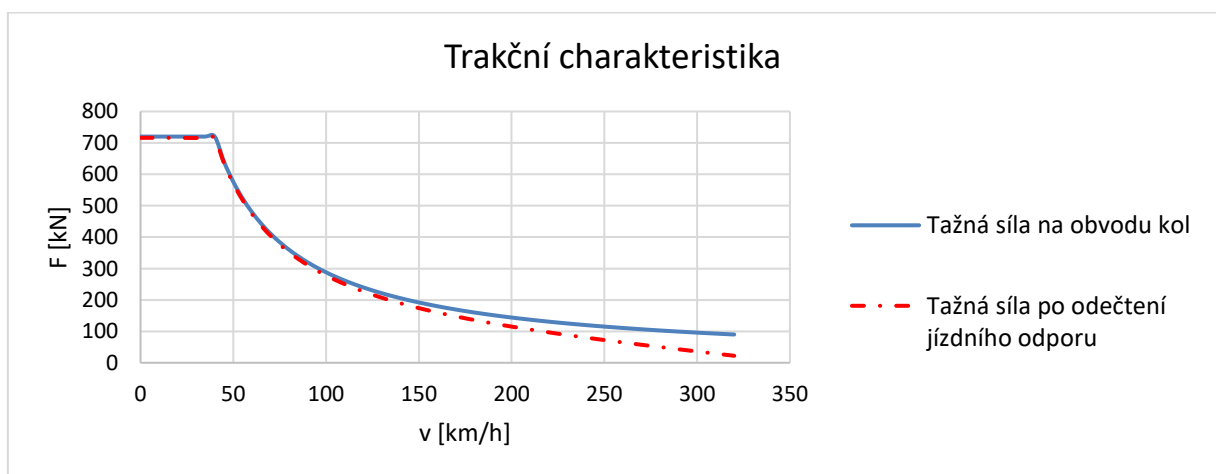
Obrázek 66 - Závislost měrného jízdního odporu na rychlosti

Z měrného jízdního odporu lze prostým vynásobením provozní hmotností při plném obsazení vytvořit graf celkového jízdního odporu v závislosti na rychlosti.



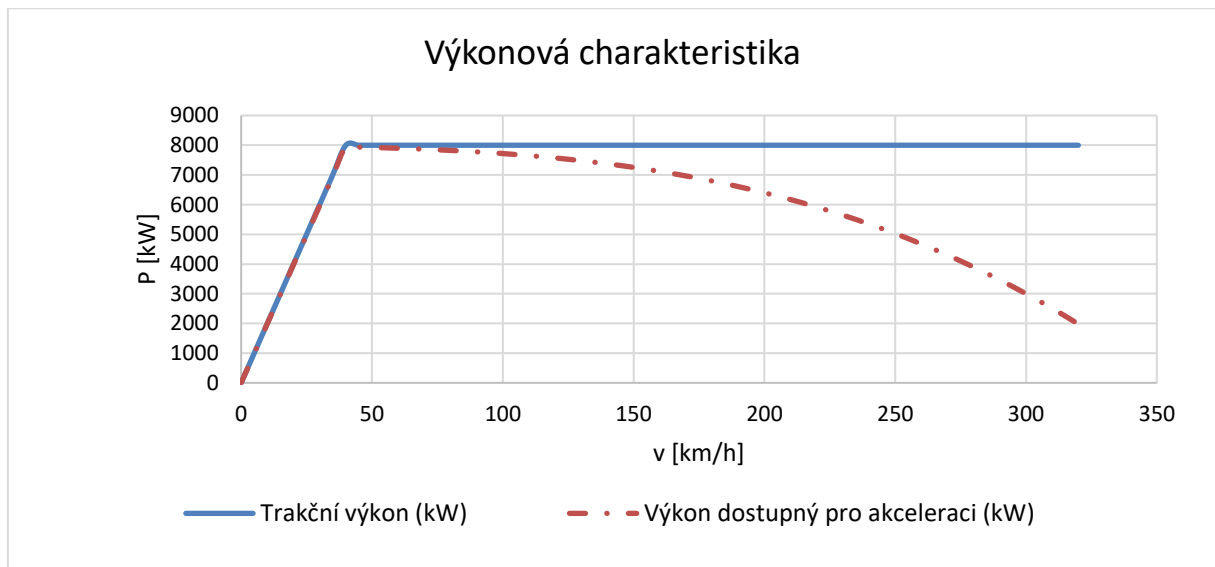
Obrázek 67 - Závislost jízdního odporu na rychlosti

Další graf zobrazuje závislost hnací síly na rychlosti při plném obsazení. Z důvodu dynamického namáhání a maximálního dosažitelného zrychlení způsobené omezeným součinitelem adheze je maximální tažná síla omezena na 720 kN. Jednotka tedy nezrychluje plným výkonem. Na grafu se nachází jeden význačný bod. Nazývá se rychlost zlomu trakční charakteristiky. Při vyšší rychlosti než 40 km/h již vozidlo nemá dostatek výkonu pro přenos tažné síly o velikosti 720 kN, a tak tažná síla klesá. Tažná síla se pak vypočte podle vztahu $F = \frac{P}{v}$, kde P značí trakční výkon po odečtení účinnosti a v značí rychlost vozidla. Graf platí pro součinitel adheze rovný 0,3. V případě horších adhezních podmínek bude maximální tažná síla v oblasti malých rychlostí nižší a bod rychlosti zlomu trakční charakteristiky nastane při vyšší rychlosti. Při zvyšování rychlosti nad bod zlomu bude hyperbola již stejná jako pro stav při dobrých adhezních podmínkách, protože tato část grafu je dána maximálním výkonem.



Obrázek 68 - Závislost tažné síly na rychlosti

Následující graf ukazuje použitelný výkon a dostupný výkon pro akceleraci (po odečtení výkonu potřebného na překonání jízdnicích odporů při jízdě po přímé trati). Tyto výkony jsou vyneseny v závislosti na rychlosti jednotky. Od 0 do rychlosti zlomu trakční charakteristiky trakční výkon lineárně stoupá. Se zvyšující se rychlostí je umožněno použít maximální trakční výkon v hodnotě 8 000 kW. Tato hodnota je dostupná na všech trakčních dvojkolích vozidla.

