

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

**Studie primárního a sekundárního vypružení podvozku
vysokorychlostní jednotky**

**Design studie of primary and secondary suspension
in bogie of High Speed Units**

Diplomová práce

Studijní program: N 2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: Dopravní, letadlová a transportní technika
Vedoucí práce: Doc. Ing. Josef Kolář, CSc.

Bc. Michal Mihulec



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Mihulec** Jméno: **Michal** Osobní číslo: **420449**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Studie primárního a sekundárního vypružení podvozku vysokorychlostní jednotky

Název diplomové práce anglicky:

Desing studie of primary and secondary suspension in bogie of High Speed Units

Pokyny pro vypracování:

Vypracujte:

- 1) Přehled legislativních a technických požadavků kladených na vysokorychlostní vozidla I třídy provozovaných rychlostmi nad 300 km/h.
- 2) Rešerši na téma „Řešení pojezdu a pohonů u vysokorychlostních elektrických jednotek pro rychlosti nad 300 km/h“.
- 3) Typový výkres vysokorychlostní jednotky v měřítku 1:50 a rozbor hmotnostní bilance jednotky.
- 4) Analýzu nápravových a kolových sil u čelního a vložného vozu jednotky.
- 5) Základní návrh svislého a příčného vypružení jednotky pro řešení s jedno nebo dvounápravovými podvozky.
- 6) V MBS Simpack sestavte 3D modely vozidla s jedno- a dvounápravovými podvozky a proveďte simulaci jízdy.
- 7) Průvodní technickou zprávu a sestavný výkres trakčního podvozku s detailním řešením vypružení.

Seznam doporučené literatury:

Odborné časopisy, firemní literatura, patentová literatura, normy.
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: **29.10.2018**

Termín odevzdání diplomové práce: **04.01.2019**

Platnost zadání diplomové práce:

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

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

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

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

26.11.2018
Datum převzetí zadání

Podpis studenta

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem předloženou diplomovou prací s názvem: "Studie primárního a sekundárního vypružení podvozku vysokorychlostní jednotky" vypracoval samostatně pod vedením Doc. Ing. Josefa Koláře, CSc. s použitím literatury uvedené na konci práce v seznamu použité literatury.

V Praze 4. 1. 2019

Bc. Michal Mihulec

Poděkování

Zde bych rád poděkoval vedoucímu diplomové práce panu Doc. Ing. Josefovi Kolářovi, CSc. za odborné vedení, cenné rady a připomínky a také čas věnovaný konzultacím. Rád bych také poděkoval panu Ing. Janu Kalivodovi, Ph.D. za cenné rady ohledně využití MBS softwaru. V neposlední řadě bych poděkoval své rodině za podporu při studiu.

Anotační list

Jméno autora:	Bc. Michal MIHULEC
Název DP:	Studie primárního a sekundárního vypružení vysokorychlostní jednotky
Anglický název:	Design studie of primary and secondary suspension in bogie of High Speed Units
Rok:	2019
Studijní program:	N 2301 Strojní inženýrství
Obor studia:	2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika
Ústav:	Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Vedoucí DP:	Doc. Ing. Josef Kolář, CSc.
Bibliografické údaje:	počet stran 88 počet obrázků 94 počet tabulek 38 počet příloh 11
Klíčová slova:	Podvozek, Vysokorychlostní jednotka, Vypružení, MBS, Stabilita, Bezpečnost proti vykolejení
Keywords:	Bogie, High Speed Multiple Unit, Suspension, MBS, Stability, Safety Against Derailment

Anotace:

Tématem diplomové práce je studie primárního a sekundárního vypružení podvozku vysokorychlostní jednotky. V teoretické části jsou popsána řešení pojezdů vysokorychlostních vozidel s provozní rychlostí vyšší než 300 km/h. V praktické části je proveden návrh jednotlivých prvků vypružení vycházející z hmotnostní bilance a typového výkresu jednotky. Pomocí MBS simulací jsou ověřeny jízdní vlastnosti vozidla a bezpečnost proti vykolejení podle ČSN EN 14 363.

Abstract:

The master thesis is focused on design study of primary and secondary suspension in bogie of high-speed multiple unit. The theoretical part describes solutions of bogies of high-speed trains with operating speed higher than 300 km/h. In practical part the suspension elements are designed based on mass analysis and technical drawing of the multiple unit. The running behaviour and safety against derailment according to standard ČSN EN 14 363 is verified by multi body simulation.

Obsah:

1 Úvod	1
1.1 Motivace	1
1.2 Cíl práce	1
2 Pojezdy a pohony vysokorychlostních elektrických jednotek	2
2.1 Alstom - CL 334	2
2.2 Alstom - CL 511	4
2.3 Siemens - SF 500 TDG a SF 500 LDG	5
2.4 Talgo, Bombardier - 350, Avril	7
2.5 Kawasaki, Hitachi - Shinkansen	8
2.6 Bombardier - FLEXX Speed	11
2.7 Zhodnocení současných trendů	12
3 Legislativní požadavky pro vysokorychlostní vozidla dle TSI	16
4 Koncepce vysokorychlostní elektrické jednotky	19
4.1 Základní uspořádání	19
4.1.1 Vložený vůz	20
4.1.2 Hlavový vůz	20
4.2 Trakční charakteristika	21
4.3 Výpočet obrysu pro konstrukci vozidla	23
4.3.1 Stanovení příčných vůlí	23
4.3.2 Výpočet šířkového zúžení	25
4.3.3 Výpočet výškové redukce spodku skříně	27
4.3.4 Výpočet výškové redukce střechy skříně	29
5 Hmotnostní bilance	32
5.1 Vložený vůz	32
5.1.1 Hmotnost skříně	32
5.1.2 Stanovení statického nápravového zatížení	36
5.1.3 Stanovení statického kolového zatížení	37
5.2 Hlavový vůz	38
5.2.1 Hmotnost skříně	38
5.2.2 Stanovení statického nápravového zatížení	40
5.2.3 Stanovení statického kolového zatížení	41

6	Koncepční řešení podvozku vloženého vozu.....	42
6.1	Pohon.....	42
6.2	Rám.....	44
6.3	Vypružení.....	45
6.4	Brzdy.....	47
7	Návrh vypružení vloženého vozu.....	49
7.1	Bezpečnost přechodu mezi sousedními vozy.....	49
7.2	Návrh svislé tuhosti primárního a sekundárního vypružení.....	50
7.2.1	Nouzový stav.....	50
7.2.2	Vzduchové pružiny v činnosti.....	51
7.3	Návrh příčné tuhosti primárního a sekundárního vypružení.....	52
7.3.1	Primární vypružení.....	52
7.3.2	Sekundární vypružení.....	52
7.4	Návrh tlumících konstant.....	53
7.4.1	Tlumící konstanta tlumičů primárního stupně vypružení.....	53
7.4.2	Tlumící konstanta tlumičů sekundárního stupně vypružení.....	54
7.5	Optimální vlastní frekvence svislých kmitů.....	55
7.5.1	Stanovení redukovaných hmotností.....	55
7.5.2	Matematický model.....	56
7.5.3	Stanovení vlastních frekvencí.....	60
8.	Simulace jízdy vloženého vozu.....	63
8.1	Stabilita jízdy v přímé trati.....	63
8.2	Stanovení kritické rychlosti.....	67
8.3	Bezpečnost proti vykolejení.....	68
8.3.1	Měření vodící síly Y na nabíhající kole.....	69
8.3.2	Měření poklesu svislé kolové síly Q.....	70
8.3.3	Posouzení míry bezpečnosti proti vykolejení na zborcené koleji.....	73
9	Konstrukční řešení sekundárního vzduchového vypružení.....	75
10	Závěr.....	78

Seznam použitých zkratek a symbolů

Zkratka	Jednotka	Název
ΣY	[kN]	Součet vodících sil dvojkolí
$2w_2$	[m]	Příčná vzdálenost středů pružin druhotného vypružení
$A_{0[t]}, A_0$	[t], [kN]	Statické nápravové zatížení
A_{DVi}	[kN]	Nápravové zatížení i-tého dvojkolí
a_N	[ms ⁻²]	Nevyrovnané příčné zrychlení
a_p	[m]	Rozvor podvozku
a_{rozj}	[ms ⁻²]	Rozjezdové zrychlení
a_s	[m]	Vzdálenost otočných čepů
A_{TGV_DV}	[t]	Statické nápravové zatížení TGV
b_1	[Nsm ⁻¹]	Tlumící konstanta primárního tlumiče
b_{1_KRIT}	[Nsm ⁻¹]	Tlumící konstanty při kritickém tlumení
b_2	[Nsm ⁻¹]	Tlumící konstanta sekundárního tlumiče
b_{2_KRIT}	[Nsm ⁻¹]	Tlumící konstanty při kritickém tlumení
b_r	[-]	Poměrný útlum
$B_{va,i}$	[m]	Hranice maximální šířky vozidla ve výpočtovém bodě
c	[m]	Excentricita narážky ve směru osy y
c_x	[-]	Součinitel tvaru vozidla
d	[mm]	Průměr drátu
D	[mm]	Střední průměr pružiny
D_{ef}	[m]	Efektivní průměr
DV	[-]	Dvojkolí
e	[m]	Excentricita narážky ve směru osy x
E_a	[m]	Šířková redukce v oblasti vně otočných čepů
$e_{d(A),(B),(C),(D)}$	[m]	Výšková redukce spodku skříně pro oblast A, B, C, D
$e_{DVopotř}$	[m]	Rozchod dvojkolí
$e_{h(A),(B),(C),(D)}$	[m]	Výšková redukce střechy skříně pro oblast A, B, C, D
E_i	[m]	Šířková redukce v oblasti uvnitř otočných čepů
E_k	[J]	Kinetická energie
e_{kolmax}	[m]	Rozchod koleje
E_p	[J]	Potenciální energie
e_T	[m]	Excentricita těžiště
$f_{1,2,3,4}$	[Hz]	Vlastní frekvence
$F_{1,2y}$	[kN]	Příčná síla
F_{t_rozj}	[kN]	Rozjezdová tažná síla
F_{t_vykon}	[kN]	Tažná síla v hyperbolické části TCH
g	[ms ⁻²]	Gravitační zrychlení
g_{lim}^*	[%]	Zkušební zkroucení
G_p	[kN]	Tíhový účinek hmoty podvozku
$G_{skř}$	[kN]	Tíhový účinek hmoty skříně
$G_{už}$	[kN]	Tíhový účinek hmoty užitečného zatížení

G_{VRJ_PL}	[-]	Tíhový účinek hmoty jednotky ve stavu PL
h	[m]	Výpočtová výška
H_a	[m]	Hranice maximální výšky vozidla v oblasti vně otočných čepů
h_c	[m]	Výška pólu naklonění vozové skříně nad rovinou T.K.
H_i	[m]	Hranice maximální výšky vozidla v oblasti mezi otočnými čepy
HS RST	[-]	High Speed Rolling Stock
HS	[-]	Hrubá stavba
HV	[-]	Hlavový vůz
IRW	[-]	Individually Rotated Wheel
i_s	[m]	Poloměr setrvačnosti
J_{sy}	[kgm ²]	Moment setrvačnosti skříně kolem osy y
$k_{\Sigma y1}$	[Nm ⁻¹]	Celková příčná tuhost primárního vypružení
$k_{\Sigma y2}$	[Nm ⁻¹]	Celková příčná tuhost sekundárního vypružení
$k_{\Sigma z}$	[Nm ⁻¹]	Celková svislá tuhost vypružení vozidla
$k_{\Sigma z1}$	[Nm ⁻¹]	Celková svislá tuhost primárního vypružení vozidla
$k_{\Sigma z1_pruz}$	[Nm ⁻¹]	Svislá tuhost primární pružiny
$k_{\Sigma z2}$	[Nm ⁻¹]	Celková svislá tuhost sekundárního vypružení vozidla
$k_{\Sigma z2_pruz}$	[Nm ⁻¹]	Svislá tuhost sekundární pružiny
$k_{\Sigma z2N}$	[Nm ⁻¹]	Celková svislá tuhost nouzového sekundárního vypružení vozidla
$k_{\Sigma z2N_pruz}$	[Nm ⁻¹]	Svislá tuhost nouzové sekundární pružiny
$k_{\Sigma zmin}$	[Nm ⁻¹]	Zvolená min. celková svislá tuhost vypružení vozidla
$k_{\Sigma zminT}$	[Nm ⁻¹]	Min. celková svislá tuhost vypružení vozidla
$k_{\Sigma zvzd}$	[Nm ⁻¹]	Celková svislá tuhost vzduchového sekundárního vypružení vozidla
$k_{\Sigma zvzd_pruz}$	[Nm ⁻¹]	Svislá tuhost vzduchové pružiny
k_{bpv_N}	[-]	Bezpečnost proti vykolejení (nouzové vypružení)
k_{bpv_VZD}	[-]	Bezpečnost proti vykolejení (vzduchové vypružení)
k_{y1_pruz}	[Nm ⁻¹]	Příčná tuhost primární pružiny
k_{y2_pruz}	[Nm ⁻¹]	Příčná tuhost sekundární pružiny
k_{z1}	[Nm ⁻¹]	Tuhost 4 pružin prim. vypružení v 4DOF modelu
k_{z2}	[Nm ⁻¹]	Tuhost 4 pružin sekundárního vypružení v 4DOF modelu
l_s	[m]	Délka skříně
L_{TGV}	[m]	Délka jednotky TGV
$m_{A,B,C}$	[kg]	Redukovaná hmotnost
MBS	[-]	Multi Body Simulation
m_{cest}	[kg]	Hmotnost jednoho cestujícího
m_{cest_VV}	[kg]	Hmotnost užitečného zatížení (cestujících)
m_{CL511}	[t]	Hmotnost podvozku CL511
m_{HS_1m}	[kg/m]	Měrná hmotnost HS
m_i	[kg]	Hmotnost i-té položky
m_s	[kg]	Hmotnost skříně
$m_{skř_1m}$	[kg/m]	Měrná hmotnost skříně
$m_{skř_HS}$	[kg]	Hmotnost hrubé stavby skříně
$m_{skř_VV}$	[kg]	Hmotnost skříně VV
m_{TGV}	[t]	Hmotnost jednotky TGV
m_{TGV_1m}	[t/m]	Měrná hmotnost jednotky TGV

m_{VRJ_PL}	[t]	Hmotnost VRJ ve stavu PL
n_a	[m]	Odlehlost vně otočných čepů
n_{cest_VV}	[-]	Počet sedadel VV
n_{DV_HV}	[-]	Počet dvojkolí HV
n_{DV_VV}	[-]	Počet dvojkolí VV
NGT	[-]	Next Generation Train
n_i	[m]	Odlehlost uvnitř otočných čepů
n_{TM}	[-]	Počet trakčních motorů
o_0	[N/kN]	Měrný vozidlový odpor
O_0	[kN]	Vozidlový odpor
O_α	[kN]	Odpor ze stoupání
p	[m]	Rozvor podvozku
P_0	[kN]	Statická hmotnost na nápravu
p_{ch}	[mm]	Chybějící převýšení
p_i	[bar]	Absolutní tlak v pružině
PL	[-]	Stav plně (loženého) obsazeného vozu
p_m	[kW/t]	Měrný výkon
P_{mot_HV}	[kW]	Výkon motoru HV
P_t	[kW]	Trakční výkon
P_{TM}	[-]	Výkon trakčního motoru
PV	[-]	Stav prázdného vozu
P_{VRJ}	[kW]	Celkový výkon jednotky
$p_{z(-)}$	[m]	Odlehčovací zdvih pružin primárního vypružení na narážku
$p_{z(+)}$	[m]	Stlačení pružin prvotního vypružení na narážku
Q	[kN]	Svislá kolová síla
Q	[kN]	Kolová síla
q	[m]	Příčná vůle ve vedení dvojkolí
Q_{dyn}	[kN]	Dynamická kolová síla
$Q_{L,P}$	[kN]	Kolové zatížení levého/pravého kola
Q_{min}	[kN]	Minimální kolové zatížení
Q_{gst}	[kN]	Kvazistatická kolová síla
R	[m]	Poloměr oblouku
$R_{1,2}$	[kN]	Síla působící na hlavní příčnick HS
R_n	[m]	Poloměr kladky
RST	[-]	Rolling Stock
R_{V1}	[m]	Min. poloměr vydutého zaoblení lomu sklonu koleje (sedlo)
R_{V2}	[m]	Min. poloměr vypuklého zaoblení lomu sklonu koleje (vrchol)
$S_{[‰]}$	[‰]	Stoupání
S_{ef}	[m ²]	Efektivní plocha
S_x	[m ²]	Čelní plocha vozidla
S_z	[-]	Součinitel náklonu vozové skříně
$S_{z(-)}$	[m]	Odlehčovací zdvih pružin sekundárního vypružení na narážku
$S_{z(+)}$	[m]	Stlačení pružin druhotného vypružení na narážku
TK	[-]	Temeno kolejnice
TSI	[-]	Technická specifikace interoperability

UIC	[-]	Mezinárodní železniční unie
V_{adm}	[km/h]	Maximální povolená rychlost vozidla dle ČSN EN 14 363
V_{KRIT}	[-]	Kritická rychlost
V_{max}	[km/h]	Maximální rychlost
V_{pruz}	[m ³]	Objem membránové pružiny
VV	[-]	Vložený vůz
V_{vzd}	[m ³]	Objem přídavného vzduchojemu
V_{zlomu}	[km/h]	Rychlost zlomu trakční charakteristiky
w_{∞}	[m]	Příčná vůle podvozek - skříň v přímé trati
w_0	[m]	Konstantní příčná vůle
w_a	[m]	Vnější příčná vůle podvozek - skříň
w_i	[m]	Vnitřní příčná vůle podvozek - skříň
x_T	[-]	Souřadnice x těžiště
Y	[kN]	Příčná vodící síla
y_T	[-]	Souřadnice y těžiště
Y_{UIC}	[m]	Souřadnice referenčního obrysu
z	[m]	Kinematické zúžení
z_{max}	[m]	Maximální možná svislá výchylka vypružení vozidla (zdvih)
z_T	[-]	Souřadnice z těžiště
Z_{UIC}	[m]	Souřadnice referenčního obrysu
$z_{už}$	[m]	Užitečné sednutí
β	[°]	Úhel okolku
γ	[°]	Úhel natočení podvozku
γ_{2opt}	[-]	Optimální poměr tuhostí
δ	[-]	Logaritmický dekrement
ΔA	[%]	Rozdíl v zatížení náprav
Δf_{zx}	[m]	Přídavná výchylka výškové redukce
Δf_{zy}	[m]	Přídavná výchylka výškové redukce
Δh_a	[m]	omezení při jízdě přes minimální vydutý nivelační oblouk
Δh_i	[m]	Omezení na vypuklém zaoblení lomu sklonu
ΔQ	[%]	Rozdíl v zatížení levého a pravého kola
Δr_k	[m]	Opotřebení kola dvojkolí (vztahené na poloměr kola)
Δz^*_{lim}	[m]	Svislý pohyb podpěr
Δh_{r_k}	[m]	Tolerance výškového stavění vozové skříně kompenzující ojetí kol
δ_{rot}	[-]	Součinitel rotačních hmot
ϵ	[-]	Součinitel využití adheze
η	[°]	Úhel náklonu vozové skříně
κ	[-]	polytropický koeficient
μ	[-]	Součinitel tření kolo - kolejnice
$\mu_{stř}$	[-]	Střední hodnota hmotnostního poměru
ρ_{vzd}	[kg/m ²]	Hustota vzduchu

1 Úvod

1.1 Motivace

Za období vzniku železniční dopravy, v podobě v jaké ji známe dnes, lze označit počátek 19. století. Od té doby prošla železnice dlouhým vývojem. Na přelomu 19. a 20. století železnice kralovala osobní přepravě, avšak s vývojem silniční a letecké dopravy, musela železnice začít čelit vzrůstající konkurenci, která přetrvala až do současnosti.

Dlouhá historie železniční dopravy s sebou nese své výhody ale i nevýhody. Jednou z výhod je umístění hlavního nádraží, které se z historického hlediska většinou nachází v centru měst, což poskytuje dobrou dostupnost a návaznost na další způsoby přepravy. Nevýhodou lze spatřovat v určité konzervativnosti systému železnice jako takového, kdy jeho schopnost reagovat na změny není tak flexibilní, jako je tomu v automobilové dopravě. To je dáno také tím, že soustava vozidlo - trať tvoří úzce spjatý celek, kdy parametry trati, jako například rozchod koleje, jsou často historicky dané a takřka neměnné. Je tedy výzvou technické praxe navrhovat vozidla tak, aby se jejich vlastnosti zlepšovaly vůči těm předešlým, při zachování stejných okrajových podmínek.

Mezi další významné výhody železnice patří nízké provozní náklady v přepočtu na tzv. osobokilometr. Ve srovnání s leteckou a automobilovou dopravou je důležité zmínit nižší emisní zátěž životního prostředí a nižší zábor půdy při stavbě trati. Zejména tratě vysokorychlostní železnice jsou projektovány s mimoúrovňovým křížením se silniční dopravou. To v kombinaci s centrálním řízením a vysokou mírou zabezpečení činí z vysokorychlostní železnice jeden z nejbezpečnějších způsobů dopravy vůbec.

Díky svým nesporným výhodám je přeprava cestujících po železnici způsobem, jak nadále zlepšovat kvalitu cestování moderní společnosti s co možná nejnižšími dopady na životní prostředí.

Stěžejní částí kolejového vozidla je jeho pojezd. Ten zajišťuje interakci mezi skříní vozidla a tratí. Pojezd tak tvoří jeden z hlavních bezpečnostně relevantních prvků vozidla, jehož návrh významnou měrou přispívá k celkovým vlastnostem vozidla. Návrh pojezdu, konkrétně jeho svislého a příčného vypružení, bude tvořit hlavní náplň této práce.

1.2 Cíl práce

Cílem práce je vytvořit studii vypružení podvozku vloženého vozu vysokorychlostní jednotky. Koncept jednotky a jejích pojezdů bude vycházet z přehledu již známých řešení a z poznatků současného výzkumu, které budou zpracovány v rešeršní části. Návrh prvků primárního a sekundárního vypružení bude proveden dle konstrukčních zásad, normativních a legislativních požadavků. Výstupem výkresové části práce bude typový výkres hlavového a vloženého vozu a sestavný výkres trakčního podvozku vloženého vozu. Výstupem výpočtové části bude prokázání optimálních vlastností a bezpečnosti vozidla.

2 Pojezdy a pohony vysokorychlostních elektrických jednotek

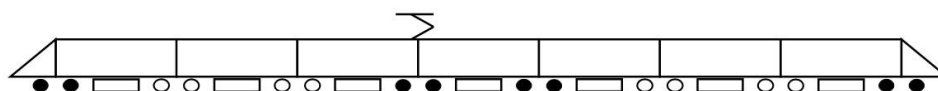
Podvozek kolejového vozidla je nejdůležitější částí vlaku. Jeho návrh musí splňovat nejpřísnější požadavky na pevnost, bezpečnost, spolehlivost a jízdní vlastnosti. Pro podvozek vysokorychlostní jednotky je charakteristická vysoká tuhost podélného a příčného vedení dvojkolí v ložiscích, měkké příčné a svislé vypružení, nízká hmotnost nevypružených hmot a dokonale vyvážená dvojkolí. Je snaha, aby hmoty podvozku byly umístěny co nejbližší středu podvozku. Podvozky jsou často vybaveny řadou brzdných systému. Pro vysoké rychlosti je to zejména elektromagnetická kolejnicová brzda. [1]

V další části budou popsány jednotlivé konstrukční řešení pojezdů vysokorychlostních jednotek a jejich částí pro rychlosti vyšší než 300 km/h.

2.1 Alstom - CL 334

tab. 1.: Technické parametry podvozku CL 334 [2]

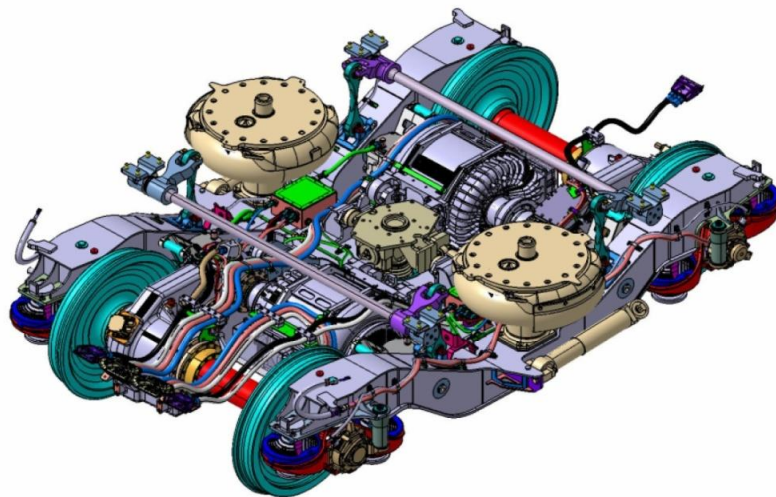
Provozní rychlost	360 km/h
Rozchod	1 435 mm
Rozvor	3 000 mm
Hmotnost	Trakční: 8 300 kg, Běžný: 6 600 kg
Max. nápravové zatížení	17 t
Průměr kol:	920/850 mm



obr. 1.: Schéma jednotky AGV

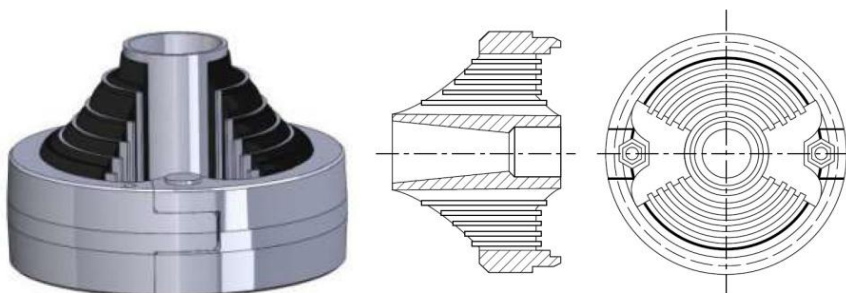
Podvozky CL 334 jsou použity na elektrických jednotkách AGV s distribuovaným rozložením elektrické výbroje. Vložené vozy jsou nesený pomocí jakobsových podvozků. Využití jakobsových podvozků přispívá ke snížení celkového počtu podvozků na jednotku a také větší bezpečnosti, protože vozy při nehodě méně vybočují. Rám podvozku je otevřený tvaru H ve středové části poníženy s vysokou tahovou tuhostí. Otevřený H rám je částečně torzně poddajný. Trakční podvozek obsahuje dva příčně umístěné synchronní motory s permanentními magnety o výkonu 760 kW. [3]

Synchronní motory pro vytvoření magnetického toku používají permanentní magnety místo budicího vinutí. Ty jsou tvořeny moderními materiály na bázi vzácných zemin. Kromě podstatného zjednodušení motoru (motor neobsahuje budicí vinutí a kroužky), odpadá zdroj budicího proudu. Motor pracuje s podstatně lepším účínkem než srovnatelný asynchronní motor, protože neodebírá ze sítě magnetizační proud. Navíc v rotoru nevznikají ztráty ani v budicím vinutí jako u klasického synchronního motoru, ani v rotorové kleci jako u asynchronního motoru. Důsledkem je, že motor o stejném výkonu má podstatně menší rozměry než klasický asynchronní motor a lepší účinnost. [4]



obr. 2.: Podvozek Alstom CL 334 [5]

Trakční motory jsou k rámu podvozku připojeny pomocí pryžových silentbloků. Hnací síla je z motoru na dvoustupňovou převodovku přenášena pomocí sférické zubové spojky. Převodovka je zavěšena na rám podvozku svislou závěskou. Provozní brzdou jednotky je elektrodynamická brzda trakčních motorů. Trakční podvozky jsou vybaveny jednostrannou špalíkovou brzdovou jednotkou s dvojčítými zdržemi. Netrakční podvozky jsou vybaveny třemi brzdovými kotouči na nápravu.



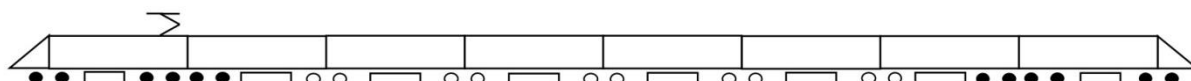
obr. 3.: Vedení dvojkolí pomocí pryžokovového prvku [6], [7]

Vedení dvojkolí zajišťují pryžokovové prstence, které jsou fixovány na trnu pevně spojeného s rámem podvozku. Podélný průřez prvku odpovídá stálé smykové pevnosti. Primární vypružení je tvořeno duplexní ocelovou vinutou pružinou, která je umístěna nad ložiskovou komorou. K primárnímu vypružení je paralelně řazen hydraulický tlumič. Sekundární vypružení je tvořeno membránovými vzduchovými pružinami. Součástí vzduchové pružiny je také pryžokovová pružina, která podporuje systém při velkém torzním zatížení a při velkém svislém vychýlení. V případě závady na vzduchotechnice funguje jako záložní sekundární vypružení pro nouzové dojetí. Výhodou vzduchového vypružení je možnost nastavení výšky skříně podle užitečného zatížení a tím regulovat výšku skříně vůči výšce nástupiště. Jakobsovy podvozky jsou vybaveny dvěma torzními stabilizátory, které zvyšují úhlovou tuhost sekundárního vypružení. Spojení a přenos tažných sil mezi podvozkem a skříní je realizován pomocí T - mechanismu převzatého z jednotek TGV. Vrtivé pohyby podvozku pod skříní jsou tlumeny pomocí podélných hydraulických tlumičů.

2.2 Alstom - CL 511

tab. 2.: Technické parametry podvozku CL 511 [2]

Provozní rychlost	320 km/h
Rozchod	1 435 mm
Rozvor	3 000 mm
Hmotnost	Trakční: 11 400 kg, Běžný 7 200 kg
Max. nápravové zatížení	17 t
Průměr kol:	Trakční: 920/850 mm, běžný: 910/850 mm



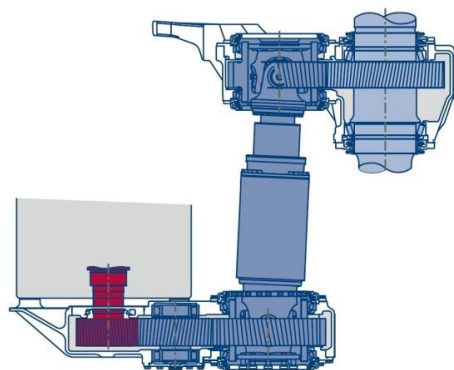
obr. 4.: Schéma jednotky TGV

Podvozky CL 511 jsou použity na jednotkách TGV, kde hlavové vozy mají pojezdy v uspořádání Bo´Bo´ a vložené vozy jsou nesené pomocí netrakčních jakobsových podvozků. Rám podvozku CL 511 je podobné konstrukce jako CL 334. Jedná se o otevřený rám tvaru H.

Pohon podvozku zajišťují dva příčně uložené asynchronní motory připevněné ke skříni vozidla o výkonu 1 100 kW. [8] Připevnění ke skříni vozidla snižuje hmotnost primárně vypružených hmot. Motor je připojen k tříkolové čelní redukční převodovce. Přenos hnacího momentu z redukční převodovky na dvukolovou nápravovou převodovku je zajištěn pomocí kardanového hřídele Tripod. Ten kompenzuje relativní pohyby dvojkolí vůči skříni. Snižování odporu hřídele při jeho prodlužování, je řešeno pomocí tří kladek, které se odvalují v jeho drážkách. [9] Nápravová výstupní převodovka je připojena pomocí závěsky k rámu podvozku. Trakční podvozky mají provozní brzdou elektrodynamickou a k zajištění slouží jednostranné špalíkové brzdové jednotky. Netrakční podvozky mají na každé nápravě 4 brzdové kotouče. Vedení dvojkolí trakčních podvozků je zajištěno stejně jako u podvozku CL 334 pomocí prstencových pryžokovových prvků. U netrakčních podvozků jsou dvojkolí vedena pomocí klynových ramen uložených v silentblocích konzol rámu podvozku.



obr. 5.: Podvozek Alstom CL 511 [2]



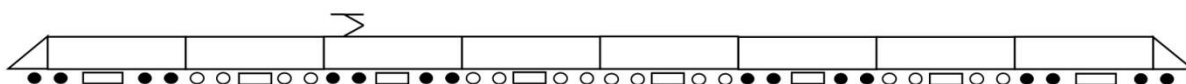
obr. 6.: Kardanová hřídel - Tripod [10]

Primární vypružení zajišťují vinuté ocelové pružiny. Sekundární vypružení trakčních podvozků tvoří čtyři vinuté ocelové pružiny. Netrakční podvozky mají vzduchové vypružení. Pro přenos tažných sil a spojení trakčního podvozku se skříní vozidla je použit T - mechanismus. Netrakční podvozky jsou se skříní spojeny pomocí Z - mechanismu. [2]

2.3 Siemens - SF 500 TDG a SF 500 LDG

tab. 3.: Technické parametry podvozku SF 500 [11]

Provozní rychlost	350 km/h
Rozchod	1 435 mm
Rozvor	2 500 mm
Hmotnost s hlavním příčnickem	Trakční: 9 200 kg, Běžný 7 500 kg
Max. nápravové zatížení	17 t
Průměr kol:	920/830 mm

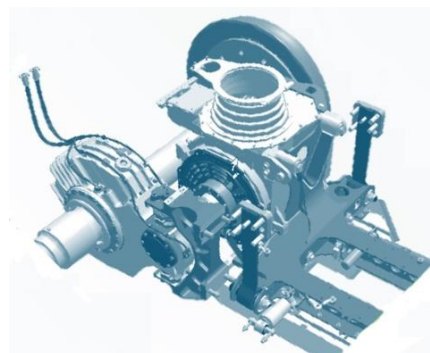


obr. 7.: Schéma jednotky typu Velaro

Podvozky SF 500 byly poprvé použity na jednotkách ICE 3 německých drah, poté byly použity na jednotkách Velaro E, Velaro CN a Velaro RUS. Jedná se o jednotky s distribuovaným výkonem a elektrickou výzbrojí. Uspořádání pojezdu jednotlivých vozů je buď Bo'Bo' nebo 2'2'. To umožňuje jednoduché rozpojení jednotky a snadnější výměnu podvozků než u uspořádání s jakobsovými podvozky. Rám podvozku je otevřená konstrukce tvaru H. Skládá se ze dvou tuhých podélných nosníků prolomených ve střední části. Podélné nosníky jsou spojeny pomocí dvou příčných nosníků.



obr. 8.: Podvozek Siemens SF 500 [11]



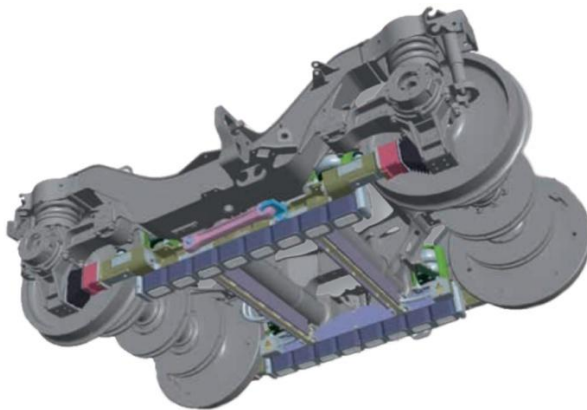
obr. 9.: Uchytení motoru a převodovky [12]

Vedení dvojkolí zajišťuje kývačkový mechanismus. Primární vypružení tvoří duplexní vinuté pružiny. Pružiny jsou uloženy na ložiskových komorách a paralelně k nim je připojen hydraulický tlumič. Sekundární vypružení je tvořeno vzduchovými pružinami s přídavnými vzduchovými. Pohon hnacího podvozku zajišťují dva asynchronní motory o výkonu 500 kW. [11] Motory jsou vzduchem chlazené pomocí společného ventilátoru, který přivádí vzduch z boku skříně pod podlahou až k motorům. Relativní pohyby mezi motorem a dvoukolovou nápravovou převodovkou kompenzuje sférická zubová spojka. Motor a jeho opěra je zavěšena na kyvadlovém mechanismu, který je tvořen

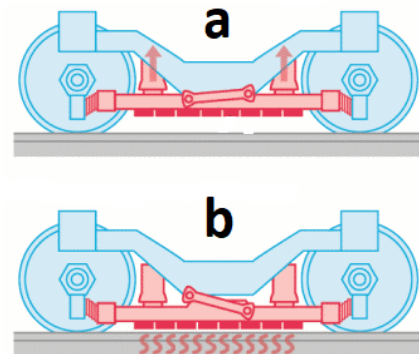
pomocným rámem spojeným s hlavním rámem pomocí čtyř listových pružin. [12] Hmotu motoru tak působí jako oscilační kompenzátor. Nápravová převodovka je k hlavnímu rámu připevněna pomocí C - konzoly s pružnými prvky. Podélné síly mezi podvozkem a skříní jsou přenášeny pomocí Z-mechanismu. [11]

Provozní brzdění hnacích podvozků je elektrodynamické, tzn. trakční motory jsou uvedeny do generátorového stavu a energie může být rekuperována. Kola trakčních podvozků jsou vybavena integrovanými brzdovými kotouči. Netrakční podvozky jsou vybaveny kotoučovými brzdami a kolejnicovou brzdou na vířivé proudy (EMB). Na nápravách netrakčních dvojkolí jsou nalisovány 2, 3 nebo 4 lamelové brzdové kotouče.

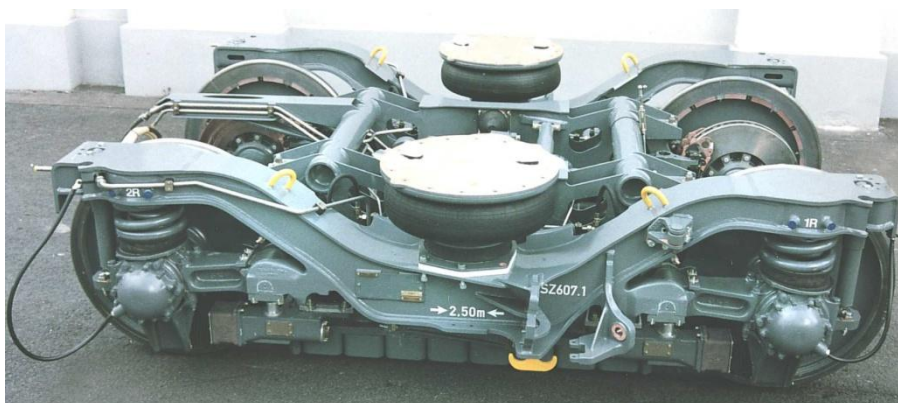
Elektromagnetická brzda na vířivé proudy je tvořena železným rámem, k němuž jsou připevněna pólová jádra elektromagnetů. Ta jsou obklopena měděnými cívkami. Brzda se používá při rychločinném brzdění z vysokých rychlostí. Při brzdění je brzda spuštěna do aktivního stavu pomocí vzduchových válců do vzdálenosti cca 10 mm od kolejnice. V činném stavu vznikne magnetické pole, které se neustále mění ze severního na jižní a indukuje v kolejnici vířivý proud, který během jízdy způsobuje nestacionární magnetické pole. To je podle Lenzova zákona obráceno proti svému zdroji a vytváří brzdnou sílu. Kolejnice stejně jako vířivá brzda jsou přitom silně zahřívány. [9] Jelikož se jedná o brzdu bezkontaktní, nedochází při brzdění k opotřebením mechanických částí. Brzdu lze použít i za zhoršených adhezních podmínek bez ztráty brzdné síly. [13]



obr. 10.: Elektromagnetická brzda [13]



obr. 11.: Princip EMB [14]

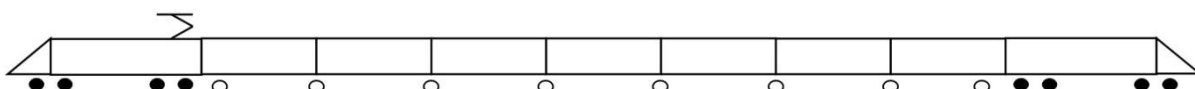


obr. 12.: Netrakční podvozek [15]

2.4 Talgo, Bombardier - 350, Avril

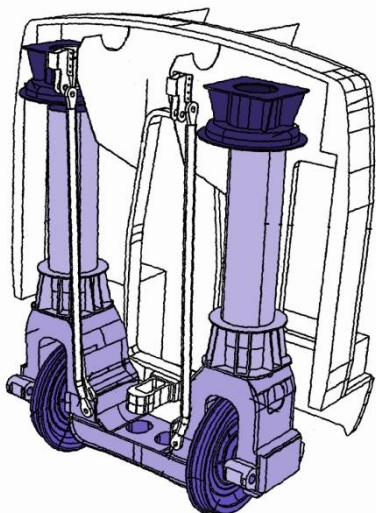
tab. 4.: Technické parametry podvozku Flexx Power, Talgo [16]

Provozní rychlost	330 km/h (max. 363 km/h)
Rozchod	1 435mm
Rozvor	2 650 mm
Hmotnost	11,7 t
Max. nápravové zatížení	17 t
Průměr kol	Trakční: 1 040 mm, Běžný: 880 mm

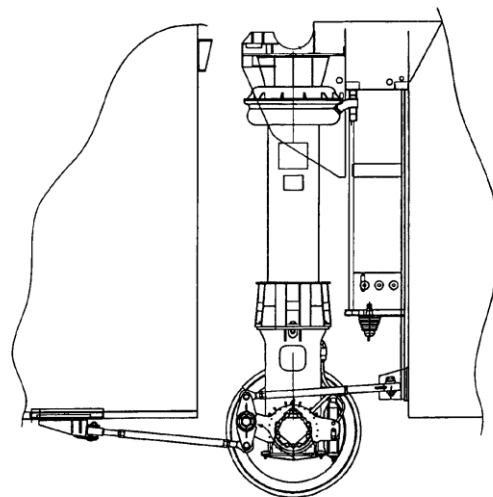


obr. 13.: Schéma jednotky Talgo

Elektrické jednotky Talgo 350 a Avril jsou složeny ze dvou hnacích vozů s dvounápravovými podvozky a z vložených vozů spočívajících na jednonápravových podvozcích s nezávisle otočnými koly. Koncepte jednonápravových podvozků snižuje hmotnost jednotky. Skříň vloženého vozu je podepřena ve třech bodech, což zajišťuje dobré rozložení kolových sil. Jednotlivé vozy jednotky jsou spojeny kloubovým mechanismem, doplněným řídicími tyčemi, které zajišťují přirozené stavění kol do radiální polohy vůči kolejnici. To přispívá ke snížení řídicí síly a opotřebením kol i kolejnic. Provozní brzda je elektrodynamická, doplněná kotoučovými brzdami. [17]



obr. 14.: Pojezd Talgo [18]



obr. 15.: Talgo - vedení dvojkolí [19]

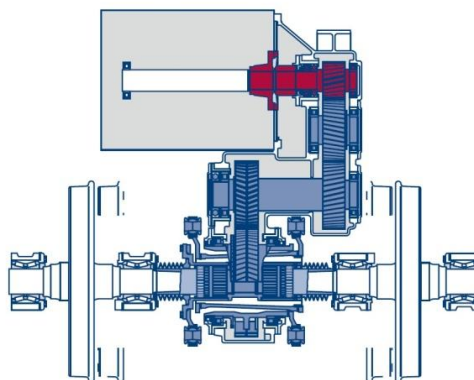
Rám podvozku vložených vozů je tvořen robustní konstrukcí, která je ve středové části snížena na minimální výšku, aby byl umožněn průchod mezi vozy při zachování stejné výšky podlahy. Podvozky jsou vybaveny pouze jedním stupněm vypružení tvořeným vzduchovými membránovými pružinami, které se nachází v horní části skříňě vysoko nad těžištěm. To způsobuje při průjezdu vozidla obloukem samočinné naklápění vozové skříňě vlivem odstředivé síly.