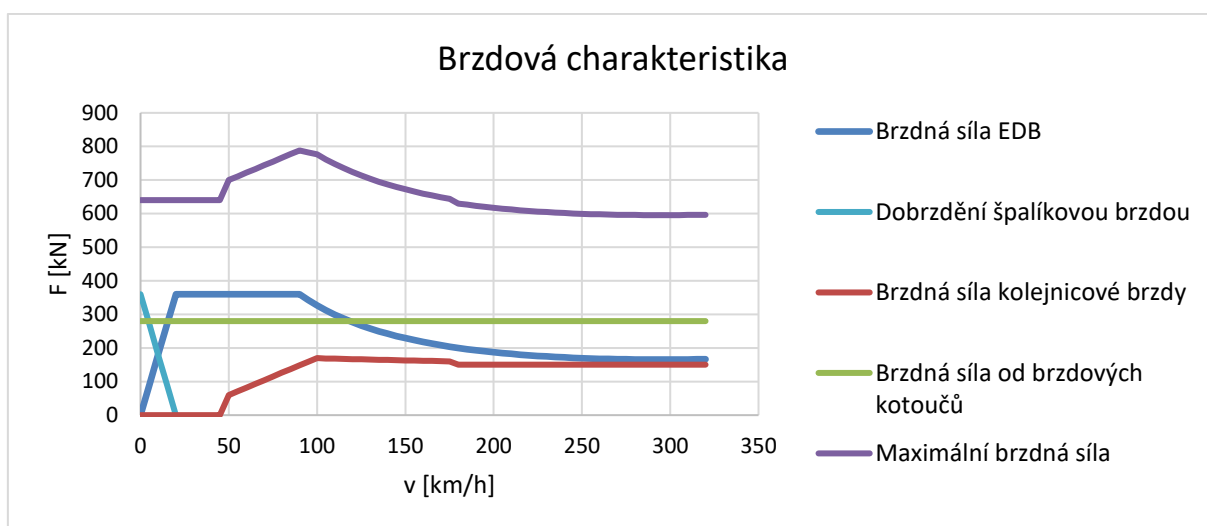


Obrázek 69 - Závislost výkonu na rychlosti

Pro brzdění pomocí elektrodynamické brzdy lze sestavit podobný graf jako pro pohon. Jedná se o závislost brzdící síly EDB na rychlosti brzdění. Na obrázku dále je tento stav zobrazen tmavě modrou čarou. Tento způsob brzdění sice není nejrychlejší možný, ale je cenově nejvýhodnější. Pohybová energie je přeměněna na elektrickou, je vrácena do trakční napájecí soustavy a je možné ji využít jiným vozidlem ve stejném napájecím úseku. Množství energie je sice sníženo o ztráty na přeměnu v elektrické výzbroji vozidla a následně i v trakčním vedení, nicméně je to nejvhodnější způsob nakládání s energií při brzdění. Pro výpočet jsem použil součinitel adheze 0,15, tato hodnota je konzervativní a používá se při návrhu adhezních brzd.

Na brzdové charakteristice při brzdění elektrodynamickou brzdou se podobně jako u trakční charakteristiky nachází jeden význačný bod. V tomto případě odpovídá rychlosti 88 km/h. Tento bod se nazývá bod zlomu brzdové charakteristiky. Pro nižší rychlosti brzdí EDB pouze konstantní silou velikosti 360 kN. Pokud to dovolí řídicí systém vozidla, pak v případě lepších adhezních podmínek se tento bod posune směrem k nižší rychlosti a maximální brzdící síla bude vyšší pro nízké rychlosti. Maximální brzdící výkon motorů v režimu elektrodynamické brzdy činí 8 800 kW. Na grafu brzdové charakteristiky odpovídá maximální brzdící výkon hyperbole pro vyšší rychlosti.

V rychlostech blížících se zastavení již není elektrodynamická brzda tak účinná, a tak klesá její brzdná síla k 0. Pro dobrzdění lze na trakčních podvozcích použít špalíkovou brzdu. Na grafu brzdové charakteristiky je toto dobrzdění zobrazeno světle modrou čarou v rychlostech pod 20 km/h. Dále je v grafu zobrazena červenou čarou brzdná síla od kolejnicové brzdy. Vířivá kolejnicová brzda se nepoužívá při nízkých rychlostech, typicky pod 50 km/h. Tato opatření jsou zavedena kvůli ochraně železniční infrastruktury. Velikost brzdné síly od kolejnicové brzdy je dána počtem brzdových jednotek. Předpokládám použití na všech vozech, tudíž na celkem 14 podvozcích. Předpokládám na všech netrakčních dvojkolích umístění kotoučových brzd. Na obrázku je brzdná síla od kotoučových brzd zobrazena zelenou čarou. Pro jednoduchost považuji jejich brzdnu sílu za konstantní o hodnotě 280 kN.



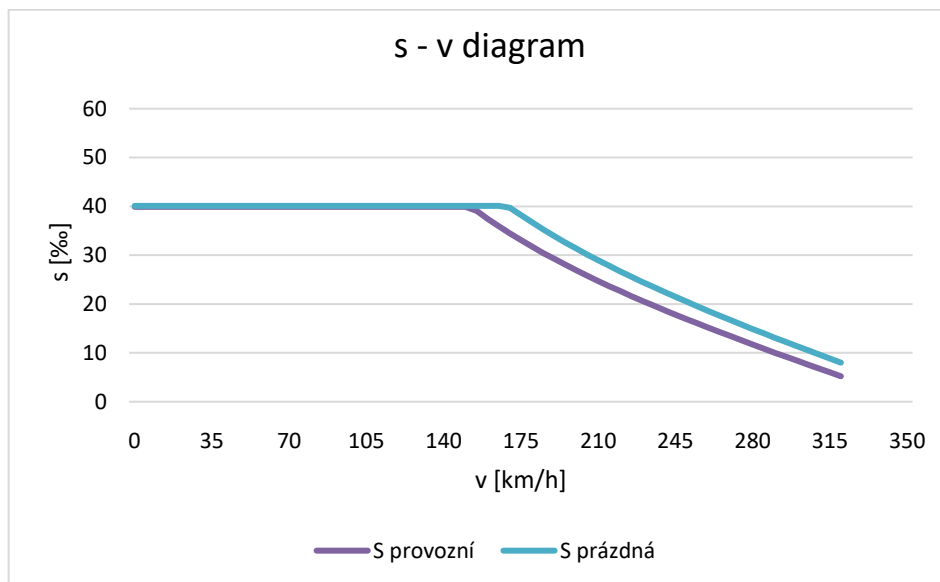
Obrázek 70 - Závislost brzdné síly na rychlosti

Pomineme-li odpor ze zrychlení, pak nejvýraznější jízdní odpory jsou odpor aerodynamický a odpor ze stoupání. Pro srovnání uvedu výkon potřebný k překonání aerodynamického odporu a odporu ze stoupání pro sklon 10, 20, 30 a 40 ‰ v grafu v závislosti na rychlosti jízdy.