Hnačí vozy jsou vybaveny lokomotivními podvozky Bombardier Flexx Power. Rám podvozku je tuhé uzavřené konstrukce tvořené dvěma podélníky a dvěma čelními a jedním středovým příčnickem. Podvozky jsou poháněny asynchronními motory o výkonu 1 000 kW. Motor je připevněn k čelníku rámu pomocí trojúhelníkové závěsky a ke středovému příčnicku pomocí dvou závěsek. Primární i sekundární vypružení je tvořeno vinutými pružinami. Každé dvojkolí je brzděno třemi brzdovými kotouči. Dva jsou umístěny v kolech a jeden na hřídeli. Přenos tažné síly z rámu podvozku na skříň je realizován pomocí tažných tyčí. [20]

Firma Voith nabízí převodové ústrojí s mechanismem pro variabilní rozchod pro plně odpružený pohon s výkonem až 900 kW a pro maximální rychlost 380 km/h. [10]



obr. 16.: Podvozek Bombardier Flexx Power [21]

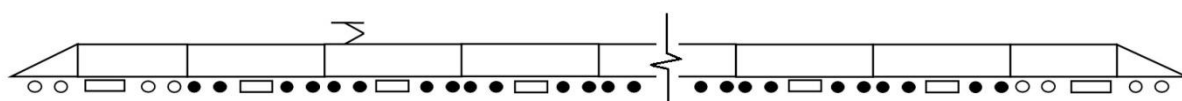


obr. 17.: Přenos výkonu s mechanismem pro variabilní rozchod [10]

2.5 Kawasaki, Hitachi - Shinkansen

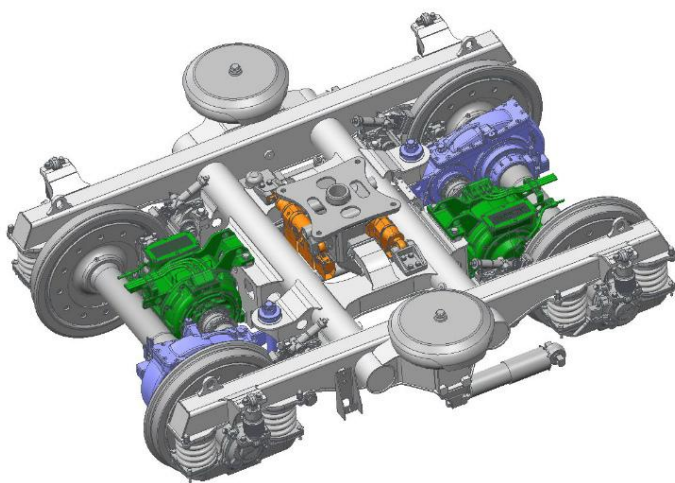
tab. 5.: Technické parametry podvozku jednotek Shinkansen [22]

Provozní rychlost	300 km/h (N700), 320 km/h (E5)
Rozchod	1 435 mm
Rozvor	2 500 mm
Hmotnost	6 600 kg (3 500 kg neodpružené hmoty)
Nápravové zatížení	11,3 t; 12,4 (E5)
Průměr kol	860 mm

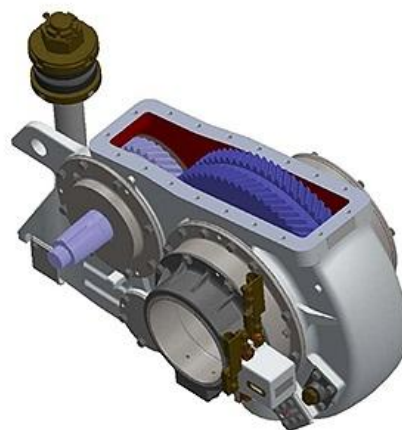


obr. 18.: Schéma jednotky Shinkansen

Elektrická jednotka Shinkansen s distribuovaným rozložením výkonu se skládá z 8 až 16 vozů. Hlavové vozy jsou vybaveny běžnými podvozky. Vložené vozy mají všechny nápravy poháněné asynchronními trakčními motory o výkonu 305 kW s nucenou ventilací. Redukce otáček z motoru na dvojkolí je realizována pomocí jednostupňové převodovky se šípovým ozubením a převodovým poměrem $81/29 = 2,79$. [23] Přenos krouticího momentu pomocí šípového ozubení negeneruje axiální síly, proto mohou být nápravy uloženy ve válečkových ložiscích. [24] Převodovka je k rámu podvozku připevněna pomocí svislé závěšky. Rám podvozku je otevřený typu H. Skládá se ze dvou podélných nosníků, které jsou spojeny pomocí dvou trubkových příčniců. Osa dvojkolí je dutá a skříň převodovky a ložiskové komory jsou vyrobeny z hliníkové slitiny, což snižuje velikost nevypružených hmot. [22]



obr. 19.: Podvozek Shinkansen [25]



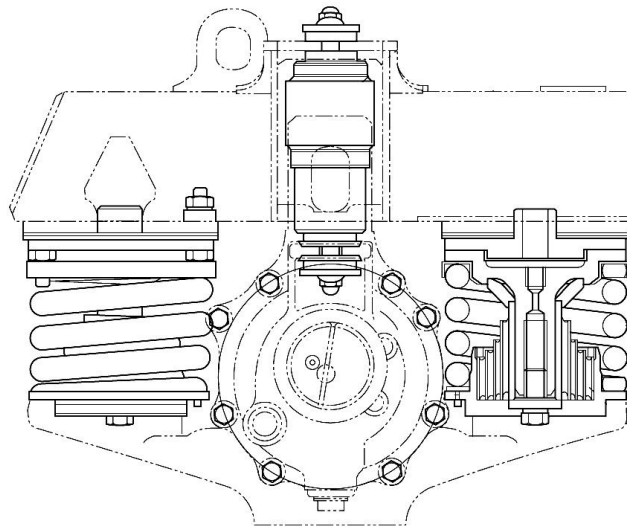
obr. 20.: Převodovka [25]

Jednotka je brzděna elektrodynamicky pomocí trakčních motorů a mechanicky pomocí kotoučových brzd. Brzdové kotouče jsou integrovány v kolech všech dvojkolí. Ke kolům jsou připevněny ve středu třecích ploch, na rozdíl od konvenčního uchycení kotoučů, které jsou připojeny ke kolům v oblasti vnitřního průměru. To umožňuje zmenšit rozměry a hmotnost kotoučů a také dochází ke snížení tepelného namáhání. [24] Netrakové podvozky jsou vybaveny elektromagnetickou rotační brzdou na vířivé proudy. Ta se skládá ze dvou částí. Vodivého neferomagnetického kotouče připevněného na ose dvojkolí a elektromagnetu, který tvoří statickou část. Brzda funguje na principu Lenzova zákona, podobně jako lineární elektromagnetická brzda. Dále jsou podvozky vybaveny mechanismem pro čištění oběžné plochy kol.

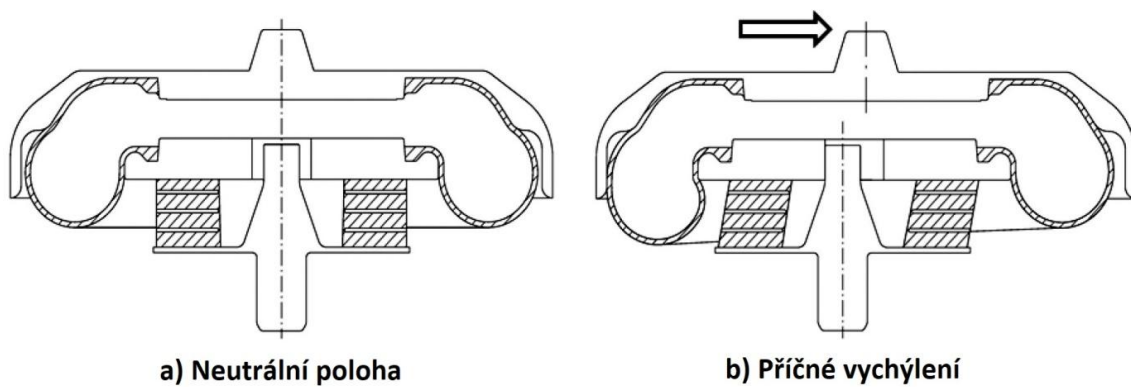
Primární vypružení tvoří ocelové vinuté pružiny s paralelně připojeným tlumičem. Vedení dvojkolí zajišťují prstencové pryžokovové prvky umístěné uvnitř pružin.

Sekundární vypružení tvoří pružiny s nelineární charakteristikou. Ty se skládají z membránové vzduchové pružiny a pryžokovové pružiny, která funguje jako nouzová a také jako přídatná tuhost v příčném a podélném směru. Z obr. 22. je vidět, že mezi částí spojenou se skříň a podvozkem je vůle. Této vůle je využito při jízdě v přímé trati, kdy je charakteristika pružiny v příčném směru měkká, což příznivě ovlivňuje jízdní komfort. Při působení větších příčných sil na skříň dojde k vyčerpání vůle a k tuhosti membránové pružiny se přidá tuhost nouzové pružiny. V podélném směru je vůle větší, aby

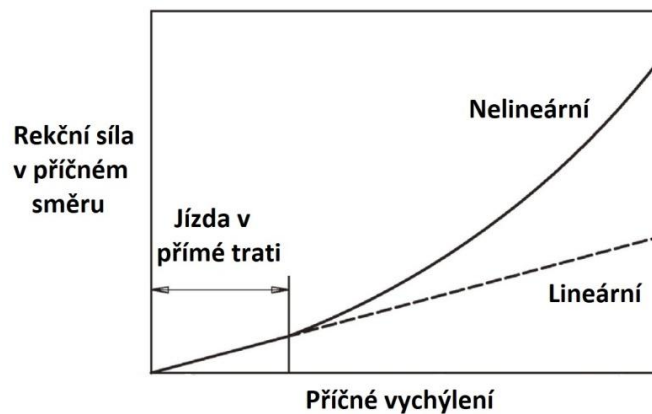
bylo umožněno natáčení podvozku pod skříní vozidla. Pružina je vybavena vnějším opěrným plechem, který po vyčerpání vůlí v příčném směru také zvyšuje tuhost pružiny. [26]



obr. 21.: Vedení dvojkolí pomocí prstencových pryžokovových prvků [22]

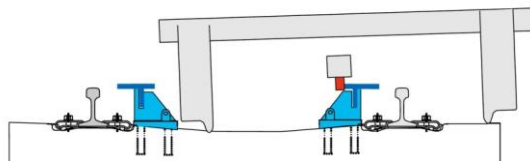


obr. 22.: Vzduchové vypružení jednotky Shinkansen [26]



obr. 23.: Nelineární charakteristika sekundárního vypružení [26]

Podélné síly mezi podvozkem a skříňí jsou přenášeny pomocí Z-mechanismu. Pro zvýšení rychlosti při průjezdu obloukem je jednotka vybavena systémem naklápění vozové skříňě. Při průjezdu obloukem se skříň naklápí o 1° . [27] Zvýšení komfortu jízdy cestujících zajišťuje elektromechanické zařízení aktivního centrování vozové skříňě, které vyrovnává příčné pohyby skříňě. Mechanickou část tohoto zařízení tvoří planetový posuvný šroub. K tlumení vibrací přenášených z rámu podvozku na skříň jsou podvozky vybaveny pasivním tlumičem. [28] Podvozky vlaků Shinkansen jsou vybaveny vodícím mechanismem, který při vykolejení vozidla zabraňuje vzdalování vozidla od koleje a tím snižuje možné následky nehody. [27]

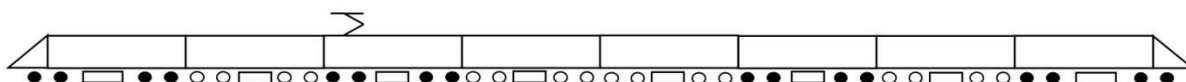


obr. 24.: Vodící mechanismus [27]

2.6 Bombardier - FLEXX Speed

tab. 6.: Technické parametry podvozku FLEXX Speed [29]

Provozní rychlost	300, 380 km/h (testováno 420 km/h)
Rozchod	1 435 mm
Rozvor	2 700 mm, 2 850 mm
Hmotnost	Trakční: 9 500 kg, Běžný: 7 400 kg
Max. nápravové zatížení	17 t
Průměr kol	920/850 mm



obr. 25.: Schéma jednotky typu Zefiro

Elektrické jednotky s distribuovaným výkonem a elektrickou výzbrojí V300 Zefiro a Zefiro 380 se skládají z 8 nebo 16 vozů. Polovina dvojkolí je poháněna pomocí asynchronních motorů s nucenou ventilací. Motory jsou připevněny k rámu podvozku pomocí pryžových prvků, které umožňují pohyby motoru v příčném směru až o 10 mm. [29]



obr. 26.: Netrakční podvozek Bombardier FLEXX Speed

2.7 Zhodnocení současných trendů

tab. 7.: Porovnání parametrů vybraných vysokorychlostních podvozků

	Alstom CL 334 (AGV)	Alstom CL 511 (TGV)	Siemens SF 500 TDG/LDG	Talgo/Bombardier 350, Avril	Shinkansen DT204	Bombardier FLEXX Speed
Rychlost: [km/h]	360	320	350	330	300-360	300, 380
Rozchod: [mm]	1 435	1 435	1 435	1 435	1 435	1 435
Rozvor: [mm]	3 000	3 000	2 500	T: 2 650 B: Volně otočná kola	2 500	2 700, 2 850
Rozložení výkonu a el. výbroje:	Distribuovaný	Soustředěný	Distribuovaný	Soustředěný	Distribuovaný	Distribuovaný
Typ: Konvenční/Jakobs	K/J	K/J	K	T: K/B: J	K	K
Max. nápravové zatížení: [t]	17	17	17	17	11,3	17
Hmotnost: [kg]	8 300/6 600	11 400/7 200	9 200/7 500	-	6 600	9 500/7 400
Naklápění:	ne	ne	ne	ano	ano	ne
Vedení dvojkolí:	Přřzkovkové prvky	Přřzkovkové prvky, kyvné rameno	Kyvné rameno	Přřzkované radiální stavění	Prstencové přřzkovkové prvky	Kyvné rameno
Primární vypružení:	Duplexní ocelová vinutá pružina	Duplexní ocelová vinutá pružina	Duplexní ocelová vinutá pružina	Vzduchové	Dvě ocelové vinuté pružiny	Duplexní ocelová vinutá pružina
Sekundární vypružení:	Vzduchové	Ocelové vinuté pružiny/vzduchové	Vzduchové	-	Vzduchové	Vzduchové
Elektromagnetická brzda:	Lineární kolejnicová	Lineární kolejnicová	Lineární kolejnicová	Lineární kolejnicová	Rotační	Lineární kolejnicová
Kotoučová brzda: (Trakční/Běžný)	T: ne B: 3 kotouče na DV	T: ne B: 4 kotouče na DV	T: V kolech B: 3 kotouče na DV	T: V kolech a 1 kotouč na hřídeli B: V kolech	T: V kolech B: V kolech	T: V kolech B: 3 kotouče na DV
Špalíková brzda:	ano	ano	-	-	-	-
Průměr kol: [mm] Nový/Opotřebený	920/850	920/850	920/830	T: 1 040 B: 880	860	920/850
Motor: [kW] Synchronní/Asynchronní	Synchronní s permanentními magnety: 760 kW	Asynchronní 1 000 kW	Asynchronní až 550 kW	Asynchronní 1 000 kW	Asynchronní 305 kW	Asynchronní
Převodovka:	2°	2° + 1°	1°	-	1°	1°
Spojka:	Sférická zubová	Kardan - tripod	Sférická zubová	-	Sférická zubová	Sférická zubová

Z rešerše pojezdů je patrné, že ve vysokorychlostní dopravě pro rychlosti vyšší než 300 km/h se uplatňují dvě základní koncepce:

- jednotka s distribuovaným rozložením el. výbroje a výkonu (DEV),
- jednotka se soustředěnou el. výbrojí v hlavových vozech (SEV).

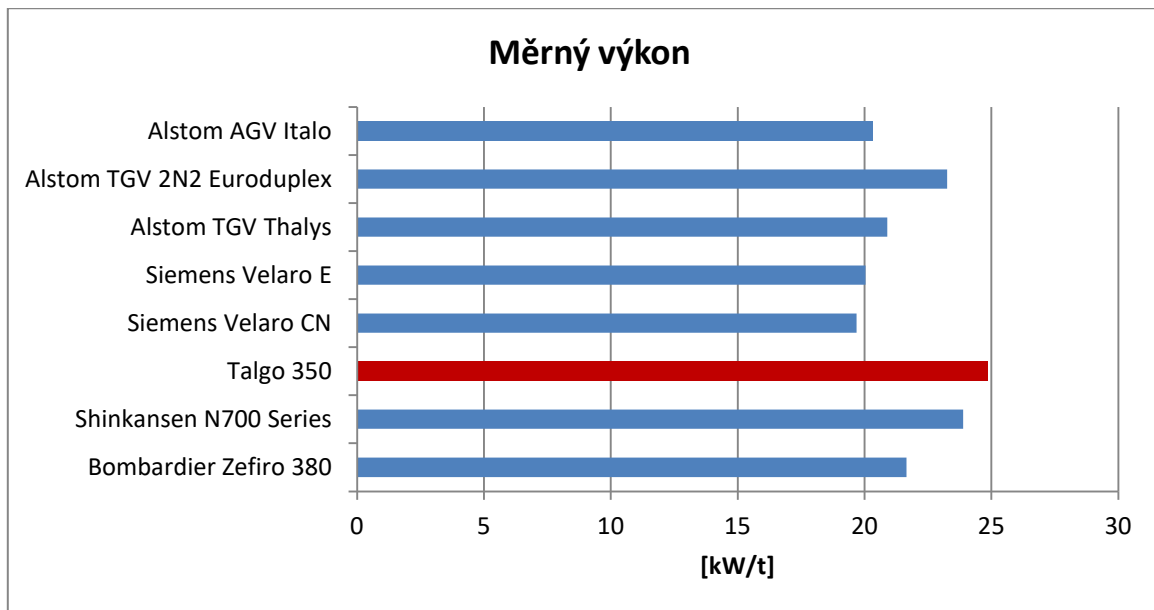
V prvním případě se podvozky vysokorychlostních vozidel vyznačují celou řadou společných vlastností. Ať už se jedná o uspořádání pohonu, koncepci rámu podvozku, systém vypružení, způsob vedení dvojkolí nebo přenos tažných sil mezi podvozkem a skříní. Současným trendem je projektování jednotek s DEV, což umožňuje stavět vozidla s rovnoměrným rozložením nápravového zatížení a tím dosáhnout lepších dynamických účinků vozidla na trať. Tato koncepce umožňuje navrhovat podvozky modulárně a použít obdobné komponenty pro trakční i netrakční podvozky a tím snížit pořizovací náklady a zjednodušit konstrukci.

Z hlediska měrných výkonů se ukazuje jako nejvýhodnější jednotka SEV typu Talgo s jednonápravovými podvozky vložených vozů. Měrný výkon je parametr, který při přepravě cestujících hraje významnou roli pro provozovatele vozidla.

tab. 8.: Porovnání parametrů vybraných jednotek

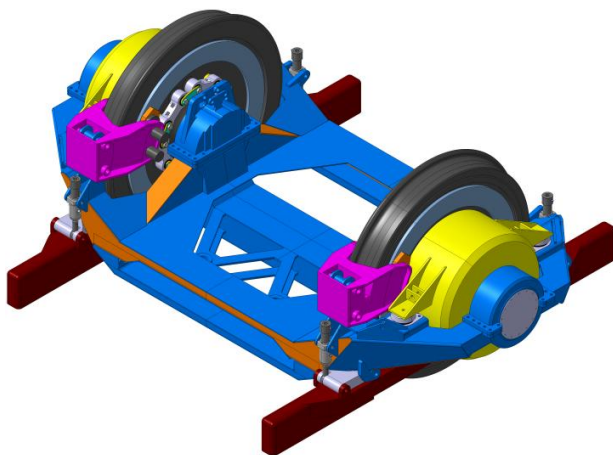
	Alstom AGV Italo	Alstom TGV 2N2 Europlex	Alstom TGV Thalys	Siemens Velaro E	Siemens Velaro CN	Talgo 350	Shinkansen N700 Series	Bombardier Zefiro 380
Rychlost (max.): [km/h]	300 (360)	320	300 (320)	300 (350)	300	330 (363)	300	380
Napěťový systém:	25 kV 50 Hz	25 kV 50 Hz	25 kV 50 Hz	25 kV 50 Hz	25 kV 50 Hz	25 kV 50 Hz	25 kV 60 Hz	25 kV 50 Hz
Délka vlaku: [m]	200	200	200	200	200	200	205	215
Počet vozů:	11	10	10	8	8	14	8	8
Hmotnost: [t]	374	399	383	439	447	322	357,5	462
Kapacita:	451	556	377	405	601	400	546	664
Výkon motoru: [kW]	10 x 760	8 x 1 160	8 x 1 000	16 x 550	16 x 550	8 x 1 000	28 x 305	16 x 625
Měrná hmotnost: [t/sedadlo]	0,91	0,80	1,10	1,16	0,82	0,89	0,65	0,78
Měrný výkon PV: [kW/t]	20,32	23,26	20,89	20,04	19,68	24,85	23,89	21,65
Měrný výkon PL: [kW/t]	18,53	20,93	19,36	18,67	17,77	22,6	21,29	19,41
Měrný výkon: [kW/sedadlo]	16,85	16,69	21,22	21,73	14,64	20	15,64	15,06

$$p_m = \frac{n_{TM} \cdot P_{TM}}{m} [kW/t] \quad (1)$$

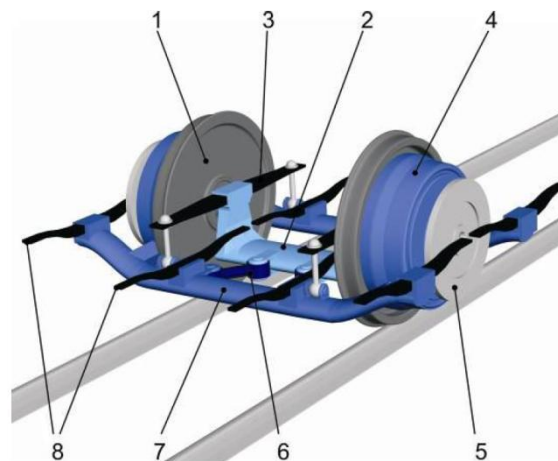


obr. 27.: Měrné výkony vybraných vysokorychlostních jednotek

Nejnovější výzkumy se zabývají proveditelností koncepce trakčních podvozků s volně otočnými koly a mechatronickým řízením radiálního stavění dvojkolí. Tyto podvozky jsou projektovány pro koncepční návrh jednotky Next Generation Train s uspořádáním pohonu Bo'Bo' + Ao'Ao' + ... + Ao'Ao' + Bo'Bo'. Toto řešení spojuje výhodné vlastnosti jednotky typu Talgo a jednotky s DEV.



obr. 28.: Podvozek NGT HST s volně otočnými koly [30]



obr. 29.: Podvozek NGT HST primární a sekundární vypružení pomocí pružnic [31]

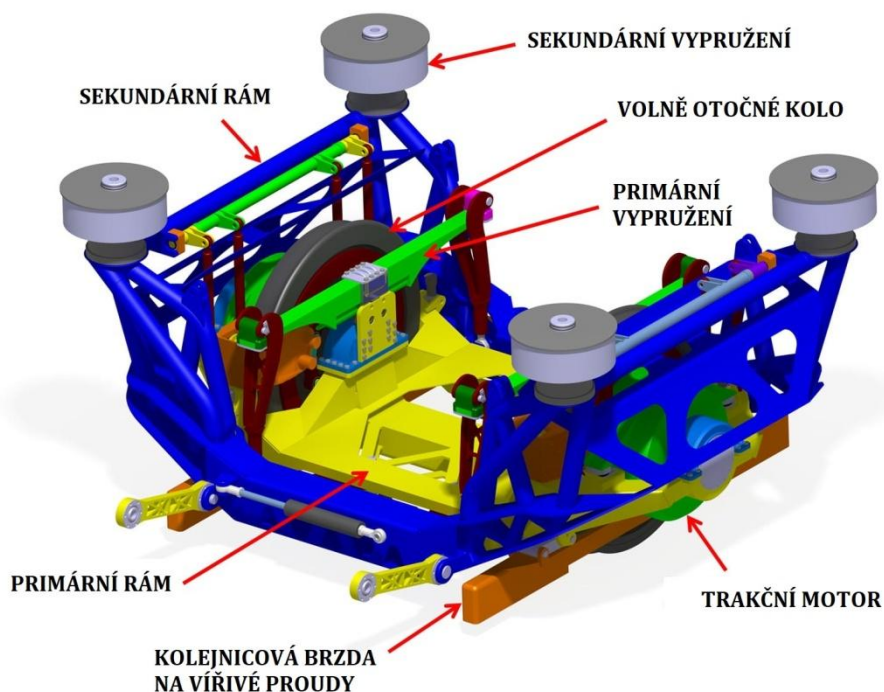
Hlavní motivací vytvořit koncepci vysokorychlostního vlaku s volně otočnými koly je hned několik. Klasické dvojkolí s pevnou osou poskytuje vozidlu dobré vodící vlastnosti, ale při jízdě velmi vysokými rychlostmi mohou nastat problémy se stabilitou jízdy a je třeba použít více či silnějších tlumičů vrtění. Při průjezdu vozidla malými oblouky dochází ke zvýšenému opotřebení jízdního profilu kol, přenosu vibrací, hluku a jízdních odporů. Koncepce podvozku s volně otočnými koly řízenými akčním členem v podobě trakčních motorů by mohla přispět ke snížení těchto problémů. [31]

Další významnou výhodou použití volně otočných kol a portálové nápravy je možnost vytvořit dvoupodlažní jednotku s mezivozovými přechody v obou úrovních podlahy, což u použití dvojkolí s pevnou osou v kombinaci s požadavkem na splnění obrysu pro konstrukci vozidla dle stávajících kinematických vztažných obrysů není možné. [31]

Pro NGT je zvažováno několik koncepcí podvozků. Za zmínku stojí některá z následujících řešení jednotlivých uzlů:

- Podvozek tvořený dvěma volně otočnými koly spojenými nápravnicí.
- Přenos tažných sil z nápravnice na rám podvozku pomocí dvou tažných tyčí. Tažné tyče jsou umístěny pod úhlem a průsečík jejich os definuje osu rotace nápravnice kolem svislé osy. Uvažována je i alternativní možnost přenosu tažných sil pomocí ojnicek a plně odpružený pohon.
- Pohon kol vně situovanými synchronními motory s permanentními magnety. Přičemž každý motor bude muset být napájen z vlastního trakčního měniče.
- Použití kompozitních pružnic v primárním stupni případně i v sekundárním vypružení.
- Sekundární vypružení sestávající se ze čtyř vzduchových pružin doplněných hydraulickými tlumiči.

Hlavním cílem studie nového podvozku NGT je snížení počtu mechanických komponent a nahrazení jejich funkce řídicím algoritmem. Autoři projektu předpokládají rychlý vývoj v oblasti výkonové elektroniky, který umožní vývoj cenově přijatelných trakčních motorů a měničů s výkonem až 250 kW. [31]



obr. 30.: Model podvozku NGT HST představený na Innotransu 2018 [32]

3 Legislativní požadavky pro vysokorychlostní vozidla dle TSI

V následujících odstavcích budou uvedeny legislativní požadavky, které je nutné zohlednit při návrhu vypružení vozidla pohybujícího se v transevropském vysokorychlostním systému.

Směrnice TSI rozděluje vysokorychlostní vozidla podle maximální provozní rychlosti následujícím způsobem: [33]

tab. 9.: Rozdělení vozidel podle max. rychlosti

Třída 1	$v_{\max} \geq 250 \text{ km/h}$
Třída 2	$190 \text{ km/h} \geq v_{\max} \geq 250 \text{ km/h}$

Ve všech případech musí být možné provozovat vozidlo při jeho maximální rychlosti, pokud to umožňuje infrastruktura. Dále budou uváděny požadavky pouze pro vozidla třídy 1.

Vlaky třídy 1 musí být řešeny jako samostatné ucelené jednotky se stanovištěm strojvedoucího na obou stranách. Pro přizpůsobení přepravní kapacity je možné spřahovat jednotky pro jízdu ve vícenásobném počtu. Maximální délka vlaku však nesmí přesáhnout délku 400 m (+1%) a to z důvodu kompatibility s nástupištěm. [33]

Statická hmotnost na nápravu

Aby nebyly překročeny mezní hodnoty působení vozidla na trať, je stanovena maximální statická hmotnost na nápravu $A_{0[E]} = 17 \text{ t}$. Při výpočtu normálního užitečného zatížení u vozidel osobní přepravy se počítá s hodnotou 80 kg na sedadlo. [33]

Dynamické chování

Dynamické chování vozidla úzce souvisí s bezpečností proti vykolejení, jízdní bezpečností a působením vozidla na trať. Faktory, které ovlivňují dynamické chování vozidla, jsou následující: [33]

- maximální rychlost,
- maximální projektovaný nedostatek převýšení pro dané kolejové vozidlo,
- parametry styku kolo-kolejnice (jízdní obrys kola a profil kolejnice, rozchod koleje),
- statická a setrvačná hmotnost skříně, podvozků a dvojkolí,
- charakteristiky vypružení,
- nerovnoměrnosti trati.

Aby byla prokázána bezpečnost proti vykolejení, jízdní bezpečnost a dovolené působení vozidla na trať, je potřeba posoudit vybrané parametry vozidla dle metodiky popsané v normě EN 14 363:2005. Zkoušky musí být provedeny za různých podmínek z hlediska rychlosti, nedostatku převýšení, kvality tratě a poloměru oblouku, které odpovídají provozu vozidla. Norma EN 14 363:2005 udává následující mezní hodnoty pro prokázání jízdní bezpečnosti: [33]

a) Prud'hommo kriterium pro maximální příčnou sílu ΣY , které definuje mezní hodnotu adheze kolo-kolejnice mezi pražcem a štěrkovým ložem pod vlivem příčné dynamické síly dané vztahem: [33]

$$(\Sigma Y)_{max,lim} = 10 + \frac{A_0}{3} [kN] \quad (2)$$

b) Poměr příčné a svislé síly kola za normálních provozních podmínek nesmí přesáhnout limitní hodnotu (pro poloměr oblouku $R \geq 250$ m): [33]

$$\left(\frac{Y}{Q}\right) < \left(\frac{Y}{Q}\right)_{lim} = 0,8 \quad (3)$$

c) Poměr příčné a svislé síly kola nesmí přesáhnout limitní hodnotu (pro poloměr oblouku $R < 250$ m a pro hodnotu úhlu okolku $\gamma = 70^\circ$): [33]

$$\left(\frac{Y}{Q}\right) < \left(\frac{Y}{Q}\right)_{lim} = \frac{\tan(\gamma) - 0,36}{1 + 0,36 \cdot \tan(\gamma)} = 1,2 \quad (4)$$

d) Kriterium nestability:

Definice: Po přímé trati nebo na trati s velkým poloměrem oblouku se dvojkolí pohybuje nestabilně, jestliže periodický boční pohyb dvojkolí zmenší mezeru mezi okolky a rohem obrysu kolejnic. Při nestabilním chodu působí tento boční pohyb v několika cyklech a významně závisí na rychlosti a ekvivalentní kuželovitosti a způsobuje nadměrné boční vibrace. [33]

Schopnost vozidla pohybovat se stabilním způsobem je prokázána splněním požadavku na efektivní hodnotu součtu vodících sil $(\Sigma Y)_{ef}$, která nesmí přesáhnout mezní hodnotu: [33]

$$(\Sigma Y)_{ef} < (\Sigma Y)_{ef,lim} = \frac{(\Sigma Y)_{max,lim}}{2} \quad (5)$$

Mezní hodnoty namáhání koleje

Z důvodu snížení působení vozidla na kolej nesmí maximální zrychlení nebo zpomalení překročit hodnotu $2,5 \text{ m/s}^2$. Maximální hodnoty svislé dynamické síly Q_{dyn} , kterou působí kolo na kolejnici, nesmí přesáhnout hodnoty pro dané rychlosti dle tabulky: [33]

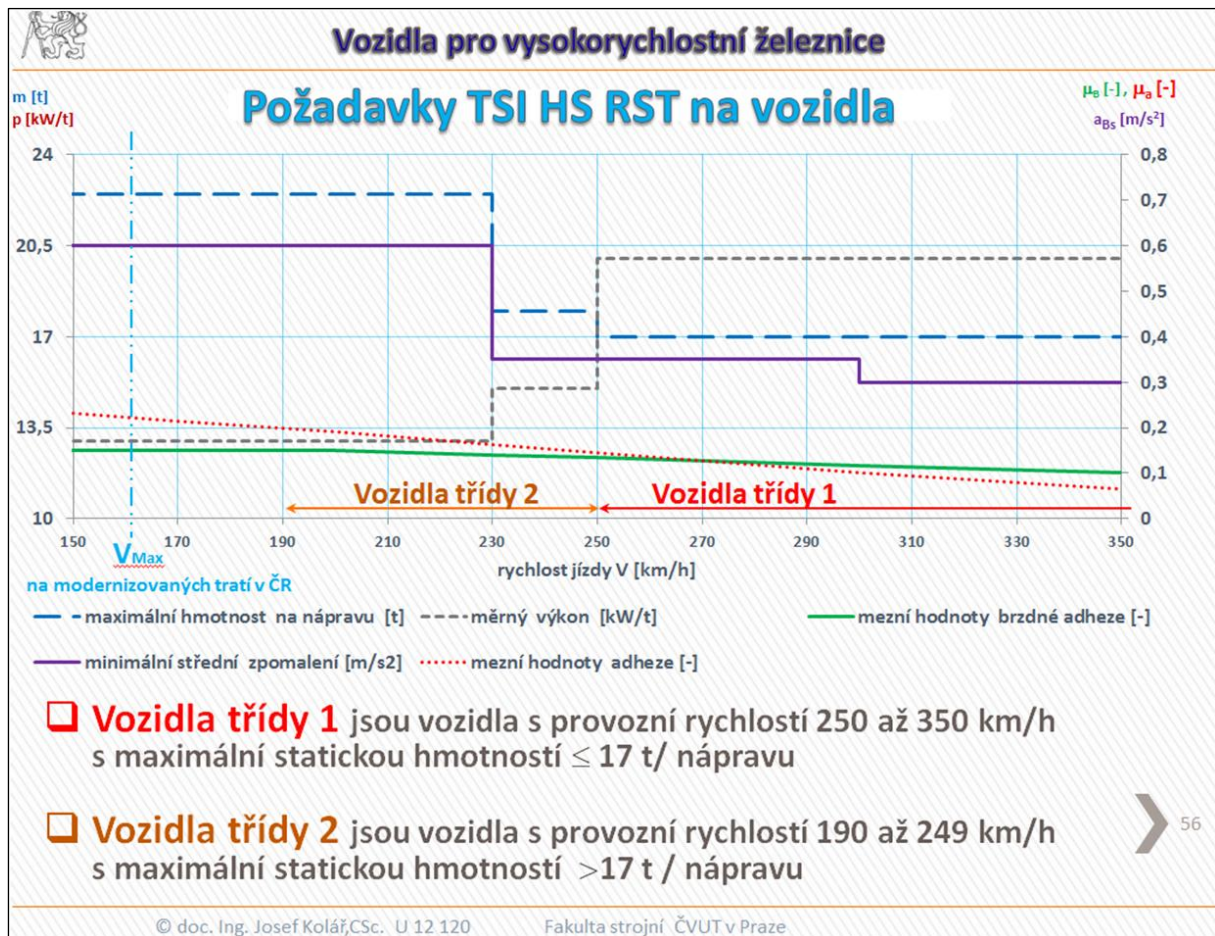
tab. 10.: Dynamická kolová síla

v [km/h]	Q_{dyn} [kN]
$250 < v \leq 300$	170
$v > 300$	160

Z důvodů snížení opotřebení kolejnic v obloucích se omezuje hodnota kvazistatické vodící síly Y_{qst} . Mezní hodnotu však současná evropská legislativa neuvádí a je nutné řídit se vnitrostátními pravidly. V obloucích při nedostatečném a nadbytečném převýšení nesmí kvazistatická kolová síla Q_{qst} překročit mezní hodnotu: [33]

$$Q_{qst,lim} < 145 \text{ kN} \quad (6)$$

Požadavky na jednotlivé parametry vysokorychlostních vozidel dle TSI v závislosti na jejich cestovní rychlosti jsou zobrazeny v následujícím diagramu:



obr. 31.: Požadavky TSI HS RST na vozidla [34]

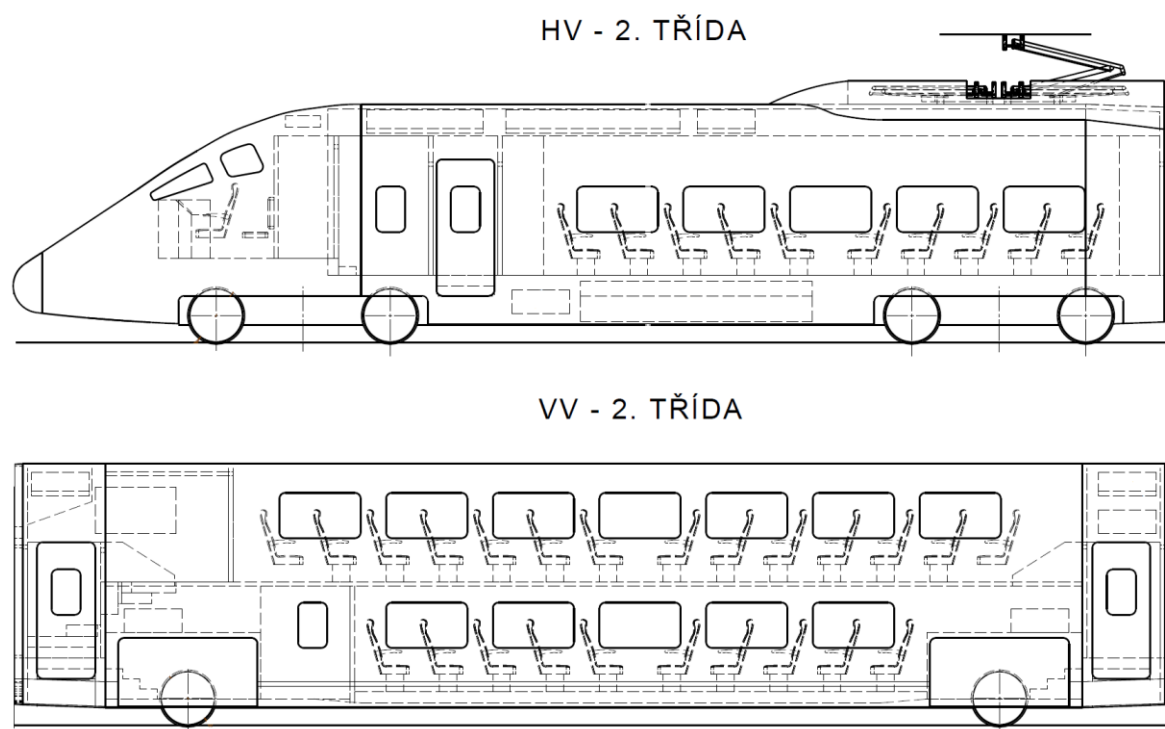
Specifické požadavky na vozidla s nezávisle se otáčejícími koly (IRW)