Obrázek 71 - Porovnání jízdních odporů

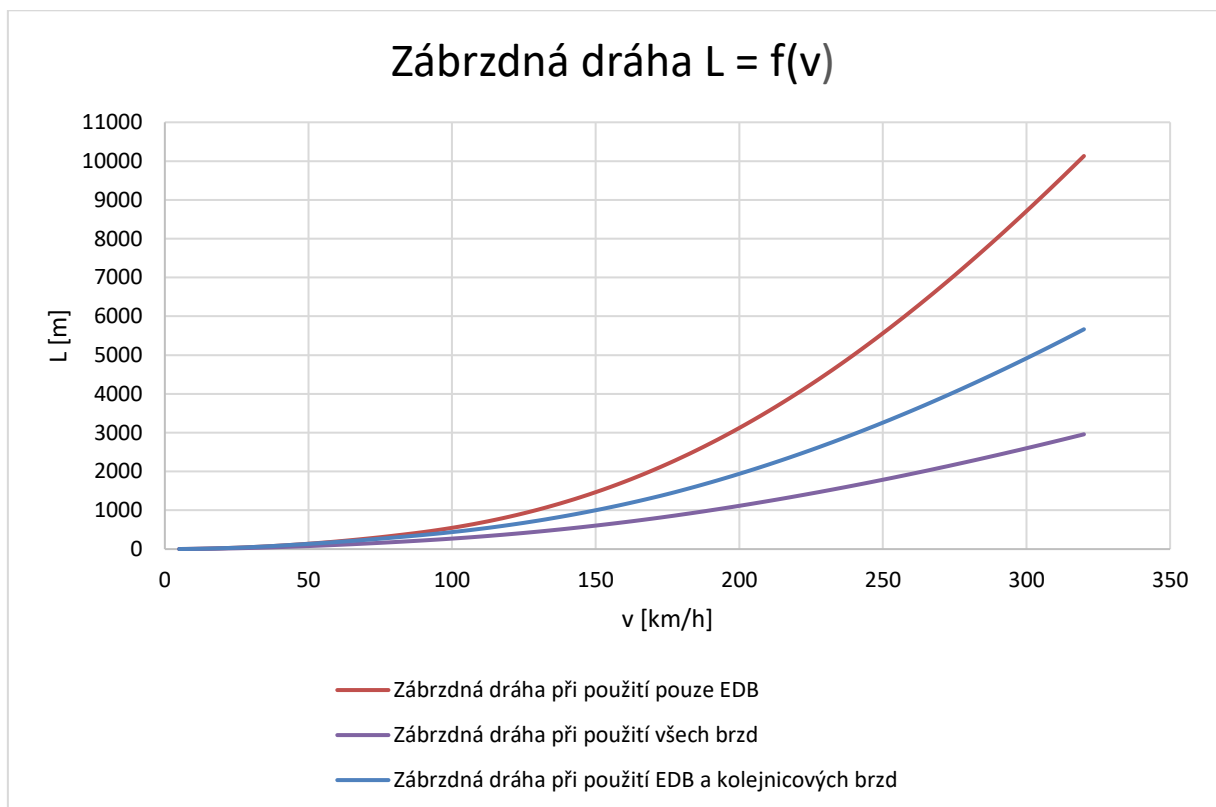
V následujícím grafu je zobrazena závislost stoupavosti na rychlosti jízdy. Z grafu je zřejmé, že pro udržení maximální rychlosti na maximálním sklonu by bylo nutné extrémních požadavků na výkon nejen provozovaných jednotek, ale i dimenzování trakční soustavy. Tento přístup by byl neekonomický, protože potřebný výkon není nutný po celou dobu jízdy vozidla. V praxi se připouští nižší provozní rychlost na úsecích s velkým stoupáním. V případě teoretické tratě s jedním velmi dlouhým úsekem stoupání se významně prodluží jízdní doba, ve skutečnosti má ale většina tratí více kratších úseků stoupání, které se střídají s klesáním, nebo alespoň s přímým úsekem. Tato skutečnost umožňuje využívat setrvačnosti vozidla jedoucí maximální rychlostí. Během jízdy do stoupání je jednotka poháněna celým trakčním výkonem a rychlost pozvolna klesá. Stoupání jsou relativně krátká, a proto na celém úseku stoupání rychlost jednotky klesne pouze mírně. Na průměrnou rychlost jednotky na celé délce trati má tento efekt poměrně malý vliv při použití výrazně menšího instalovaného trakčního výkonu celé jednotky.



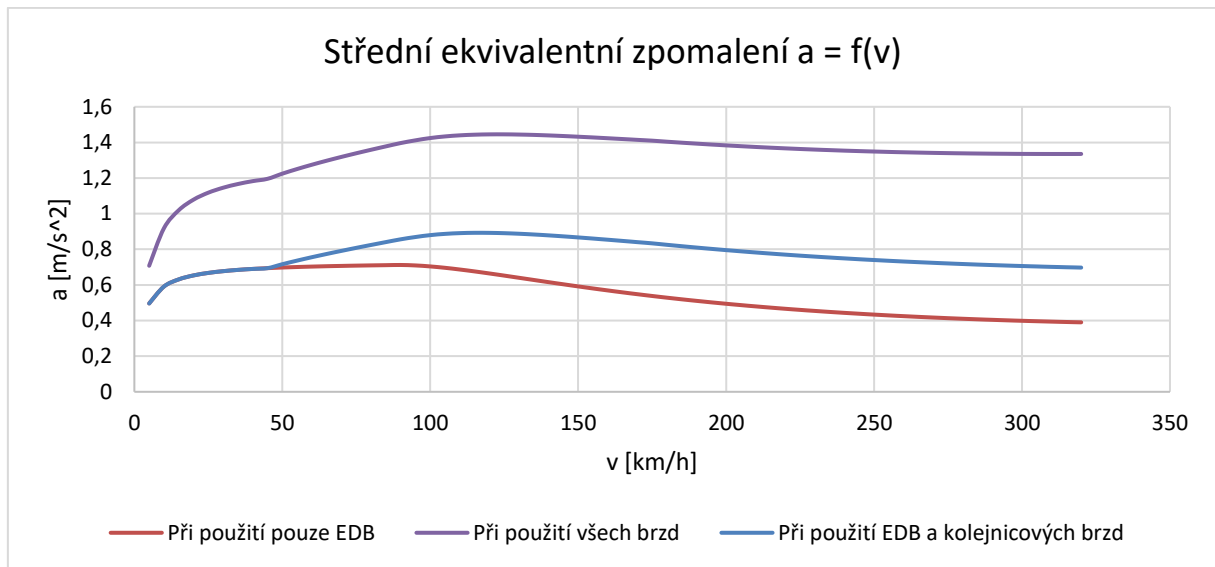
Obrázek 72 - Závislost trvalé stoupavosti na rychlosti

Pro jízdní vlastnosti a návrh jízdního cyklu je důležitá hodnota zábrzdné dráhy. Následující graf zobrazuje fialovou křivkou závislost vzdálenosti při nouzovém brzdění za použití všech dostupných brzd. Červenou barvou závislost zábrzdné vzdálenosti při ekonomicky výhodném brzdění pouze za použití elektrodynamické brzdy, během kterého se elektrická energie vrací rekuperací do trakční napájecí soustavy. Přebytek elektrické energie lze spotřebovat jiným vozidlem ve stejném napájecím úseku. Pro trakční napájecí soustavu 25 kV 50 Hz jsou úseky poměrně dlouhé, tudíž pravděpodobnost využití přebytku energie v síti jiným vozidlem je vysoká a rekuperace je tak účinná. V případě nespotebování energie jiným vozidlem je při použití EDB trakční energie mařena v odporu a alespoň nedochází k opotřebení mechanických třecích brzd. Modrou čarou je zobrazena zábrzdna vzdálenost při použití EDB a kolejnicových brzd na všech podvozcích.