Pro zajištění stabilního chování v oblouku musí být vozidlo vybavené systémem náklonu nápravy nebo podvozku. Pro jízdu v přímé trati musí být zajištěno vycentrování nápravy na kolejích. [33]

4 Koncepce vysokorychlostní elektrické jednotky

4.1 Základní uspořádání

Návrh podvozku bude proveden pro vysokorychlostní jednotku, která uspořádáním pojezdů vychází ze studie Next Generation Train. Jedná se tedy o jednotku s distribuovaným rozložením elektrické výzbroje a pohonu dle schématu: Bo'Bo' + Ao'Ao' + Ao'Ao' + Ao'Ao' + Ao'Ao' + Ao'Ao' + Ao'Ao' + Ao'Ao' + Ao'Ao' + Bo'Bo'. Jednotka se skládá z deseti vozů a celková délka soupravy činí 200 m. Vložené vozy budou vybaveny podvozky s portálovými nápravami. Z tohoto důvodu a také pro maximalizování přepravní kapacity vozidla je zvolena dvoupodlažní varianta jednotky. Pro dosažení maximální rychlosti 350 km/h je instalovaný trakční výkon jednotky $P_t = 8\ 800\ \text{kW}$.



obr. 32.: Schéma uspořádání VRJ

Jednotka je navržena pro použití v evropském vysokorychlostním železničním systému. Musí být tedy více systémová, aby byla schopna projíždět území s rozdílnou napájecí soustavou. V následující tabulce jsou uvedeny soustavy, s nimiž je jednotka kompatibilní.

tab. 11.: Systémy napájení vozidla

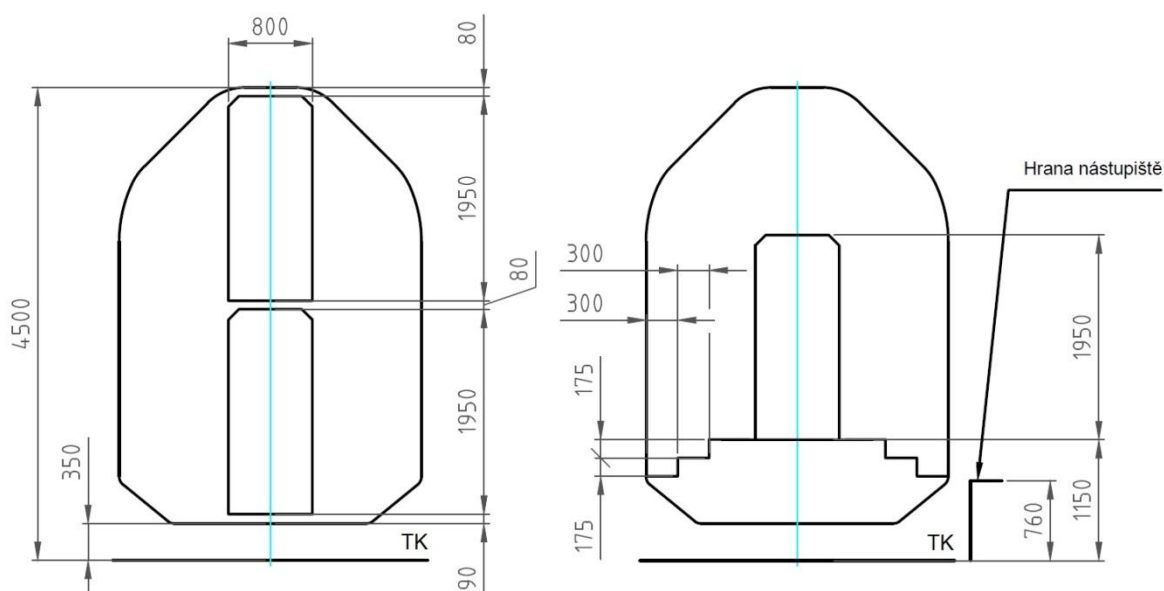
25 kV / 50 Hz	15 kV / 16 2/3 Hz	3 000 V DC	1 500 V DC
---------------	-------------------	------------	------------

Jednotka je tvořena jednopodlažními hlavovými vozy, mezi nimiž jsou zařazeny dvoupodlažní vložené vozy.

4.1.1 Vložený vůz

Vložené vozy jsou dvoupodlažní a jsou vybaveny dvěma jednonápravovými podvozky s volně otočnými koly. Každé kolo je poháněno motorem o výkonu 150 kW. Skříň vloženého vozu je dlouhá 20 m a vzdálenost otočných čepů je 14 m. Nízká vzdálenost otočných čepů umožňuje provedení skříňe v šířce 2 980 mm. Díky tomu je dosaženo šířky uličky 660 mm i ve druhé třídě při uspořádání sedadel 2 + 2. V druhém podlaží je sezení v uspořádání 2 + 1.

S ohledem na zabudování centrálního mezivozového spřáhla a celkovou výšku vozu 4 500 mm nebyly použity mezivozové přechody v obou úrovních podlahy. Z rozměrové analýzy oblasti mezi-vozových přechodů vyšla výška pro zástavbu spřáhla 90 mm. Je také nutné vzít v potaz relativní pohyby sousedních vozových skříní, které ještě zvyšují nároky na prostor. Pro použití standardního semi-permanentního spřáhla se tedy hodnota 90 mm nejeví jako dostačující. Proto je výška podlahy v nástupních prostorech stanovena na hodnotu 1 150 mm nad temenem kolejnice. Cestující nastupující z nástupiště výšky 760 mm musí tedy při nástupu překonat dva schody.



obr. 33.: Rozměrová analýza mezivozového přechodu

4.1.2 Hlavový vůz

Čelo každého nově vyrobeného vozidla musí zajistit crashovou odolnost kabiny podle normy EN 15 227. Hlavový vůz je charakteristický svým aerodynamickým tvarem čela. K dalšímu zlepšení aerodynamických vlastností přispívá upravený tvar střechy pro sběrače proudu.

Pro pohon čelních vozů jsou zvoleny podvozky, které svou koncepcí vycházejí z platformy podvozku CL 334, jimiž jsem se zabýval v předmětech projekt I a II. Jedná se tedy o dvounápravové podvozky s rozvorem 3 000 mm, koly o průměru 920 mm, dvoustupňovou převodovkou a synchronními motory s permanentními magnety o výkonu 500 kW.

Čelní vozy jsou řešeny jako jednopodlažní. Podlaha v celém voze je ve výšce 1 150 mm. Pod podlahou je umístěn transformátor a jeho chlazení. Nad stropem je umístěna klimatizační jednotka, trakční měnič a ostatní výzbroj vozidla.

4.2 Trakční charakteristika

Elektrickou jednotku tvoří deset vozů o celkové kapacitě 608 + 2 míst k sezení.¹ Vozy jsou rozděleny do dvou tříd a jeden vůz je zařízen jako bistro.

tab. 12.: Celková hmotnost jednotky

Označení vozu	Třída	Počet sedadel	Hmotnost PV [t]	Hmotnost PL [t]
HV1	1.	30	57,4	59,8
VV2	1.	70	26,6	32,2
VV3	1.	70	26,6	32,2
VV4	Bistro	0	30,0	30,0
VV5	2.	80	26,6	33,0
VV6	2.	80	26,6	33,0
VV7	2.	80	26,6	33,0
VV8	2.	80	26,6	33,0
VV9	2.	80	26,6	33,0
HV10	2.	40	57,4	60,6
Σ		610	327,6	379,8

Jednotka má poháněna všechna dvojkolí. Celková hmotnost jednotky je tedy rovna adhezni hmotnosti. Celkový trakční výkon jednotky se vypočte dle následujícího vztahu:

$$P_{VRJ} = n_{DV_{HV}} \cdot P_{mot_{HV}} + n_{DV_{VV}} \cdot 2 \cdot P_{mot_{VV}} = 8 \cdot 500 + 16 \cdot 2 \cdot 150 = 8\,800 \text{ [kW]} \quad (7)$$

Lineární část trakční charakteristiky je dána rozjezdovou tažnou silou, která se stanoví jako součin hmotnosti jednotky $m_{VRJ_{PL}}$, součinitele rotačních hmot δ_{rot} a rozjezdového zrychlení a_{rozj} :

$$F_{T_{rozj}} = m_{VRJ_{PL}} \cdot \delta_{rot} \cdot a_{rozj} = 379,8 \cdot 1,05 \cdot 0,65 = 259 \text{ [kN]} \quad (8)$$

Hyperbolická část trakční charakteristiky je omezena celkovým výkonem a je dána vztahem:

$$F_{T_{vykon}} = \frac{P_{VRJ}}{v_{[km/h]}} \cdot 3,6 \text{ [kN]} \quad (9)$$

Tíhový účinek od celkové hmotnosti jednotky:

$$G_{VRJ_{PL}} = m_{VRJ_{PL}} \cdot g = 379,8 \cdot 9,81 = 3\,726 \text{ [kN]} \quad (10)$$

Součinitel využití adheze při rozjezdu:

$$\varepsilon = \frac{F_{T_{rozj}}}{G_{VRJ_{PL}}} = \frac{259}{3\,726} = 0,07 \text{ [-]} \quad (11)$$

¹ Dle TSI PRM pro vlaky délky 30 ÷ 205 m jsou požadována minimálně dvě místa uzpůsobená pro osoby se sníženou schopností pohybu a orientace.

Rychlost zlomu trakční charakteristiky:

$$v_{zlomu} = \frac{P_{VRJ}}{G_{VRJ_PL} \cdot \varepsilon} = \frac{8\,800}{3\,726 \cdot 0,07} \cdot 3,6 = 122 \text{ [km/h]} \quad (12)$$

Velikost vozidlového odporu se stanoví pomocí hodnoty měrného odporu, která je dána polynomem 2. stupně. Hodnota konstantního členu pro vysokorychlostní vozidlo je $A = 1$. Lineární člen nabývá malých hodnot, proto ho lze při výpočtu zanedbat.

$$o_0 = A + B \cdot v + C \cdot v^2 \text{ [N/kN]} \quad (13)$$

Kvadratický člen jízdního odporu představuje aerodynamické odpory.

$$C = \left[\frac{1}{2} \cdot \rho_{vzd} \cdot c_x \cdot S_x \cdot \left(\frac{1}{3,6} \right)^2 \right] \cdot \frac{1}{m_{VRJ_PL} \cdot g} \text{ [N/kN]} \quad (14)$$

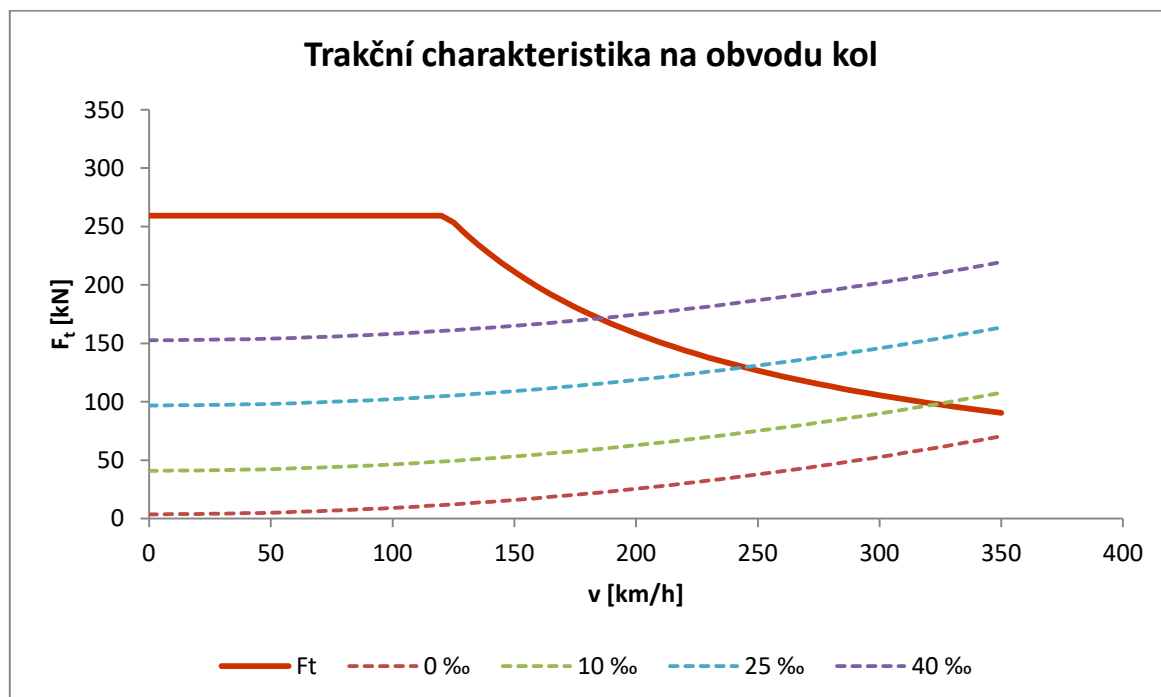
Vozidlový odpor je dán součinem měrného vozidlového odporu a tíhy vozidla:

$$O_0 = o_0 \cdot G_{VRJ_PL} \text{ [kN]} \quad (15)$$

Odpor ze stoupání se stanoví jako součin tíhy vozidla a stoupání:

$$O = O_0 + O_\alpha = O_0 + G_{VRJ_PL} \cdot \frac{s_{[\%]}}{1\,000} \text{ [kN]} \quad (16)$$

V následujícím grafu je zobrazena trakční charakteristika jednotky a průběhy jízdních odporů pro hodnoty stoupání $s_{[\%]} = (0 \div 40) \text{ ‰}$.



obr. 34.: Trakční charakteristika

4.3 Výpočet obrysu pro konstrukci vozidla

Pro vozidlo, které se bude pohybovat v určitém traťovém systému, je jedním z prvních a základních výpočtů stanovení obrysu pro konstrukci vozidla. Výpočet bude proveden dle vyhlášky UIC 505 [35], [36]. Filozofie metodiky výpočtu spočívá ve vytvoření hraniční obálky, za jejíž hranici nesmí sahat žádná z částí vozidla. Hraniční obálka vznikne redukcí kinematického vztažného obrysu, což je smluvní linie, od níž se odečítají hodnoty šířkové redukce $E_{a,i}$ a odečítají nebo přičítají hodnoty výškové redukce $e_{a,i}$. Tyto hodnoty redukcí zohledňují pohyby vozové skříně ve svislém a příčném směru a také její kvazistatický náklon.

4.3.1 Stanovení příčných vůlí

Při výpočtu obrysu pro konstrukci je třeba stanovit velikosti příčných vůlí. Příčná vůle bude lineárně proměnná v závislosti na úhlu natočení podvozku pod vozovou skříní. Proměnná příčná vůle se u vozidel používá, aby se při průjezdu obloukem snížilo vybočování skříně na vnitřní straně oblouku. Úhel natočení podvozku γ se stanoví podle vztahu:

$$\gamma = \arcsin\left(\frac{a_s}{2 \cdot R}\right) \cdot \frac{180}{\pi} \quad (17)$$

Narážka bude provedena jako otočná kladka na rámu podvozku, excentricky umístěna ve směru osy x od středu otáčení podvozku. Na skříní vozidla bude umístěna tzv. kulisa, která spolu s narážkou bude vymezovat příčnou vůli.

tab. 13.: Parametry narážky na podvozku

Vzdálenost otočných čepů	$a_s =$	14	[m]
Excentricita narážky ve směru osy x	$e =$	0,3	[m]
Excentricita narážky ve směru osy y	$c =$	1,45	[m]
Poloměr kladky	$R_n =$	0,025	[m]
Příčná vůle podvozek - skříní v přímé trati	$w_\infty =$	0,030	[m]
Konstantní příčná vůle	$w_0 =$	0,045	[m]

Hodnota příčné vůle pro vychýlení dovnitř oblouku w_i a vně oblouku w_a při průjezdu obloukem se stanoví pomocí vztahů (8) a (9), jejichž odvození je patrné z obr. 35. [37]

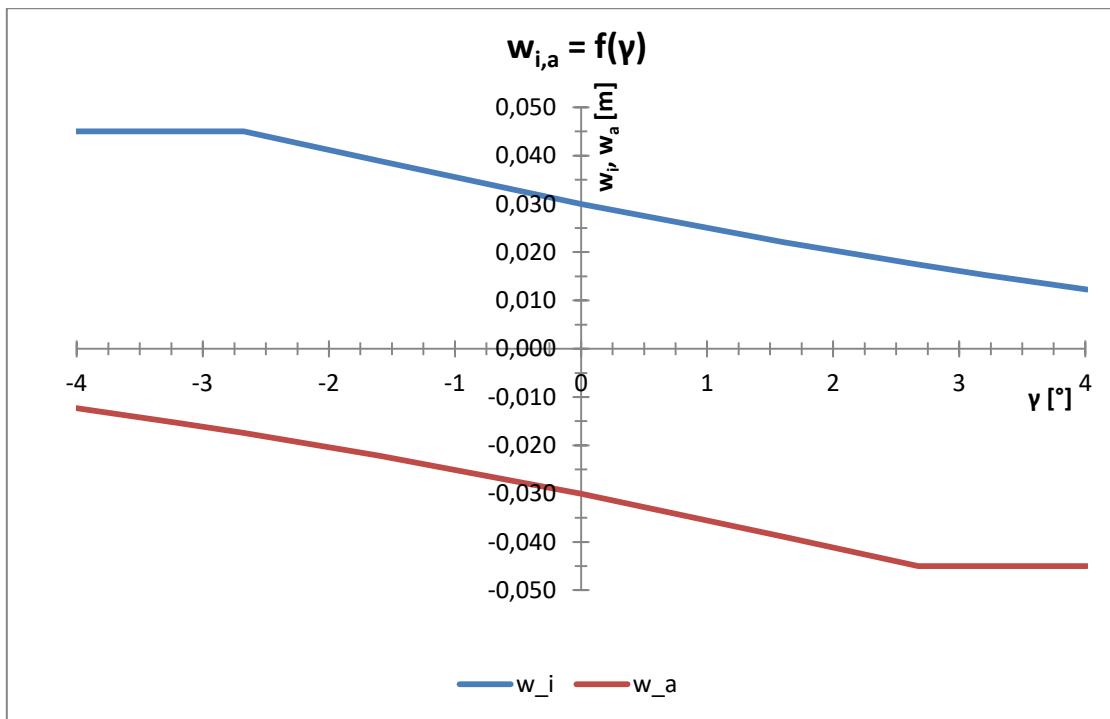
$$w_i = w_\infty + (c - R_n) \cdot (1 - \cos\gamma) - e \cdot \sin\gamma \quad (18)$$

$$w_a = w_\infty + (c - R_n) \cdot (1 - \cos\gamma) + e \cdot \sin\gamma \quad (19)$$

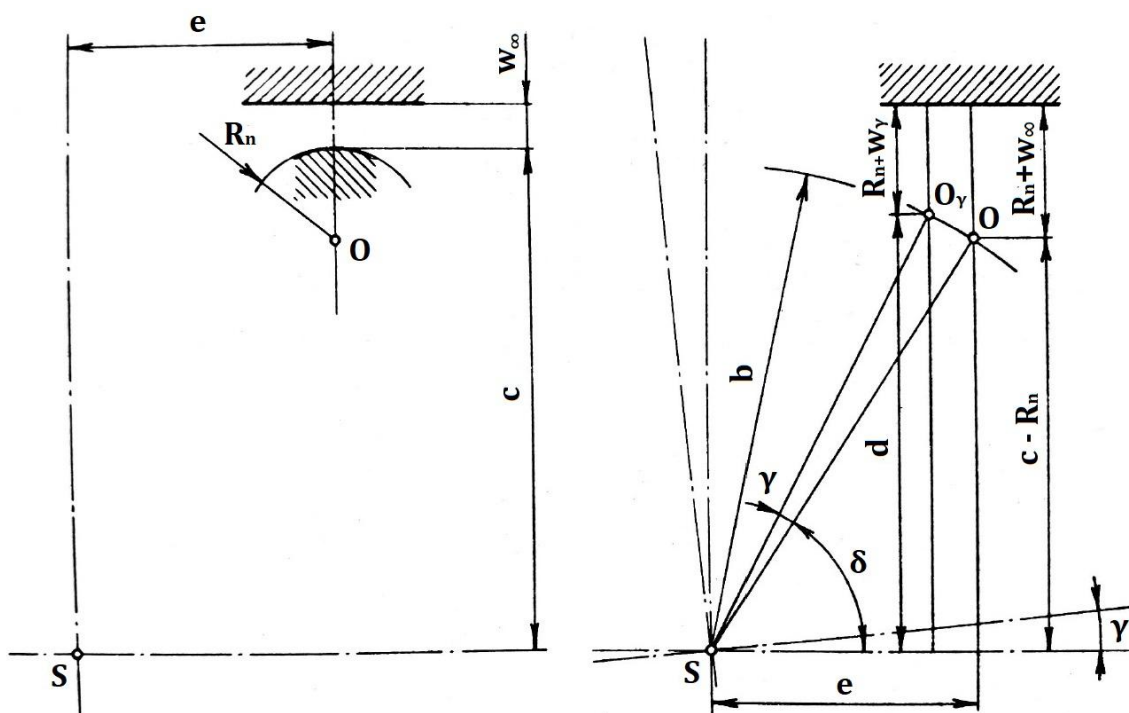
tab. 14.: Hodnoty příčných vůlí pro $R = 150$ m a $R = 250$ m