Je také možné, že při brzdění pouze elektrodynamickou a vířivou kolejnicovou brzdou bude docházet k nadměrným dynamickým účinkům mezi vozy soupravy. Tento efekt by šel eliminovat částečným brzděním netrakčních podvozků kotoučovými brzdami, čímž by se zkrátila zábrzdna vzdálenost, ale narostl by tím podíl zmařené energie.



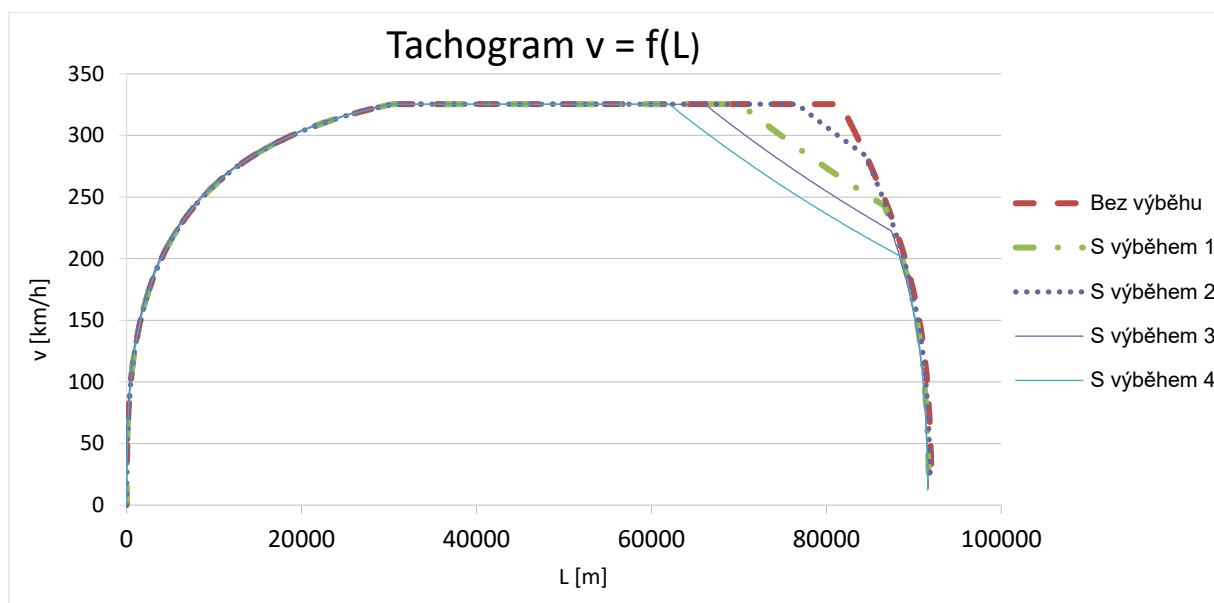
Obrázek 73 - Závislost zábrzdne dráhy na rychlosti



Obrázek 74 - Závislost středního ekvivalentního zpomalení na počáteční rychlosti brzdění

Z grafu na obrázku číslo 74 lze vyčíst průměrné dosažitelné zpomalení při brzdění z počáteční rychlosti pro brzdění různými kombinacemi brzdových systémů. Kupříkladu při zabrzdění z rychlosti 200 km/h dosahuje jednotka středního ekvivalentního zpomalení 0,49 m/s² pro brzdění pouze pomocí elektrodynamické brzdy, 0,79 m/s² za využití kombinace elektrodynamické brzdy a kolejnicových brzd a 1,38 m/s² pro brzdění za využití všech brzd.

Jako poslední uvedu příklad 5 tachogramů teoretické jízdy po přímé trati dlouhé 92 km. Nejprve zrychlení na dráze 29,7 km na rychlost 320 km/h, poté jízda konstantní rychlostí, ve dvou případech jízda výběhem, kdy jednotka samovolně zpomalí na 280, 240, 220 respektive 200 km/h. A nakonec brzdění pouze pomocí EDB a na nulovou rychlost dobrzdění pomocí třecích brzd.



Obrázek 75 - Tachogramy jízdy

Zajímavé je porovnání spotřebované energie a jízdní doby pro všech 5 jízdních cyklů.

Popis jízdy	Doba jízdy	Spotřeba energie
Bez výběhu	1201 s	1796 kWh
S výběhem, počáteční rychlost brzdění 280 km/h	1205 s	1751 kWh
S výběhem, počáteční rychlost brzdění 240 km/h	1222 s	1674 kWh
S výběhem, počáteční rychlost brzdění 220 km/h	1239 s	1623 kWh
S výběhem, počáteční rychlost brzdění 200 km/h	1264 s	1560 kWh

Tabulka 10 - Srovnání jízdních cyklů

Účinnost přeměny elektrické energie z troleje na mechanickou na hřídeli motoru jsem předpokládal 90 %. V případě generátorického brzdění, znamenající přeměnu mechanické energie z hřídele motoru na elektrickou v troleji jsem účinnost odhadl na 70 %. V prvním případě nejnehospodárnějšího cyklu cyklus trvá jen o 64 vteřin kratší dobu ale spotřeba energie je o 15% vyšší než v případě nejdelšího cyklu s částečnou jízdou výběhem. Optimální výběr vhodného řešení provozu překračuje rozsah této práce a je nutné v něm zohlednit cenu jízdenky, cenu času cestujících, cenu elektrické energie a mnoho dalších proměnných. Možná by v budoucnu vlivem nedostatku elektrické energie mohlo dojít ke snížení maximální rychlosti vlaků na hospodárnější úroveň.



11 Závěr

V úvodní kapitole jsem provedl rešerši vysokorychlostních jednotek provozovaných v Evropě a v Asii. Na základě zjištěných dat jsem si ujasnil, jaké koncepční řešení bych rád rozvedl pro použití v České republice. Zvolil jsem sedmivozovou jednotku se čtyřnápravovými vozy. Osm trakčních dvounápravových podvozků o celkovém jmenovitém trakčním výkonu $16 \cdot 500 = 8\,000 \text{ kW}$ s individuálním pohonem předpokládám umístit na vozy číslo 1, 3, 5 a 7. Ostatní podvozky uvažuji jako běžné, brzděné kotoučovými brzdami. Brzdný výkon elektrodynamické brzdy je $8\,800 \text{ kW}$.

Dále jsem se zabýval řešením interiéru v celé jednotce, které je vyobrazeno v typovém výkrese v příloze. Tento výkres obsahuje také základní rozměry jednotlivých vozů. Vnější rozměry jsem s pomocí kontrolního programu ověřil tak, aby odpovídaly maximálnímu kinematickému obrysu dle UIC 505.

Dle zadání jsem jako další bod vypočítal parametry svislého primárního i sekundárního vypružení. Z navržených parametrů jsem následně vypočítal vlastní frekvence soustavy a provedl zhodnocení bezpečnosti proti vykolejení pomocí kritéria Y/Q_{\min} . Šroubově vinuté pružiny primárního vypružení jsem zkontroloval na únavu, vzpěr i převrácení.

Předmětem konstrukční části bylo navrhnout koncept trakčního podvozku s vnitřním rámem. Po dohodě s vedoucím práce jsem zvolil koncepci přímého plně odpruženého pohonu pomocí čtyřpólového synchronního motoru s permanentními magnety a duté kuželové hřídele opatřené dvojicí ojníčkových spojek. Sestavný výkres podvozku je přílohou této diplomové práce.

V poslední kapitole jsem provedl výpočet trakčních vlastností celé jednotky. Ty jsem dokumentoval grafy zobrazující jízdní odpor, tažné a brzděné síly, stoupavost a zábrzdňou dráhu v závislosti na rychlosti jízdy.

Všechny body zadání diplomové práce jsem splnil v dostatečném rozsahu. Jako námět na navázání na tuto diplomovou práci bych uvažoval analýzu reálného vedení dvojkolí a výpočty zahrnující torzní stabilizátory primárního vypružení.



Použité zdroje

- [1] Vysokorychlostní železnice v České republice. Časopis SILNICE ŽELEZNICE - Rozvoj dopravní infrastruktury v České republice, na Slovensku i ve světě, moderní trendy, stavební postupy, používané materiály a technologie. [online]. Copyright © Copyright 2002 [cit. 14.10.2021]. Dostupné z: <http://old.silnice-zeleznice.cz/clanek/vysokorychlostni-zeleznice-v-ceske-republice/>
- [2] Die Bundesbahnzeit - 400 km/h - die Rekordfahrten des ICE/V im April 1988. Die Bundesbahnzeit [online]. Copyright © 2004 [cit. 14.10.2021]. Dostupné z: <https://bundesbahnzeit.de/seite.php?id=305>
- [3] DB-Baureihe 410. [online]. Dostupné z: http://de-academic.com/dic.nsf/dewiki/291769#cite_note-ice-start-1991-14-4
- [4] Jen takové cuknutí. Při katastrofě u Eschede zemřelo před 20 lety 101 lidí, strojvůdce jel nevědomky dál — ČT24 — Česká televize. ČT24 — Nejdůvěryhodnější zpravodajský web v ČR — Česká televize [online]. Copyright © [cit. 14.10.2021]. Dostupné z: <https://ct24.ceskatelevize.cz/svet/2497639-pred-20-lety-otraslo-nemeckem-zeleznicni-nestesti-u-eschede-o-zivot-prislo-101-lidi>
- [5] Do stanice dojely jen dva vozy. Tragédii u Eschede nepřežilo 101 lidí. [online]. Dostupné z: http://www.idnes.cz/zpravy/zahranicni/eschede-zeleznicni-nestesti-havarie-nemecko.A180601_121255_zahranicni_mko
- [6] ICE 1 (class 401, 801, 802, 803 and 804) Railfaneurope.net [online]. Dostupné z: <http://www.railfaneurope.net/ice/ice1.html>
- [7] Lima [online]. Dostupné z: https://www.modellbahnshop-lippe.com/Drive+trains/Drive+train/Lima-HL1751/gb/modell_330527.html
- [8] ICE 2 - next generation of the InterCityExpress. Railfaneurope.net [online]. Dostupné z: <http://www.railfaneurope.net/ice/ice2.html>
- [9] Vladan Foto. 2021. ICE-2 DB v Čechách. [online] Dostupné z: <http://www.vladanfoto.cz/clanky-ice-2-db-v-cechach.html>
- [10] ICE (class 403 and 406) Railfaneurope.net [online]. Dostupné z: <http://www.railfaneurope.net/ice/ice3.html>
- [11] ICE 3 der Baureihe 407 (Velaro D) von Siemens. Die schnellsten Züge der Welt - von André Werske [online]. Copyright © André Werske [cit. 15.10.2021]. Dostupné z: <https://www.hochgeschwindigkeitszuege.com/deutschland/ice-3-407.php>



- [12] Artflakes. 2021. „ICE-Intercity-Express, Eisenbahn, Zug“.[online] Dostupné z: <https://www.artflakes.com/de/products/ice-intercity-express-eisenbahn-zug-2?id=ice-intercity-express-eisenbahn-zug-2&locale=de>
- [13] Železničář | V Německu už jezdí moderní vlaky ICE 4. [online]. Dostupné z: <https://seznam.cd.cz/zeleznicar/zahranici/v-nemecku-uz-jezdi-moderni-vlaky-ice-4/-17205/22,0,„/>
- [14] ICE 4: Rychle, spolehlivě a modulárně | Siemens Visions. SIEMENS Visions | Magazín o lidech, technologiích a inovacích [online]. Copyright © [cit. 15.10.2021]. Dostupné z: <https://www.visionsmag.cz/ice-4-rychle-spolehlive-a-modularne>
- [15] SIEMENS Visions | Magazín o lidech, technologiích a inovacích [online]. Copyright © [cit. 11.10.2021]. Dostupné z: <https://www.visionsmag.cz/upload/1183-1510351176.jpg>
- [16] Siemens Background Information – Velaro Novo [online]. Dostupné z: <http://assets.new.siemens.com/siemens/assets/api/uuid:fe879294-8094-4f10-a45a-1d51509e5800/backgrounder-velaronovo-e.pdf>
- [17] Siemens presents its new high-speed train – the "Velaro Novo" | Press | Company | Siemens. [online]. Copyright © Siemens 1996 [cit. 15.10.2021]. Dostupné z: <https://press.siemens.com/global/en/pressrelease/siemens-presents-its-new-high-speed-train-velaro-novo>
- [18] Talgo 350 schnell, robust und leistungsstark [online]. Dostupné z: <https://www.talgo.com/de/talgo-350>
- [19] Talgo 250, maximale Vielseitigkeit im Hochgeschwindigkeitbereich [online]. Dostupné z: <https://www.talgo.com/de/talgo-250>
- [20] Rail pictures [online]. Copyright © 2002 [cit. 11.10.2021]. Dostupné z: <https://www.railpictures.net/photo/107652/>
- [21] About the Shinkansen | Central Japan Railway Company. | Central Japan Railway Company [online]. Dostupné z: https://global.jr-central.co.jp/en/company/about_shinkansen/
- [22] First High-Speed Railway in the United States models Japanese Shinkansen – Asia Matters for America. Asia Matters for America – Explore US-Asia National and Local Connections [online]. Copyright © East [cit. 25.10.2021]. Dostupné z: <https://asiamattersforamerica.org/articles/first-high-speed-railway-in-the-united-states-models-japanese-shinkansen>
JR West 500 Series - All About Japanese Trains. All