R	γ	w_i	w_a
[m]	[°]	[m]	[m]
150	2,675	0,018	0,045
250	1,604	0,022	0,039

Příčné vychylky větších hodnot jsou omezeny konstantními příčnými vůlemi w_0 .



obr. 35.: Průběh příčné vůle v závislosti na úhlu natočení podvozku pod skříní



obr. 36.: Konstrukční uspořádání nárážky na rámu podvozku [37]

4.3.2 Výpočet šířkového zúžení

tab. 15.: Parametry vozidla pro výpočet obrysu pro konstrukci

Vzdálenost otočných čepů	$a_s = a =$	14	[m]
Rozvor podvozku	$a_p = p =$	0	[m]
Rozchod koleje	$e_{Kolmax} =$	1,465	[m]
Rozchod dvojkolí	$e_{Dv\ opotř.} =$	1,410	[m]
Příčná vůle ve vedení dvojkolí	$q =$	0,002	[m]
Příčná vůle podvozek - skříň	$w_{\infty} =$	0,030	[m]
Vnější příčná vůle podvozek - skříň v oblouku $R_o = 250$ m	$w_{a250} =$	0,045	[m]
Vnitřní příčná vůle podvozek - skříň v oblouku $R_o = 250$ m	$w_{i250} =$	0,022	[m]
Vnější příčná vůle podvozek - skříň v oblouku $R_o = 150$ m	$w_{a150} =$	0,039	[m]
Vnitřní příčná vůle podvozek - skříň v oblouku $R_o = 150$ m	$w_{i150} =$	0,018	[m]
Výška pólu naklonění vozové skříně nad rovinou T.K.	$h_c =$	0,800	[m]
Součinitel náklonu vozové skříně	$s_z =$	0,200	[-]
Úhel náklonu vozové skříně	$\eta =$	1,000	[°]
Příčná vzdálenost středů pružin druhotného vypružení	$2w_z =$	2,140	[m]
Odlehčovací zdvih pružin sekundárního vypružení na narážku	$s_{z(-)} =$	0,040	[m]
Odlehčovací zdvih pružin primárního vypružení na narážku	$p_{z(-)} =$	0,010	[m]
Stlačení pružin druhotného vypružení na narážku	$s_{z(+)} =$	0,060	[m]
Stlačení pružin prvotního vypružení na narážku	$p_{z(+)} =$	0,050	[m]
Maximální možná svislá výchylka vypružení vozidla (zdvih)	$z_{max} =$	0,160	[m]
Tolerance výškového stavění vozové skříně kompenzující ojetí kol	$\Delta hr_k =$	0,010	[m]
Opotřebení kola dvojkolí (vztažené na poloměr kola)	$\Delta r_k =$	0,035	[m]
Min. poloměr vydutého zaoblení lomu sklonu koleje (sedlo)	$R_{v1} =$	500	[m]
Min. poloměr vypuklého zaoblení lomu sklonu koleje (vrchol)	$R_{v2} =$	500	[m]

Výška pólu naklonění vozové skříně h_c je určena přibližně jako střed pružin sekundárního vypružení ve svislém směru. Hodnota součinitele náklonu vozové skříně je stanovena s ohledem na TSI, tak aby nepřesáhla hodnotu $s_z = 0,25$. [33]

Maximální možná svislá výchylka vypružení vozidla (zdvih) je dána vztahem:

$$z_{max} = |s_{z(+)}| + |s_{z(-)}| + |p_{z(+)}| + |p_{z(-)}| \quad (20)$$

Při výpočtu šířkového zúžení je třeba stanovit kinematické zúžení z pro určitou výpočtovou výšku h . Kinematické zúžení zohledňuje působení nevyrovnané příčné síly odpovídající přebytku nebo nedostatku převýšení $p_{ch} = 50$ mm. Kinematické zúžení je dáno vztahem:

$$z = \frac{s_z}{30} \cdot |h - h_c| + \left[\frac{s_z}{10} \cdot |h - h_c| - 0,04 \cdot [h - 0,5]_{>0} \right]_{>0} \quad (21)$$

Při výpočtu šířkového zúžení je třeba zohlednit dva stavy: jízdu vozidla v přímé trati a jízdu obloukem. Při jízdě v přímé trati je zúžení definováno hodnotou $E_{a,i\infty}$. Hodnota $E_{a,i}$ definuje zúžení při jízdě v oblouku.

Šířková redukce E_a v oblasti vně otočných čepů se vypočte při splnění rovnice (22) podle vztahu (23). Pokud není rovnice (22) splněna, vypočte se E_a podle vztahu (25).

$$a \cdot n_a + n_a^2 - \frac{p^2}{4} - 500 \cdot \left[(w_\infty - w_{i250}) \cdot \frac{n_a}{a} + (w_\infty - w_{a250}) \cdot \frac{n_a + a}{a} \right] > \begin{cases} 5^* \\ 7,5 \end{cases} \quad (22)$$

$$E_a = \frac{a \cdot n_a + n_a^2 - \frac{p^2}{4}}{500} + \left(\frac{1,465 - e_{DV}}{2} + q \right) \cdot \frac{2 \cdot n_a + a}{a} + w_{i250} \cdot \frac{n_a}{a} + w_{a250} \cdot \frac{n_a + a}{a} + z + [x_a]_{>0} - \begin{cases} 0,025 \\ 0,03 \end{cases} \quad (23)$$

$$x_a = \frac{1}{750} \cdot \left(a \cdot n_a + n_a^2 - \frac{p^2}{4} - 120 \right) + (w_{i150} - w_{i250}) \cdot \frac{n_a}{a} + (w_{a150} - w_{a250}) \cdot \frac{n_a + a}{n_a} \quad (24)$$

$$E_{a(\infty)} = \left(\frac{1,465 - e_{DV}}{2} + q + w_\infty \right) \cdot \frac{2 \cdot n_a + a}{a} + z - 0,015 \quad (25)$$

Šířková redukce E_i v oblasti uvnitř otočných čepů se vypočte při splnění rovnice (26) podle vztahu (27). Pokud není rovnice (26) splněna, vypočte se E_i podle vztahu (29).

$$a \cdot n_i - n_i^2 + \frac{p^2}{4} - 500 \cdot [(w_\infty - w_{i250})] > \begin{cases} 5 \\ 7,5 \end{cases} \quad (26)$$

$$E_i = \frac{a \cdot n_i - n_i^2 + \frac{p^2}{4}}{500} + \frac{1,465 - e_{DV}}{2} + q + w_{i250} + z + [x_i]_{>0} - \begin{cases} 0,025 \\ 0,03 \end{cases} \quad (27)$$

$$x_i = \frac{1}{750} \cdot \left(a \cdot n_i - n_i^2 + \frac{p^2}{4} - 100 \right) + w_{i150} - w_{i250} \quad (28)$$

$$E_{i(\infty)} = \frac{1,465 - e_{DV}}{2} + q + w_\infty + z - 0,015 \quad (29)$$

Hranice maximální šířky vozidla ve výpočtovém bodě $B_{v,a,i}$ se vypočte odečtením příslušného šířkového zúžení $E_{a,i}$ od souřadnice Y_{UIC} referenčního obrysu.

$$B_{va} = Y_{UIC} - \max(E_a, E_{a\infty}) \quad (30)$$

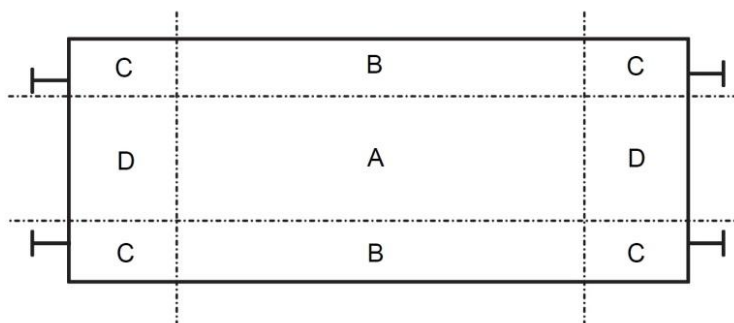
$$B_{vi} = Y_{UIC} - \max(E_i, E_{i\infty}) \quad (31)$$

tab. 16.: Šířkové zúžení pro odlehlosti $n_{a,i}$

Ref. obrys		z	$n_a = 3 \text{ m}$			$n_i = 7 \text{ m}$		
Y_{UIC}	Z_{UIC}		E_a	$E_{a(\omega)}$	B_{va}	E_i	$E_{i(\omega)}$	B_{vi}
[m]	[m]	[m]	[m]	[m]	[m]	[m]	[m]	[m]
0,000	0,100	0,019	0,197	0,089	0,000	0,143	0,063	0,000
0,125	0,100	0,019	0,197	0,089	0,322	0,143	0,063	0,268
0,125	0,080	0,019	0,197	0,089	0,323	0,144	0,064	0,269
0,935	0,080	0,019	0,197	0,089	0,737	0,144	0,064	0,791
1,175	0,100	0,019	0,197	0,089	0,978	0,143	0,063	1,032
1,250	0,130	0,018	0,196	0,088	1,054	0,142	0,062	1,108
1,520	0,400	0,011	0,184	0,081	1,336	0,130	0,055	1,390
1,620	0,400	0,011	0,184	0,081	1,436	0,130	0,055	1,490
1,620	1,170	0,002	0,176	0,072	1,444	0,122	0,047	1,498
1,645	1,170	0,002	0,176	0,072	1,469	0,122	0,047	1,523
1,645	3,250	0,016	0,190	0,086	1,455	0,136	0,061	1,509
1,645	3,350	0,017	0,191	0,087	1,455	0,137	0,062	1,509
1,470	3,835	0,020	0,194	0,090	1,276	0,140	0,065	1,330
0,785	4,680	0,026	0,199	0,096	0,586	0,145	0,070	0,640
0,000	4,680	0,026	0,199	0,096	0,000	0,145	0,070	0,000

4.3.3 Výpočet výškové redukce spodku skříně

Pro výpočet výškové redukce je třeba rozdělit vozidlo na oblasti A, B, C a D podle toho, kde se nachází vzhledem k bázi sekundárnímu vypružení.



obr. 37.: Oblasti vozidla pro výpočet výškové redukce [35]

Výšková redukce spodku skříně pro oblast A zahrnuje stlačení obou stupňů vypružení na narážku, dílčí ojetí kol Δh_{rk} a omezení na vypuklém zaoblení lomu sklonu Δh_i .

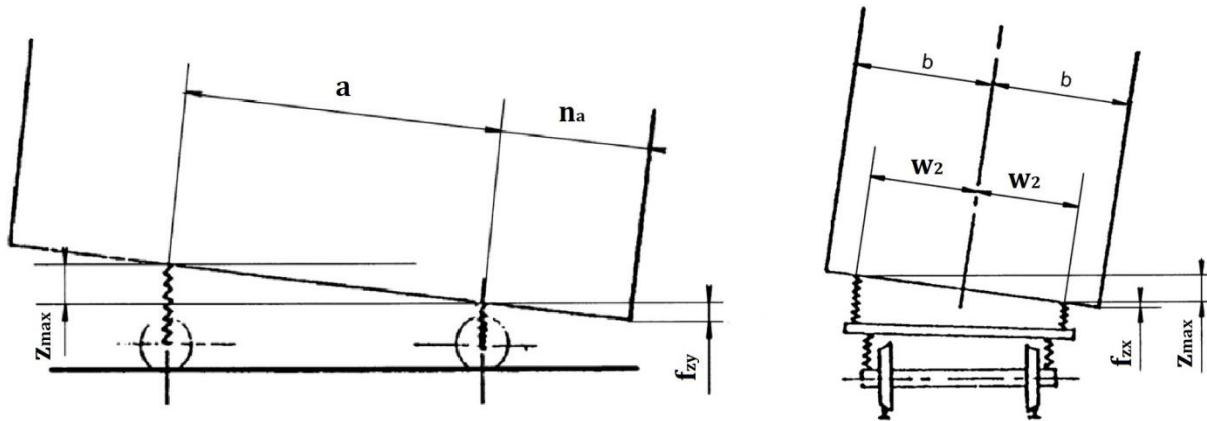
$$e_{d(A)} = p_{z(+)} + s_{z(+)} + \Delta h_{rk} + \Delta h_i \quad (32)$$

$$\Delta h_i = r_v - \sqrt{r_v^2 - \frac{p^2}{4} + n_i^2} - a \cdot n_i \quad (33)$$

Výšková redukce spodku skříně pro oblast B je ovlivněna kolébáním skříně, proto se ve vztahu připočítává přídatná výchylka Δf_{zx} .

$$e_{d(B)} = p_{z(+)} + s_{z(+)} + \Delta hr_k + \Delta h_i + \Delta f_{zx} \quad (34)$$

$$\Delta f_{zx} = \frac{z_{max} \cdot (Y_{UIC} - w_2)}{2w_2} \quad (35)$$



obr. 38.: Vliv kývání a kolébání skříně [35]

Výšková redukce spodku pro oblast D je ovlivněna kýváním skříně, proto se ve vztahu připočítává přídatná výchylka Δf_{zy} . Hodnota Δh_a udává omezení při jízdě přes minimální vyduť nivelační oblouk.

$$e_{d(D)} = p_{z(+)} + s_{z(+)} + \Delta hr_k + \Delta h_a + \Delta f_{zy} \quad (36)$$

$$\Delta h_a = \sqrt{r_v^2 - \frac{a^2}{4} - \frac{p^2}{4} + \left(\frac{a}{2} + n_a\right)^2} - r_v \quad (37)$$

$$\Delta f_{zy} = \frac{z_{max} \cdot n_a}{a} \quad (38)$$

Oblast C je ovlivněna kýváním i kolébáním, proto se vztah rozšiřuje o maximum z dodatečných výchylek Δf_{zx} a Δf_{zy} .

$$e_{d(C)} = p_{z(+)} + s_{z(+)} + \Delta hr_k + \Delta h_a + \Delta f_z \quad (39)$$

$$\Delta f_z = \max(\Delta f_{zx}, \Delta f_{zy}) \quad (40)$$

Hranice maximální výšky vozidla v oblasti mezi otočnými čepy H_i a v oblasti vně otočných čepů H_a se vypočte přičtením příslušné výškové redukce $e_{d(A),(B),(C),(D)}$ k souřadnici Z_{UIC} referenčního obrysu. To platí pro hodnoty $Z_{UIC} \leq 1\,170$ mm.

$$H_i = Z_{UIC} + e_{d(A),(B)} \begin{cases} e_{d(A)} \text{ pro } Y_{UIC} < w_2 \\ e_{d(B)} \text{ pro } Y_{UIC} > w_2 \end{cases} \quad (41)$$

$$H_a = Z_{UIC} + e_{d(C),(D)} \begin{cases} e_{d(D)} \text{ pro } Y_{UIC} < w_2 \\ e_{d(C)} \text{ pro } Y_{UIC} > w_2 \end{cases} \quad (42)$$

tab. 17.: Výšková redukce pro odlehlosti $n_{a,i}$

Ref. obrys		$n_i = 7$ m			$n_a = 3$ m		
Y_{UIC}	Z_{UIC}	$e_{d(A)}$	$e_{d(B)}$	H_i	$e_{d(C)}$	$e_{d(D)}$	H_a
[m]	[m]	[m]	[m]	[m]	[m]	[m]	[m]
0,000	0,100	0,169	0,065	0,269	0,230	0,230	0,330
0,125	0,100	0,169	0,074	0,269	0,230	0,230	0,330
0,125	0,080	0,169	0,074	0,249	0,230	0,230	0,310
0,935	0,080	0,169	0,135	0,249	0,230	0,230	0,310
1,175	0,100	0,169	0,153	0,253	0,230	0,230	0,330
1,250	0,130	0,169	0,158	0,288	0,230	0,230	0,360
1,520	0,400	0,169	0,179	0,579	0,230	0,230	0,630
1,620	0,400	0,169	0,186	0,586	0,237	0,230	0,637
1,620	1,170	0,169	0,186	1,356	0,237	0,230	1,407
1,645	1,170	0,169	0,188	1,358	0,239	0,230	1,409

4.3.4 Výpočet výškové redukce střechy skříně

Výšková redukce střechy pro oblast A se vypočte dle vztahu (43) a pro oblast B dle vztahu (44). Přičemž ve výpočtu redukce v oblasti B je třeba připočítat přídatnou výchylku Δf_{zx} způsobenou kolébáním skříně.

$$e_{h(A)} = p_{z(-)} + s_{z(-)} \quad (43)$$

$$e_{h(B)} = p_{z(-)} + s_{z(-)} + \Delta f_{zx} \quad (44)$$

Výšková redukce střechy pro oblast D je ovlivněna kýváním skříně, proto se ve vztahu (45) připočítává přídatná výchylka Δf_{zy} .

$$e_{h(D)} = p_{z(-)} + s_{z(-)} + \Delta f_{zy} \quad (45)$$

Oblast C je ovlivněna kýváním i kolébáním, proto se vztah rozšiřuje o maximum z dodatečných výchylek Δf_{zx} a Δf_{zy} .

$$e_{h(C)} = p_{z(-)} + s_{z(-)} + \Delta f_z \quad (46)$$

Hranice maximální výšky vozidla v oblasti mezi otočnými čepý H_i a v oblasti vně otočných čepů H_a se vypočte odečtením příslušné výškové redukce $e_{h(A),(B),(C),(D)}$ od souřadnice Z_{UIC} referenčního obrysu. To platí pro hodnoty $Z_{UIC} > 1\,170$ mm.

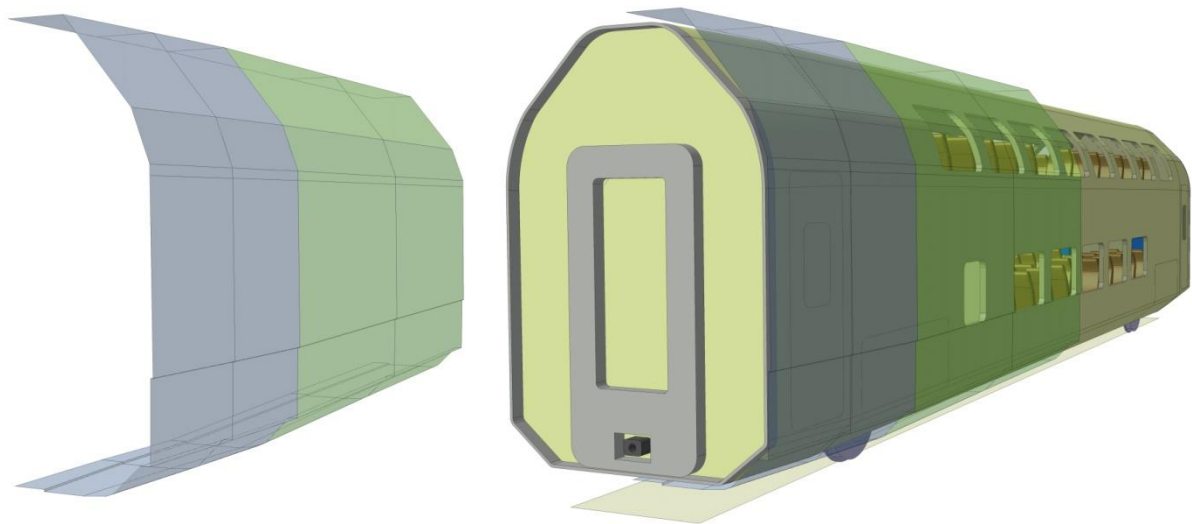
$$H_i = Z_{UIC} - e_{h(A),(B)} \begin{cases} e_{h(A)} \text{ pro } Y_{UIC} < w_2 \\ e_{h(B)} \text{ pro } Y_{UIC} > w_2 \end{cases} \quad (47)$$

$$H_a = Z_{UIC} - e_{h(C),(D)} \begin{cases} e_{h(D)} \text{ pro } Y_{UIC} < w_2 \\ e_{h(C)} \text{ pro } Y_{UIC} > w_2 \end{cases} \quad (48)$$

tab. 18.: Výšková redukce pro odlehlosti $n_{a,i}$

Ref. obrys		$n_i = 7$ m			$n_a = 3$ m		
Y_{UIC}	Z_{UIC}	$e_{h(A)}$	$e_{h(B)}$	H_i	$e_{h(C)}$	$e_{h(D)}$	H_a
[m]	[m]	[m]	[m]	[m]	[m]	[m]	[m]
1,645	3,250	0,050	0,093	3,157	0,093	0,084	3,157
1,645	3,350	0,050	0,093	3,257	0,093	0,084	3,257
1,470	3,835	0,050	0,080	3,755	0,084	0,084	3,751
0,785	4,680	0,050	0,029	4,630	0,084	0,084	4,596
0,000	4,680	0,050	-0,030	4,630	0,084	0,084	4,596

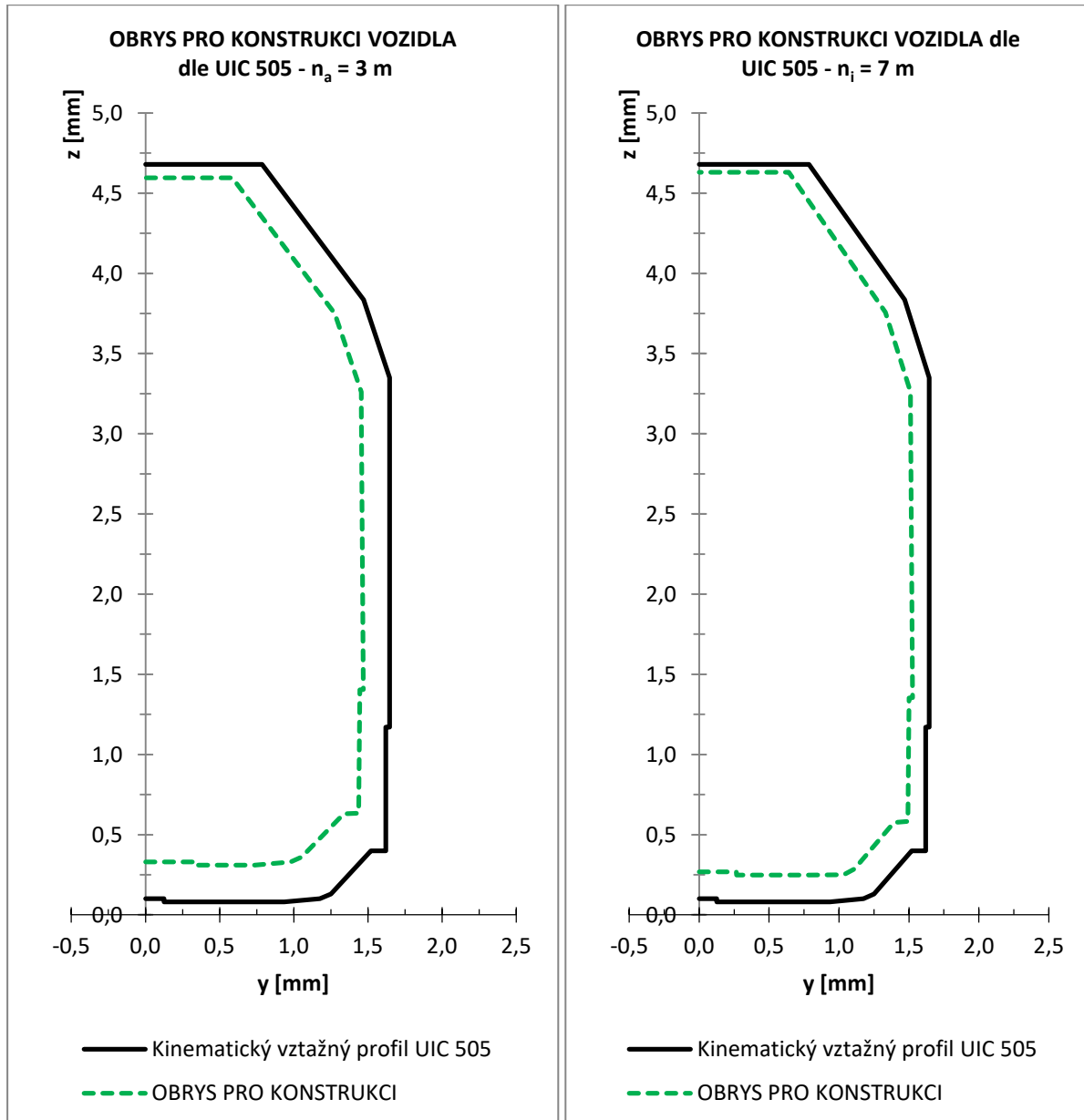
Obrys pro konstrukci vozidla jsem stanovil pomocí programu MS EXCEL v odlehlostech $n_{a,i}$ od osy otočného čepu. Tyto hodnoty jsem importoval do 3D CAD prostředí programu CATIA V5 a zde jsem zkontroloval skeleton vozu, zda ve všech příčných řezech nepřesahuje obrys pro konstrukci.



obr. 39.: Kontrola obrysu pro konstrukci v CAD prostředí

tab. 19.: Odlehlosti $n_{a,i}$ pro vytvoření hraniční obálky

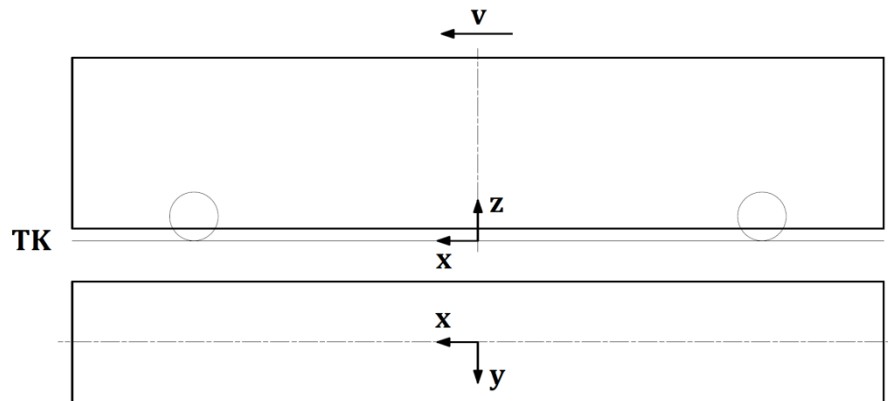
n_a [m]			n_i [m]		
3	1,5	-	0	3,5	7



obr. 40.: Obrys pro konstrukci - $n_a = 3$ m, $n_i = 7$ m

5 Hmotnostní bilance

V následujících výpočtech bude použit souřadný systém, který má kladnou osu x ve směru jízdy vozidla. Směr kladné osy y po levé straně a směr kladné osy z je směrem vzhůru. Jednotlivá dvojkolí jsou označena vzestupně číselnými indexy $i = 1, 2, \dots, n$.



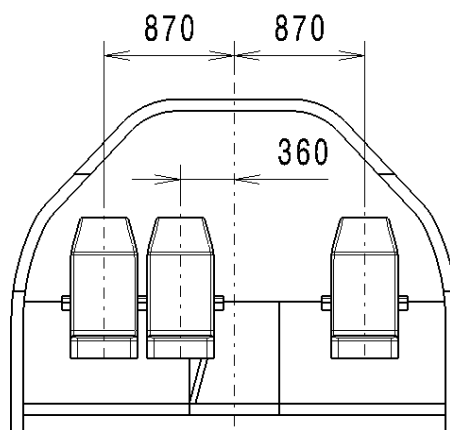
obr. 41.: Souřadný systém vozu

5.1 Vložený vůz

5.1.1 Hmotnost skříně

Pro stanovení hmotnostní bilance vozu je uvažovaná hmotnost na jednoho cestujícího $m_{cest} = 80 \text{ kg}$ a 0 kg/m^2 v prostorech pro zavazadla dle ČSN EN 15 663 a TSI 2008/232/ES. [38], [33] Hmotnost normálního užitečného zatížení vloženého vozu je tedy dána vztahem:

$$m_{cest_VV} = n_{cest_VV} \cdot m_{cest} = 80 \cdot 80 = 6\,400 \text{ [kg]} \quad (49)$$



obr. 42.: Uspořádání sedadel 2 + 1

V druhé úrovni podlahy je sezení v uspořádání 2 + 1. Souřadnice těžiště pro i -tou řadu sedadel v příčném směru y_T se stanoví z rovnice momentové rovnováhy dle vztahu:

$$y_T = \frac{\sum m_{cest} \cdot y_{Ti}}{\sum m_{cest}} = \frac{80 \cdot 0,87 + 80 \cdot (-0,36) + 80 \cdot (-0,87)}{80 + 80 + 80} = -0,12 \text{ [m]} \quad (50)$$

Souřadnice těžiště normálního užitečného zatížení m_{cest_VV} se stanoví pomocí rovnic momentové rovnováhy z dílčích souřadnic těžišť jednotlivých řad sedadel rozmístěných dle typového výkresu v příloze č.1.

$$\begin{bmatrix} x_{Tcest} \\ y_{Tcest} \\ z_{Tcest} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\sum m_{cest_i} \cdot x_{Ti}}{\sum m_{cest_i}} \\ \frac{\sum m_{cest_i} \cdot y_{Ti}}{\sum m_{cest_i}} \\ \frac{\sum m_{cest_i} \cdot z_{Ti}}{\sum m_{cest_i}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -0,919 \\ -0,054 \\ 2,165 \end{bmatrix} \text{ [m]} \quad (51)$$

tab. 20.: Normální užitečné zatížení VV

Úroveň	Č. řady	n_{cest}	m_{cest_i}	x_{Ti}	y_{Ti}	z_{Ti}
[-]	[-]	[-]	[kg]	[m]	[m]	[m]
U1	1.	4	320	3,555	0	1,220
U1	2.	4	320	2,635	0	1,220
U1	3.	4	320	1,715	0	1,220
U1	4.	4	320	0,795	0	1,220
U1	5.	4	320	-0,125	0	1,220
U1	6.	4	320	-1,625	0	1,220
U1	7.	4	320	-2,545	0	1,220
U1	8.	4	320	-3,465	0	1,220
U1	9.	4	320	-4,385	0	1,220
U1	10.	4	320	-5,305	0	1,220
U2	1.	2	160	5,350	0	3,110
U2	2.	3	240	4,430	-0,120	3,110
U2	3.	3	240	3,510	-0,120	3,110
U2	4.	3	240	2,590	-0,120	3,110
U2	5.	3	240	1,670	-0,120	3,110
U2	6.	3	240	0,750	-0,120	3,110
U2	7.	3	240	-0,750	-0,120	3,110
U2	8.	3	240	-1,670	-0,120	3,110
U2	9.	3	240	-2,590	-0,120	3,110
U2	10.	3	240	-3,510	-0,120	3,110
U2	11.	3	240	-4,430	-0,120	3,110
U2	12.	3	240	-5,350	-0,120	3,110
U2	13.	3	240	-6,270	-0,120	3,110
U2	14.	2	160	-7,190	0	3,110
m_{cest_VV}		80	6 400	-0,919	-0,054	2,165

V současné době je v provozu jediné dvoupodlažní vozidlo dosahující cestovní rychlosti až 320km/h. Jedná se o jednotku TGV Duplex. Pro stanovení hmotnosti skříně bude TGV Duplex použito jako referenční vozidlo. V následující tabulce jsou uvedeny parametry použité při hmotnostní analýze. [2], [39]

tab. 21.: TGV Duplex - technické parametry

Uspořádání jednotky		Bo'Bo' + 2'2'2'2'2'2'2'2' + Bo'Bo'	[-]
Hmotnost prázdné jednotky	m_{TGV}	380	[t]
Max. statické nápravové zatížení	A_0	17	[t]
Kapacita vloženého vozu (2. třída)	n_{cest}	80	[-]
Délka skříně vloženého vozu	L_{TGV}	17,3	[m]
Hmotnost podvozku CL 511	m_{CL511}	7,2	[t]

Pro přibližné stanovení hmotnosti skříně je z uvedených parametrů vypočtena hmotnost na jeden metr délky skříně dle následující úvahy. Statická hmotnost na nápravu vloženého vozu A_{TGV_DV} se vypočte odečtením hmotnosti dvou hlavových vozů od celkové hmotnosti jednotky a vydělením počtem dvojkolí vložených vozů $n_{TGV_DV} = 18$. Pro jeden hlavový vůz je uvažovaná hmotnost $m_{TGV_loko} = 68$ t. Vložené vozy jsou nesený pomocí jakobsových podvozků, to znamená, že na jednu skříň vloženého vozu připadají dvě dvojkolí. Měrná hmotnost m_{TGV_1m} se vypočte tak, že se od hmotnosti vloženého vozu odečte dvakrát jedna polovina hmotnosti běžného podvozku a tato hodnota se vydělí délkou skříně L_{TGV} .

$$A_{TGV_DV} = \frac{m_{TGV_celk} - 2 \cdot m_{TGV_loko}}{n_{TGV_DV}} = 13,56 \text{ [t]} \quad (52)$$

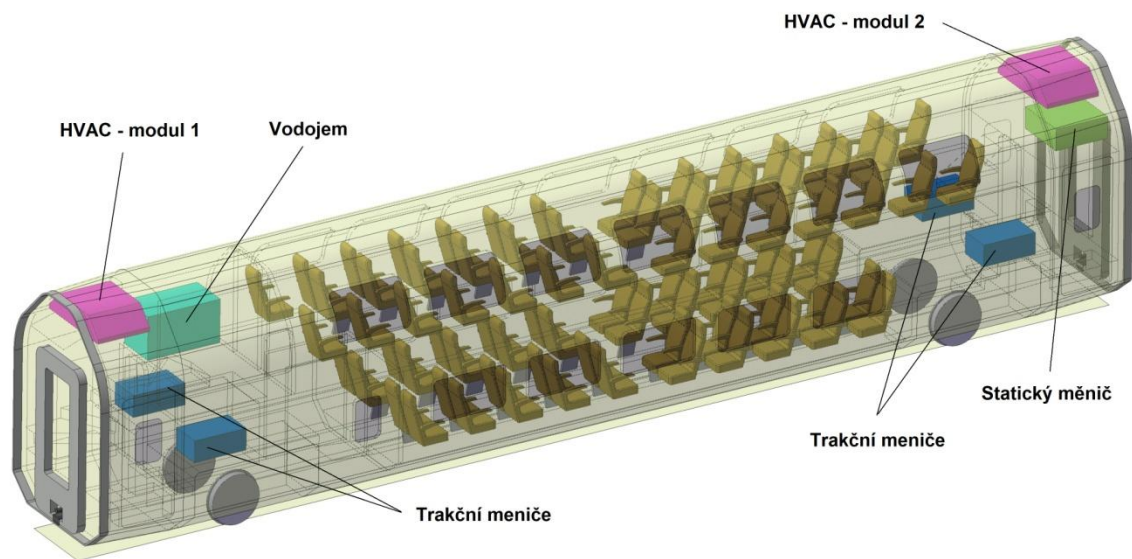
$$m_{TGV_1m} = \frac{2 \cdot A_{TGV_DV} - 2 \cdot \frac{1}{2} \cdot m_{CL511}}{L_{TGV}} = 1,151 \text{ [t/m]} \quad (53)$$

U vozidel TGV Duplex byla použita integrální stavba skříně. Při použití diferenciální hrubé stavby lze dosáhnout měrné hmotnosti $m_{HS_1m} = 300 \div 360$ kg/m, což je přibližně o 30% nižší hodnota než pro integrální hrubou stavbu. [40]

Skříň vozidla bude provedena jako diferenciální hrubá stavba s hmotností na jeden metr délky $m_{HS_1m} = 400$ kg/m. Výsledná hmotnost hrubé stavby je dána vztahem:

$$m_{skř_HS} = m_{1m_HS} \cdot l_{skř} = 400 \cdot 20 = 8\,000 \text{ kg} \quad (54)$$

Hmotnost vozidla prostřednictvím tíhových účinků působí na železniční svršek a velikost kolových sil významně ovlivňuje bezpečnost proti vykolejení. Proto je snaha o rovnoměrné rozdělení hmotností na jednotlivé nápravy a kola. Při hmotnostní rozvaze jsou uvažovány základní komponenty, jejichž rozmístění je patrné z typového výkresu. Ostatní vybavení skříně, jako např. zasklení nebo vnitřní obložení interiéru, je zahrnuto v položce "Skříň - vybavení" s těžištěm v příčné a podélné rovině symetrie.



obr. 43.: Rozmístění zařízení vloženého vozu

tab. 22.: Hmotnostní bilance skříně VV

		m_i	x_T	y_T	z_T
		[kg]	[m]	[m]	[m]
Skříň - HS		8 000	0	0	1,800
Skříň - vybavení		8 600	0	0	1,800
Klimatizační jednotka - modul 1		250	9,200	0	4,150
Klimatizační jednotka - modul 2		250	-9,200	0	4,150
Trakční měnič - podvozek 1 y(+)		200	7,700	1,000	1,800
Trakční měnič - podvozek 1 y(-)		200	7,700	-1,000	1,800
Trakční měnič - podvozek 2 y(+)		200	-7,700	1,000	1,800
Trakční měnič - podvozek 2 y(-)		200	-7,700	-1,000	1,800
Vodojem		800	7,900	0	3,500
Statický měnič + pomocná zařízení		400	-9,000	0,370	3,500
Hmotnost cestujících	m_{cest_VV}	6 400	-0,919	-0,054	2,165
Σ Skříně VV - PV	$m_{skř_VV}$	19 100	0,142	0,008	1,968
Σ Skříně VV - PL	$m_{skř_VV} + m_{cest_VV}$	25 500	-0,124	-0,008	2,018

Souřadnice těžiště prázdného vozu se stanoví z rovnice momentové rovnováhy. Pro plně ložený vůz se do výpočtu přidá položka m_{cest_VV} .

$$\begin{bmatrix} x_T \\ y_T \\ z_T \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\sum m_i \cdot x_{Ti}}{\sum m_i} \\ \frac{\sum m_i \cdot y_{Ti}}{\sum m_i} \\ \frac{\sum m_i \cdot z_{Ti}}{\sum m_i} \end{bmatrix} [m] \quad (55)$$

tab. 23.: Hmotnostní bilance VV

Hmotnost jednoho podvozku VV	m_p	3 750	[kg]
Hmotnost skříně VV PV + podvozky	m_{VV_PV}	26 600	[kg]
Hmotnost skříně VV PL + podvozky	m_{VV_PL}	33 000	[kg]

Měrná hmotnost skříně vyšla 0,955 t/m, což při použití lehčí konstrukce HS zhruba odpovídá referenčnímu vozidlu TGV Duplex.

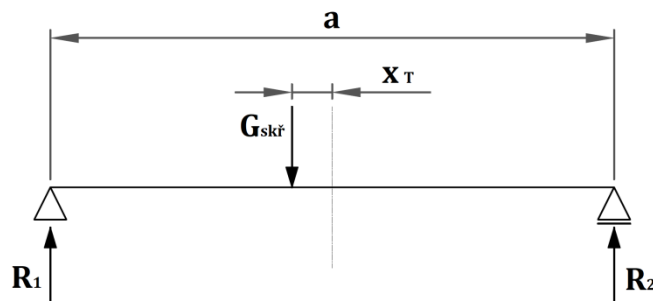
$$m_{skř_1m} = \frac{m_{skř_VV}}{l_{skř}} = \frac{19\,100}{20} \cdot \frac{1}{1\,000} = 0,955 [t/m] \quad (56)$$

5.1.2 Stanovení statického nápravového zatížení

Při výpočtu nápravového zatížení je skříň vozu reprezentována nosníkem na dvou podpěrách, jejíž tíha $G_{skř}$ působí excentricky od středu vozu o hodnotu x_T . Reakce R_1 a R_2 jsou síly působící na hlavní příčnický HS a stanoví se z rovnic momentové rovnováhy dle následujících vztahů:

$$R_1 = \frac{m_{skř} \cdot g \cdot \left(\frac{a}{2} + x_T\right)}{a} \cdot \frac{1}{1\,000} [kN] \quad (57)$$

$$R_2 = \frac{m_{skř} \cdot g \cdot \left(\frac{a}{2} - x_T\right)}{a} \cdot \frac{1}{1\,000} [kN] \quad (58)$$



obr. 44.: Stanovení sil působících na hlavní příčnický HS

Statické nápravové zatížení A se stanoví jako součet síly R působící na hlavní příčnick a tíhového účinku od hmoty podvozku m_p .

$$A_{DV1,DV2} = m_p \cdot g + R_{1,2} = G_p + R_{1,2} \text{ [kN]} \quad (59)$$

Rozdíl v zatížení přední a zadní nápravy u dvounápravových vozů nesmí přesáhnout hodnotu 10 %. [41]

$$\Delta_A = \frac{|A_{DV1} - A_{DV2}|}{A_{DV1} + A_{DV2}} \cdot 100 < 10 \text{ [%]} \quad (60)$$

tab. 24.: Statické nápravové zatížení VV pro stav PV a PL

		PV	PL	
Síla působící na hl. příčnick HS - DV1	R_1	95,59	122,86	[kN]
Síla působící na hl. příčnick HS - DV2	R_2	91,78	127,29	[kN]
Nápravové zatížení - DV1	A_{DV1}	132,38	159,65	[kN]
Nápravové zatížení - DV2	A_{DV2}	128,57	164,08	[kN]
Rozdíl v zatížení DV1 a DV2	Δ_A	1,46	1,37	[%]

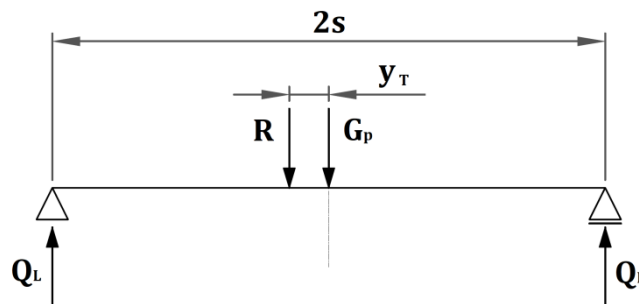
Výsledný rozdíl v nápravových zatíženích předního a zadního dvojkolí je 1,46 % pro prázdný vůz a 1,37 % pro plně ložený vůz. Podmínka maximálního rozdílu nápravových zatížení je tedy splněna.