- About Japanese Trains - Home [online]. Dostupné z:
<http://www.allaboutjapantrains.com/500-series.html>
- [23] UK upgrades train fleet with Shinkansen technology | Euronews. Latest breaking news available as free video on demand | Euronews [online]. Copyright © euronews 2021 [cit. 25.10.2021]. Dostupné z: <https://www.euronews.com/2017/07/27/uk-upgrades-train-fleet-with-shinkansen-technology>
- [24] 500 Series Shinkansen - Wikipedia. [online]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/500_Series_Shinkansen
- [25] Japanese culture - Web Japan [online]. Dostupné z: <https://web-japan.org/atlas/technology/tec08.html>
- [26] Nozomi Shinkansen 500 - Picture 3 | Train, Transportation design, Japan. Pinterest - Česká republika [online]. Dostupné z: <https://cz.pinterest.com/pin/142004194480602186/>
- [27] Rail business, industry and technology news from Railway Gazette International [online]. Copyright ©M [cit. 18.10.2021]. Dostupné z: https://d1c4d7gnm6as1q.cloudfront.net/Pictures/2000xAny/9/0/7/27907_tn_ip-jrcentral-n700s-left-side-kmiura.jpg
- [28] TGV France High Speed Railways operated by SNCF - Railway Technology. Railway Technology | Rail & Train News & Views Updated Daily [online]. Copyright © Copyright Verdict Media Limited 2021 [cit. 25.10.2021]. Dostupné z: <https://www.railway-technology.com/projects/frenchtgv/>
- [29] SNCF TGV-PSE [online]. Dostupné z: <http://documents.epfl.ch/users/a/al/allenbac/www/documents/Fich0505.pdf>
- [30] Mâcon : pourquoi le TGV aux couleurs de La Poste a-t-il été supprimé ?. Actualités - France 3 Régions [online]. Copyright © AFP PHOTO JACQUES DEMARTHON [cit. 25.10.2021]. Dostupné z: <https://france3-regions.francetvinfo.fr/bourgogne-franche-comte/macon-pourquoi-le-tgv-aux-couleurs-de-la-poste-t-il-ete-supprime-758231.html>
- [31] TGV Sud-Est [online]. Copyright © [cit. 18.10.2021]. Dostupné z: <https://i1.wp.com/www.tech-gate.org/usa/wp-content/uploads/2021/09/TGV-orange-760x380.jpg?fit=760%2C380&ssl=1>
- [32] TGVweb - TGV Spotter's Guide. Railfaneurope.net [online]. Dostupné z: <http://www.railfaneurope.net/tgv/spotter.html>
-



- [33] TGV Atlantique. Rail.sk [online]. Dostupné z: <https://www.rail.sk/tgv/atq/atq01.html>
- [34] La Vie du Rail - le site pour les passionnés du ferroviaire [online]. Copyright © [cit. 25.10.2021]. Dostupné z: <https://www.laviedurail.com/rp/wp-content/uploads/sites/3/2021/08/mai-2021-rame-TGV-Atlantique-325-revetue-de-sa-robe-d-origine.jpg>
- [35] Operace V150 - pokus o pokoření světového rekordu! - ŽelPage [www.zelpage.cz]. Aktuality a články - ŽelPage [www.zelpage.cz] [online]. Copyright © [cit. 18.10.2021]. Dostupné z: <https://www.zelpage.cz/zpravy/3494?lang=cs>
- [36] Chronológia rekorných jász TGV [online]. Dostupné z: http://www.rail.sk/tgv/tgv_rec.htm
- [37] SNCF TGV V150 4402 / Eclaires — Trainspo. Trainspo - locomotives and trains media network [online]. Copyright © [cit. 25.10.2021]. Dostupné z: <https://trainspo.com/photo/51431/>
- [38] AGV tailors capacity and performance to the market - Railway Gazette. Wayback Machine [online]. Dostupné z: <https://web.archive.org/web/20160519171512/http://www.railwaygazette.com/news/single-view/view/agv-tailors-capacity-and-performance-to-the-market.html>
- [39] Alstom AGV ZŽO Velim (Cerhenice) 12.9.2009 | Richard Weber | Flickr. Find your inspiration. | Flickr [online]. Dostupné z: https://www.flickr.com/photos/rikky_/3912166681
- [40] High speed Trains [online]. Dostupné z: [http://dasan.kofst.or.kr/engineering/reference/session 3/04/DSEX 2010 10 22 HSR Presentation by Hyundai rotem.ppt](http://dasan.kofst.or.kr/engineering/reference/session%203/04/DSEX_2010_10_22_HSR_Presentation%20by%20Hyundai%20rotem.ppt)
- [41] SEOUL > BUSAN - High-Speed World - by Langages du Sud. High-Speed World - by Langages du Sud [online]. Copyright © 2019 [cit. 25.10.2021]. Dostupné z: <http://www.highspeedworld.net/seoul-busan.html>
- [42] eLogistika.info | Logistický zpravodajský portál [online]. Copyright © [cit. 25.10.2021]. Dostupné z: https://www.elogistika.info/wp-content/uploads/2016/06/tn_it-frecciarossa-1000-fs.jpg
- [43] FRECCIAROSSA_1000 [online]. Dostupné z: http://www.orso.cz/zeleznice/zahranicni_lokomotivy_FRECCIAROSSA_1000.html



- [44] C.I.F.I. Collegio Ingegneri Ferroviari Italiani ::: [online]. Copyright © [cit. 01.11.2021].
Dostupné z:
http://www.cifi.it/UplDocumenti/AV_Freccia1000/BOMBARDIER%20ETR1000.pdf
- [45] SVK Vysokorychlostní tratě - budoucnost české železnice IRICoN 2020 [online].
Copyright © [cit. 02.11.2021]. Dostupné z:
http://konferenceiricon20.fd.cvut.cz/files/prezentace_IRICON2020.zip
- [46] ŠLEGR, Petr. Rychlá železnice i v České republice: High speed rail even in the Czech Republic. Praha: Centrum pro efektivní dopravu, 2012. ISBN 978-80-905005-0-1.
- [47] Rozhodnutí Komise 2008/232/ES ze dne 21. února 2008 o technické specifikaci pro interoperabilitu subsystému „Kolejová vozidla“ transevropského vysokorychlostního železničního systému (oznámeno pod číslem K(2006) 648) [online]. [Cit. 27.12.2018].
Dostupné z: <https://eur-lex.europa.eu/legalcontent/CS/TXT/PDF/?uri=CELEX:32008D0232&from=CS>
- [48] Kolář, prezentace z přednášek: Pohony kolejových vozidel [online]. Dostupné z:
https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/2211146_PKV/Pohony%20kolejov%c3%bdch%20vozidel%202019.pdf
- [49] Hlavní stránka - www.spravazeleznic.cz [online]. Copyright © [cit. 18.10.2021].
Dostupné z:
https://www.spravazeleznic.cz/documents/50004227/119294801/2021_01_19+Mapa+8+Pokryt%C3%AD+VRT+v+%C4%8CR.jpg/fdac7020-912c-4ac6-8cd4-683633ca9f56?t=1614160021621
- [50] Kalivoda, prezentace z přednášek: Teorie vozidel vozidel [online]. Dostupné z:
https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/2211054_TV/Teorie%20vozidel%20-%20Kalivoda%202019_04.pdf



Seznam použitých veličin a jednotek

Označení	[Jednotka]	Název veličiny
v	[km/h], [m/s]	Rychlost
F	[kN]	Síla
P	[kW]	Výkon
g	[m·s ⁻²]	Tíhové zrychlení
l	[m]	Vzdálenost
s	[‰]	Sklon
U	[kV]	Napětí
f	[Hz]	Kmitočet
p	[kW/t]	Měrný výkon
m	[t], [kg]	Hmotnost
t	[s]	Čas
a	[m]	Vzdálenost otočných čepů
p	[m]	Rozvor podvozku
e _{kolmax}	[m]	Rozchod koleje
e _{dv}	[m]	Rozchod dvojkolí
q	[m]	Příčná vůle ve vedení dvojkolí
w _p	[m]	Příčná vůle podvozek - skříň
w _a	[m]	Vnější příčná vůle podvozek - skříň v oblouku
w _i	[m]	Vnitřní příčná vůle podvozek - skříň v oblouku
h _c	[m]	Výška pólu naklonění vozové skříně nad rovinou temene kolejnice
s	[1]	Součinitel náklonu vozové skříně
η	[°]	Úhel náklonu vozové skříně
n _a	[m]	Vzdálenost vnějšího řezu od roviny otočného čepu podvozku
n _i	[m]	Vzdálenost vnitřního řezu od roviny otočného čepu podvozku
2w ₁	[m]	Příčná vzdálenost středů pružin primárního vypružení
2w ₂	[m]	Příčná vzdálenost středů pružin sekundárního vypružení
s _{Z(-)}	[m]	Stlačení pružin sekundárního vypružení na narážku
p _{Z(-)}	[m]	Stlačení pružin primárního vypružení na narážku
s _{Z(+)}	[m]	Odlehčovací zdvih pružin sekundárního vypružení na narážku
p _{Z(+)}	[m]	Odlehčovací zdvih pružin primárního vypružení na narážku
Δhr _k	[m]	Tolerance výškového stavění vozové skříně kompenzující ojetí kol
Δr _k	[m]	Opotřebenění kola dvojkolí
R _{V1}	[m]	Minimální poloměr vydutého zaoblení lomu sklonu koleje - sedla
R _{V2}	[m]	Minimální poloměr vypuklého zaoblení lomu sklonu koleje - vrcholu
A _{Pi}	[N]	Zatížení předního dvojkolí v podvozku
A _{Zi}	[N]	Zatížení zadního dvojkolí v podvozku
Q _{Ai}	[N]	Zatížení levého kola
Q _{Bi}	[N]	Zatížení pravého kola
G _i	[N]	Tíhová síla od dílčího zatížení
x _i	[mm]	Vzdálenost od osy vozu
2a	[mm]	Vzdálenost styčných kružnic
Δm _{už}	[kg]	Hmotnost užitečného zatížení
k _{celk}	[N/mm]	Výsledná tuhost vypružení
ΔZ	[mm]	Statická deformace od tíhy užitečného zatížení
k _{2n}	[N/mm]	Tuhost sekundárního nouzového vypružení
k _{2vz}	[N/mm]	Tuhost vzduchového sekundárního vypružení
k ₂	[N/mm]	Výsledná tuhost sekundárního vypružení
k ₁	[N/mm]	Tuhost primárního vypružení
f	[Hz]	Vlastní frekvence vozidla



p	[Pa]	Přetlak vzduchu ve vzduchové pružině
k_{vz}	[N/mm]	Tuhost vzduchové pružiny
S_{ef}	[m²]	Efektivní plocha vzduchové pružiny
κ	[1]	Poissonova konstanta
V_{prac}	[dm³]	Pracovní objem sestavy se vzduchovou pružinou
V_{vzduchojemu}	[dm³]	Pracovní objem přídatného vzduchojemu
V_{pružiny}	[dm³]	Pracovní objem vzduchové pružiny
p_i	[kPa]	Přetlak ve vzduchové pružině
p_a	[kPa]	Atmosférický tlak
k	[N/mm]	Osová tuhost pružiny
G	[N/mm²]	Modul pružnosti ve smyku
E	[N/mm²]	Modul pružnosti v tahu
d	[mm]	Průměr drátu pružiny
D	[mm]	Střední průměr pružiny
n	[1]	Počet činných závitů
F_{krit}	[N]	Kritická síla pružiny na vzpěr
H	[mm]	Výška pružiny
L	[mm]	Délka pružiny pod prázdným vozidlem
y_{max}	[mm]	maximální příčná výchylka
k_{dyn}	[1]	Dynamická přírážka
F₁	[N]	Síla na pružinu pod prázdným vozidlem
F_{lož}	[N]	Síla na pružinu pod loženým vozidlem
F_n	[N]	Síla na pružinu na narážce
S_{max}	[N]	Maximální stlačení pružiny
ΔQ	[N]	Změna kolových sil na zborcené koleji
ΔQ_P	[N]	Změna kolových sil od podvozku
ΔQ_S	[N]	Změna kolových sil od skříně vozidla
ΔQ_{MIN}	[N]	Minimální kolová síla
k_{tdv}	[kNm/rad]	Úhlová tuhost vypružení dvojkolí
k_{tcp}	[kNm/rad]	Úhlová tuhost dvounápravového podvozku
k_{tcv}	[kNm/rad]	Úhlová tuhost celého vozidla
k_{tskř}	[kNm/rad]	Úhlová tuhost skříně
k_{TS}	[kNm/rad]	Úhlová tuhost torzního stabilizátoru
L	[mm]	Délka tyče torzního stabilizátoru
d	[mm]	Průměr tyče torzního stabilizátoru
2w_S	[mm]	Příčná vzdálenost působení síly od torzního stabilizátoru
R	[mm]	Rameno působení torzního stabilizátoru
α_{ZP}	[%]	Zkušební zborcení na bázi rozvoru podvozku
α_{ZS}	[%]	Zkušební zborcení na bázi vzdálenosti středů podvozků
2a⁺	[mm]	Rozvor podvozku
2a[*]	[mm]	Vzdálenost otočných čepů
M_{1skut}	[kNm]	Vratný moment
x_{1skut}	[m]	Poloha středu tření
f	[-]	Součinitel tření
P	[kN]	Řídící síla
Y	[kN]	Vodící síla
a	[m/s²]	Zrychlení
c_x	[1]	Součinitel tvaru celé jednotky
S_x	[m²]	Čelní plocha
ρ	[kg/m³]	Hustota vzduchu
p	[N/kN]	Měrný jízdní odpor
P	[N]	Jízdní odpor



Seznam obrázků

Obrázek 1 - Mapa plánované sítě VRT v ČR [49]	2
Obrázek 2 - Jednotka InterCityExperimental [3]	5
Obrázek 3 - Nehoda u Eschede [4]	7
Obrázek 4 - Jednotka ICE 1 [7]	7
Obrázek 5 - Podvozek jednotky ICE 1 [48]	8
Obrázek 6 - Jednotka ICE 2 na testovacím okruhu u Velimi [9]	9
Obrázek 7 - Jednotka ICE 3 [12]	10
Obrázek 8 - Podvozek jednotky ICE 3 [48]	10
Obrázek 9 - Jednotka ICE 4 [15]	11
Obrázek 10 - Jednotka Velaro Novo [17]	12
Obrázek 11 - Jednotka Talgo 350 [20].....	12
Obrázek 12 - Jednotka Shinkansen 500 [26]	14
Obrázek 13 - Podvozek jednotky Šinkansen [48]	15
Obrázek 14 - Jednotka Shinkansen N700S [27].....	15
Obrázek 15 - Závislost rychlosti a nadmořské výšky na dráze na trati Štrasburk - Paříž [46]	17
Obrázek 16 - Jednotka TGV Sud-Est [31].....	18
Obrázek 17 - TGV Atlantique [34]	19
Obrázek 18 - Podvozek Y230 - TGV [48].....	19
Obrázek 19 - Jednotka TGV V150 [37].....	20
Obrázek 20 - Jednotka AGV na zkušebním okruhu u Velimi [39].....	21
Obrázek 21 - Jakobsův trakční podvozek AGV [45]	21
Obrázek 22 - Jednotka KTX-Sancheon [41]	22
Obrázek 23 - Podvozek jednotky KTX-Sancheon [40]	22
Obrázek 24 - Jednotka Frecciarossa 1000 [42].....	23
Obrázek 25 - Schéma jednotky s konvenčními podvozky	25
Obrázek 26 - Schéma jednotky s Jakobsovými podvozky	26
Obrázek 27 - Schéma jednotky s Jakobsovými podvozky,	26
Obrázek 28 - Schéma 1. vozu	28
Obrázek 29 - Schéma 2. vozu	29
Obrázek 30 - Schéma 4. vozu	30
Obrázek 31 - Schéma 5. vozu	31
Obrázek 32 - Zadání parametrů do programu - situace ve středu a na představku $n_a = 2,8$ m	33
Obrázek 33 - Výsledný obrys ve středu vozidla.....	34
Obrázek 34 - Výsledný obrys na představku $n_a = 2,8$ m	34
Obrázek 35 - Zadání parametrů do programu - situace na představku $n_a = 3,7$ m.....	35
Obrázek 36 - Výsledný obrys na představku $n_a = 3,7$ m	35
Obrázek 37 - Zadání parametrů do programu - situace na představku $n_a = 4,625$ m.....	36
Obrázek 38 - Výsledný obrys na představku $n_a = 4,625$ m	36
Obrázek 39 - Řez středem podvozku.....	38
Obrázek 40 - Schéma nosníku	39
Obrázek 41 - Příklad zatížení jídelního vozu.....	40



Obrázek 42 - Analýza výšky nárazníků pro vozidlo s pneumatickým vypružením [50]	42
Obrázek 43 - Model dvoumotové soustavy [50].....	45
Obrázek 44 - Model vozidla se 4 stupni volnosti.....	46
Obrázek 45 - Nezatížený stav	47
Obrázek 46 - 1. vlastní tvar kmitu - souběžné houpání.....	47
Obrázek 47 - 2. vlastní tvar kmitu - souběžné kývání.....	47
Obrázek 48 - 3. vlastní tvar kmitu - protiběžné houpání.....	47
Obrázek 49 - 4. vlastní tvar kmitu - protiběžné kývání	47
Obrázek 50 - Kmitové tvary	48
Obrázek 51 - Výpočet vnější pružiny - zadání	53
Obrázek 52 - Pracovní diagram namáhání vnější pružiny	53
Obrázek 53 - Výpočet vnitřní pružiny - zadání	54
Obrázek 54 - Pracovní diagram namáhání vnitřní pružiny	54
Obrázek 55 - Výsledky výpočtu šroubových pružin.....	55
Obrázek 56 - Schéma vypružení čtyřnápravového vozu [50].....	56
Obrázek 57 - Torzní soustava dvounápravového podvozku [50]	57
Obrázek 58 - Torzní tuhost celého vozu.....	58
Obrázek 59 - Schéma torzního stabilizátoru	59
Obrázek 60 - Zadání údajů pro výpočet vratného momentu	60
Obrázek 61 - Graf pro výpočet vratného momentu.....	61
Obrázek 62 - Trakční podvozek - izometrický pohled	63
Obrázek 63 - Řez osou dvojkolí	64
Obrázek 64 - Trakční podvozek - bokorys	64
Obrázek 65 - Trakční podvozek - půdorys.....	65
Obrázek 66 - Závislost měrného jízdního odporu na rychlosti.....	67
Obrázek 67 - Závislost jízdního odporu na rychlosti	68
Obrázek 68 - Závislost tažné síly na rychlosti.....	68
Obrázek 69 - Závislost výkonu na rychlosti	69
Obrázek 70 - Závislost brzdné síly na rychlosti.....	70
Obrázek 71 - Porovnání jízdních odporů	70
Obrázek 72 - Závislost trvalé stoupavosti na rychlosti.....	71
Obrázek 73 - Závislost zábrzdné dráhy na rychlosti	72
Obrázek 74 - Závislost středního ekvivalentního zpomalení na počáteční rychlosti brzdění	73
Obrázek 75 - Tachogramy jízdy	74



Seznam tabulek

Tabulka 1 - Technické parametry existujících jednotek	24
Tabulka 2 - Technické parametry existujících jednotek	24
Tabulka 3 - Zatížení 4. vozu	41
Tabulka 4 - Zatížení 5. vozu	41
Tabulka 5 - Vlastní frekvence dvouhmotové soustavy při vzduchovém vypružení v provozu.....	45
Tabulka 6 - Vlastní frekvence dvouhmotové soustavy při vzduchovém vypružení mimo provoz	45
Tabulka 7 - Vlastní frekvence soustavy se 4° volnosti při vzduchovém vypružení v provozu.....	46
Tabulka 8 - Vlastní frekvence soustavy se 4° volnosti při vzduchovém vypružení mimo provoz	46
Tabulka 9 - Základní parametry jednotky.....	67
Tabulka 10 - Srovnání jízdních cyklů	74

Seznam příloh

Příloha 1 - Typový výkres jednotky:	2022 - DP - 01
Příloha 2 - Sestavný výkres trakčního podvozku:	2022 - DP - 02