5.1.3 Stanovení statického kolového zatížení

Velikosti kolových sil se stanoví z rovnic momentové rovnováhy, v nichž tíhový účinek od hmoty podvozku m_p působí v rovině symetrie a síla R působí excentricky o hodnotu y_T .

$$Q_{1L} = \frac{R_1 \cdot (s + y_T) + G_p \cdot s}{2s} \text{ [kN]} \quad (61)$$

$$Q_{1P} = \frac{R_1 \cdot (s - y_T) + G_p \cdot s}{2s} \text{ [kN]} \quad (62)$$



obr. 45.: Stanovení kolových sil

Dle pravidel technického provozu železnic nesmí být rozdíl v kolovém zatížení Δ_Q vůči střední hodnotě (definované nápravovým zatížením A) větší než 4 % pro hnací vozidla. [41]

$$\Delta_Q = \frac{|Q_L - Q_P|}{Q_L + Q_P} \cdot 100 < 4 \% \quad (63)$$

tab. 25.: Statické kolové zatížení pro stav PV a PL

		PV	PL	
Statická kolová síla DV1 - L	Q_{1L}	66,68	79,19	[kN]
Statická kolová síla DV1 - P	Q_{1P}	65,70	80,46	[kN]
Rozdíl v kolovém zatížení	Δ_{Q1}	0,75	0,80	[%]
Statická kolová síla DV2 - L	Q_{2L}	64,76	81,38	[kN]
Statická kolová síla DV2 - P	Q_{2P}	63,81	82,70	[kN]
Rozdíl v kolovém zatížení	Δ_{Q2}	0,74	0,80	[%]

Rozdíly v kolovém zatížení mezi levým a pravým kolem se v případě obou podvozků pohybují v rozmezí (0,74 ÷ 0,80) %. Podmínka maximálního rozdílu kolového zatížení 4 % je tedy splněna.

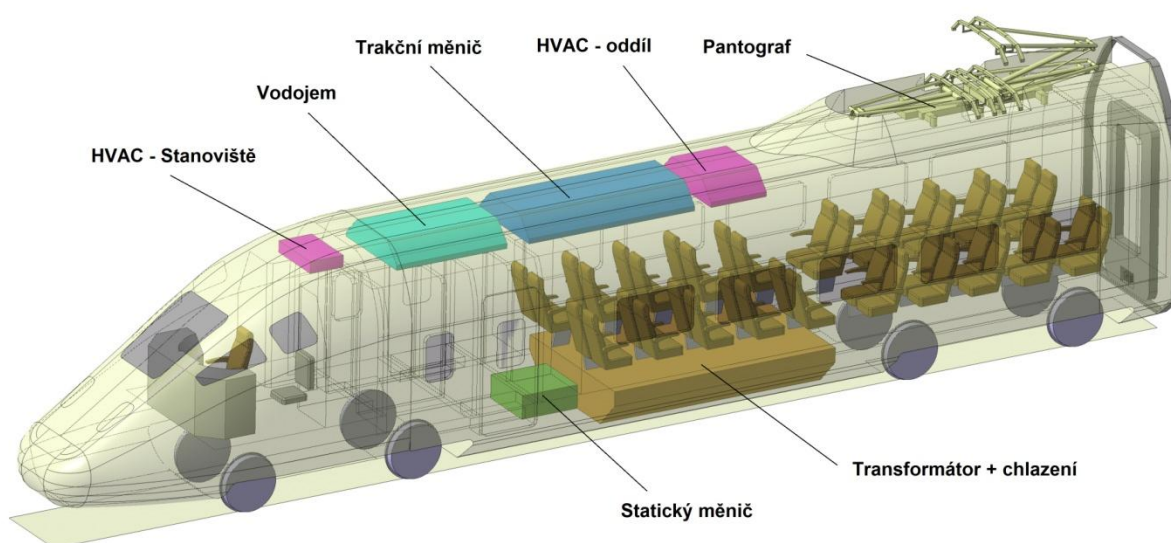
5.2 Hlavový vůz

5.2.1 Hmotnost skříně

Hmotnostní bilance hlavového vozu je stanovena obdobným způsobem jako u vloženého vozu. Prostor pro cestující v hlavovém vozu tvoří jeden oddíl druhé třídy se sezením v uspořádání 2 + 2. Polohy jednotlivých řad sedadel dle typového výkresu a z nich vypočtené souřadnice polohy těžiště normálního užitečného zatížení hlavového vozu jsou zapsány v následující tabulce.

tab. 26.: Normální užitečné zatížení hlavového vozu

Úroveň	Č. řady	n_{cest}	$m_{cest\ i}$	x_{Ti}	y_{Ti}	z_{Ti}
[-]	[-]	[-]	[kg]	[m]	[m]	[m]
U1	1.	4	320	1,230	0	1,220
U1	2.	4	320	0,310	0	1,220
U1	3.	4	320	-0,610	0	1,220
U1	4.	4	320	-1,530	0	1,220
U1	5.	4	320	-2,450	0	1,220
U1	6.	4	320	-3,750	0	1,220
U1	7.	4	320	-4,670	0	1,220
U1	8.	4	320	-5,590	0	1,220
U1	9.	4	320	-6,510	0	1,220
U1	10.	4	320	-7,430	0	1,220
U1	Stanoviště	1	80	7,500	0	1,570
$m_{cest\ HV}$		41	3 280	-2,841	0,000	1,229



obr. 46.: Rozmístění zařízení v hlavovém voze

Pro hlavový vůz uvažují vyšší hmotnost hrubé stavby. A to z důvodu umístění těžkých agregátů pod podlahu a na střechu a také konstrukce crashově odolného čela společně s deformačními prvky si vyžádá vyšší nároky na spotřebu materiálu. Stejně tak položka "Skříň - vybavení" má vyšší hodnotu než u vloženého vozu, neboť je třeba počítat s vybavením stanoviště strojvedoucího a také další elektronikou potřebnou pro provoz vozidla, jakou může být například zabezpečovací zařízení.

tab. 27.: Hmotnostní bilance skříně HV

	m_i	x_T	y_T	z_T	
	[kg]	[m]	[m]	[m]	
Skříň - HS	12 000	0,000	0,000	1,800	
Skříň - vybavení	16 150	0,000	0,000	1,800	
HVAC - modul - Liebherr	250	-1,300	0,000	3,800	
HVAC - stanoviště - Liebherr	100	5,000	0,000	3,800	
Transformátor + chlazení - ABB	8 000	-0,785	0,000	0,700	
Trakční měnič - Alstom	2 200	1,000	0,000	3,800	
Pantograf - Stemmann	150	-5,000	0,000	4,250	
Pantograf - Stemmann	150	-7,000	0,000	4,250	
Vodojem 800 l	800	3,900	0,000	3,800	
Statický měnič + pomocná zařízení	400	1,900	0,000	3,500	
Automatické spřáhlo - Schafenberg	600	10,500	0,000	1,000	
Hmotnost cestujících	m_{cest_HV}	3 280	-2,841	0,000	1,229
Σ Skříň HV - PV	$m_{skř_HV}$	40 800	0,110	0,000	1,771
Σ Skříň HV - PL	$m_{skř_HV} + m_{cest_HV}$	44 080	-0,110	0,000	1,731

S hmotností vodojemu počítám jako s neproměnnou položkou zatížení, neboť u nových vozidel se odpadní voda nevypouští do kolejíště ale do odpadní nádrže. Změna polohy těžiště způsobená přepouštěním vody z vodojemu do odpadní nádrže není ve výpočtu uvažována.

Hmotnosti jednotlivých zařízení jsou voleny dle dostupných informací z katalogů výrobců. Umístění zařízení ve voze je voleno s ohledem na dobrou přístupnost k zařízením a zároveň tak, aby byla vozová skříň přiměřeně vyvážená v podélném směru v prázdném i plně loženém stavu.

tab. 28.: Hmotnostní bilance HV

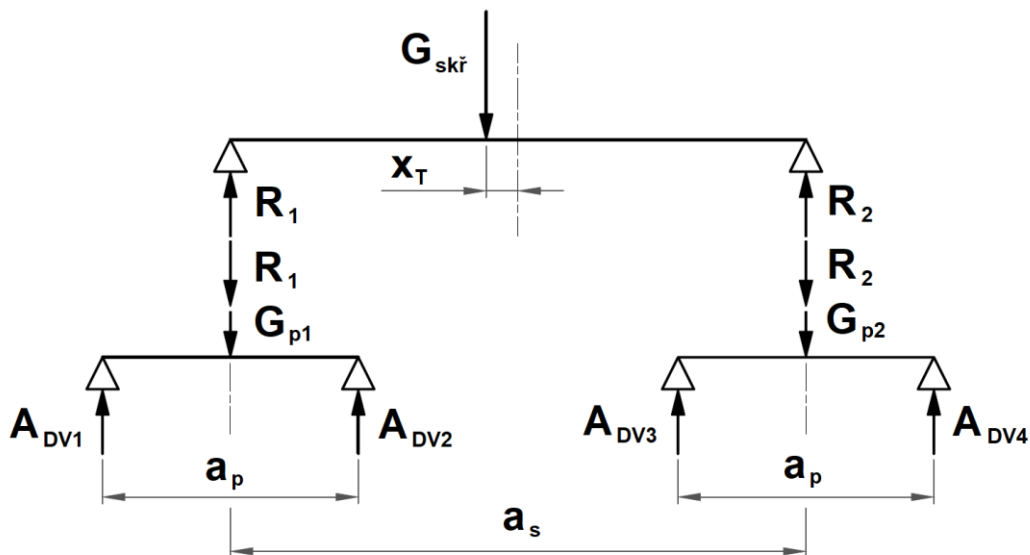
Hmotnost jednoho podvozku HV	m_p	8 300	[kg]
Hmotnost skříně HV PV + podvozky	m_{HV_PV}	57 400	[kg]
Hmotnost skříně HV PL + podvozky	m_{HV_PL}	60 680	[kg]

5.2.2 Stanovení statického nápravového zatížení

Velikost nápravového zatížení se stanoví z pohybových rovnic stejným způsobem jako u vloženého vozu pouze s tím rozdílem, že se síla $R_{1,2}$ a tíhový účinek od hmoty podvozku rovnoměrně rozdělí mezi první a druhé dvojkolí daného podvozku.

$$A_{DV1,DV2} = \frac{m_p \cdot g + R_1}{2} = \frac{G_p + R_1}{2} \text{ [kN]} \quad (64)$$

$$A_{DV2,DV3} = \frac{m_p \cdot g + R_2}{2} = \frac{G_p + R_2}{2} \text{ [kN]} \quad (65)$$



obr. 47.: Stanovení nápravového zatížení HV

tab. 29.: Statické nápravové zatížení HV pro stav PV a PL

		PV	PL	
Síla působící na hl. příčnick HS - p1	R_1	203,78	212,25	[kN]
Síla působící na hl. příčnick HS - p2	R_2	196,47	220,17	[kN]
Nápravové zatížení - DV1 a DV2	$A_{DV1,2}$	142,60	146,84	[kN]
Nápravové zatížení - DV3 a DV4	$A_{DV3,4}$	138,94	150,80	[kN]
Rozdíl v zatížení DV podvozku p1 a p2	Δ_A	1,30	1,33	[%]

U elektrických jednotek není vyžadováno shodné zatížení podvozků, ale rozdíl v zatížení náprav příslušného dvounápravového podvozku musí splňovat podmínku: [41]

$$\Delta_A = \frac{|A_i - A_j|}{A_i + A_j} \cdot 100 < 2 \% \quad (66)$$

Podvozky hlavového vozu jsou symetrické konstrukce, proto se zatížení mezi první a druhou nápravou daného podvozku rozdělí rovnoměrně a tím je výše zmíněná podmínka splněna.

Rozdíl v zatížení dvojkolí předního a zadního podvozku činí 1,3 % pro prázdný vůz a 1,33 % pro plně ložený vůz. Cílem hmotnostní bilance bylo tento rozdíl minimalizovat, protože rozdíl v nápravovém zatížení respektive kolovém zatížení má vliv na bezpečnost proti vykolejení.

5.2.3 Stanovení statického kolového zatížení

Statické kolové zatížení se obecně stanoví dle vztahů (67) a (68). Protože excentricita těžiště y_T skříň hlavového vozu je rovna nule a těžiště podvozku v horizontální rovině je v jeho geometrickém středu, lze kolové zatížení jednotlivých kol stanovit jako polovinu nápravového zatížení příslušného dvojkolí:

$$Q_L = \frac{1}{2} \cdot \frac{R_{1,2} \cdot (s + y_T) + G_p \cdot s}{2s} = \frac{A_{DVi}}{2} \text{ [kN]} \quad (67)$$

$$Q_P = \frac{1}{2} \cdot \frac{R_{1,2} \cdot (s - y_T) + G_p \cdot s}{2s} = \frac{A_{DVi}}{2} \text{ [kN]} \quad (68)$$

tab. 30.: Statické kolové zatížení HV pro stav PV a PL

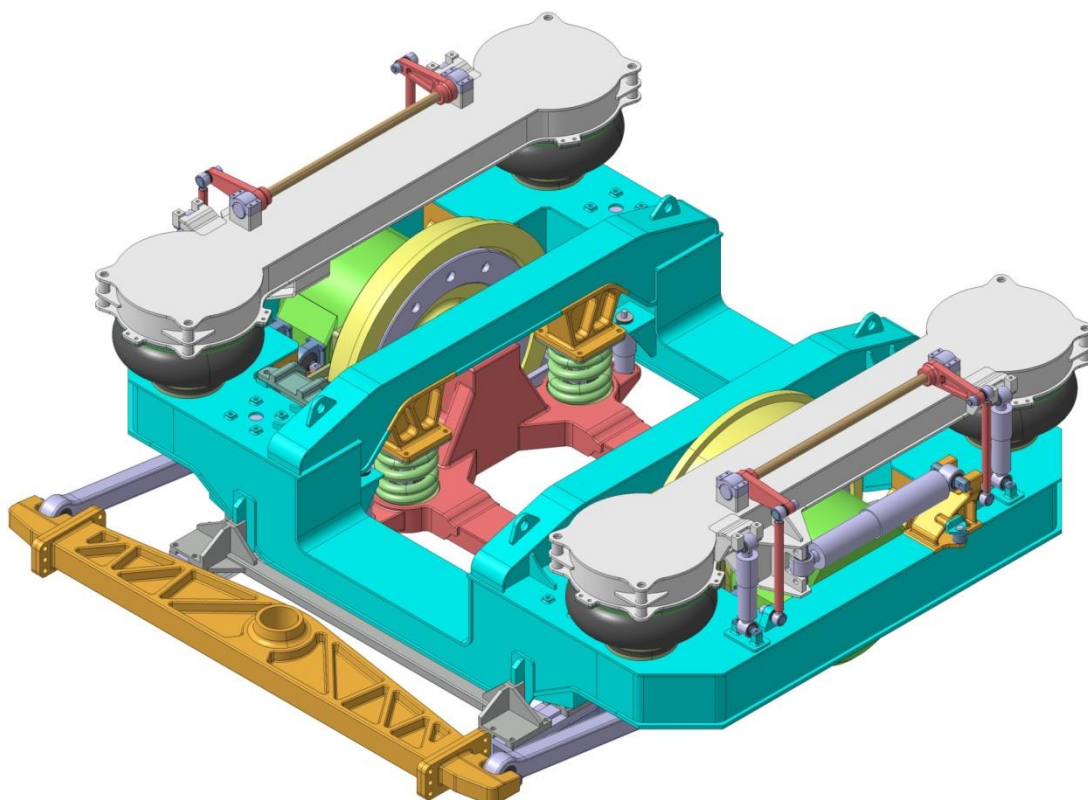
		PV	PL	
Statická kolová síla DV1 a DV2 - L	Q_L	71,30	73,42	[kN]
Statická kolová síla DV1 a DV2 - P	Q_P	71,30	73,42	[kN]
Rozdíl v kolovém zatížení	Δ_Q	0	0	[%]
Statická kolová síla DV3 a DV4 - L	Q_L	69,47	75,40	[kN]
Statická kolová síla DV3 a DV4 - P	Q_P	69,47	75,40	[kN]
Rozdíl v kolovém zatížení	Δ_Q	0	0	[%]

Rozdíl kolového zatížení Δ_Q na dané nápravě nulový. Podmínka maximálního rozdílu kolového zatížení 4 % je tedy splněna.

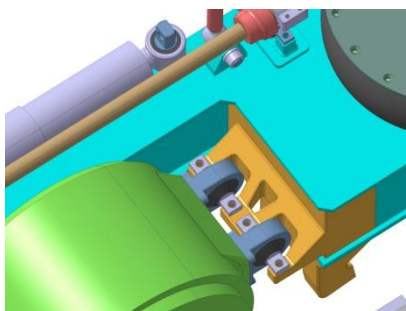
6 Koncepční řešení podvozku vloženého vozu

6.1 Pohon

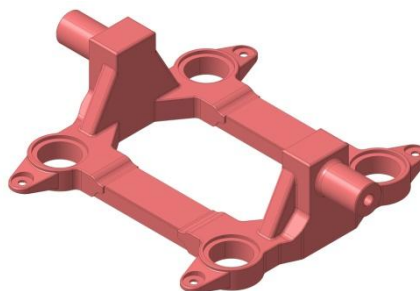
Podvozky vložených vozů jsou řešeny jako jednonápravové s volně otočnými koly. Kola jsou uložena na portálové nápravě. Pohon zajišťují dva synchronní motory s permanentními magnety. Motor je k rámu podvozku připevněn pomocí čtyř radiálních silentbloků, které zachycují reakci od hnacího momentu motoru a snižují přenos vibrací do rámu podvozku. Přenos hnací síly z motoru na kola zajišťuje dutý kloubový hřídel tvořený sférickými zubovými spojkami.



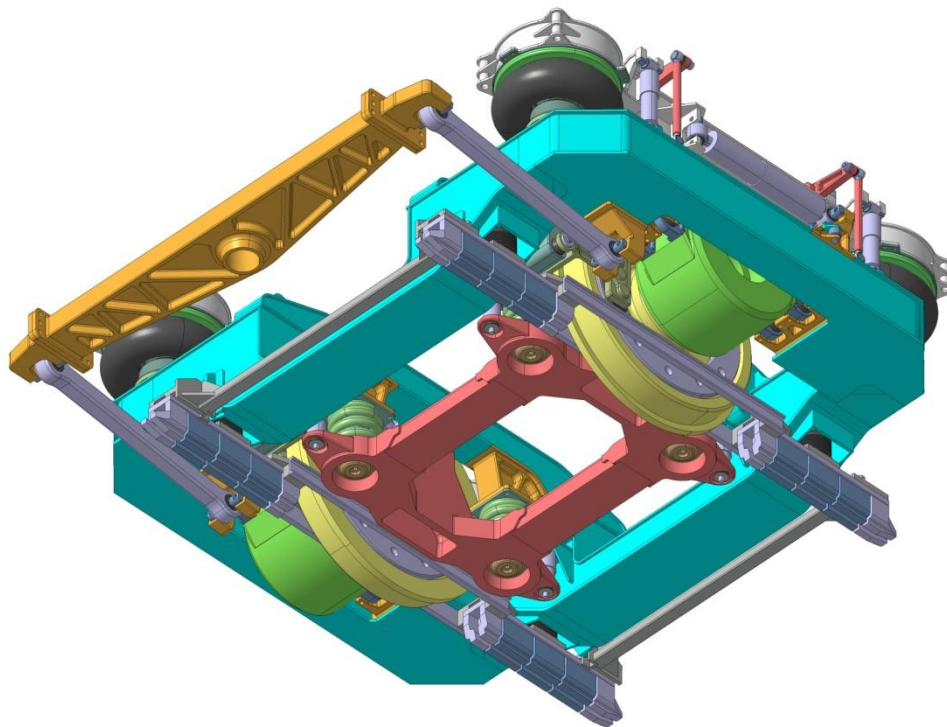
obr. 48.: Jednonápravový podvozek vloženého vozu - celkový pohled



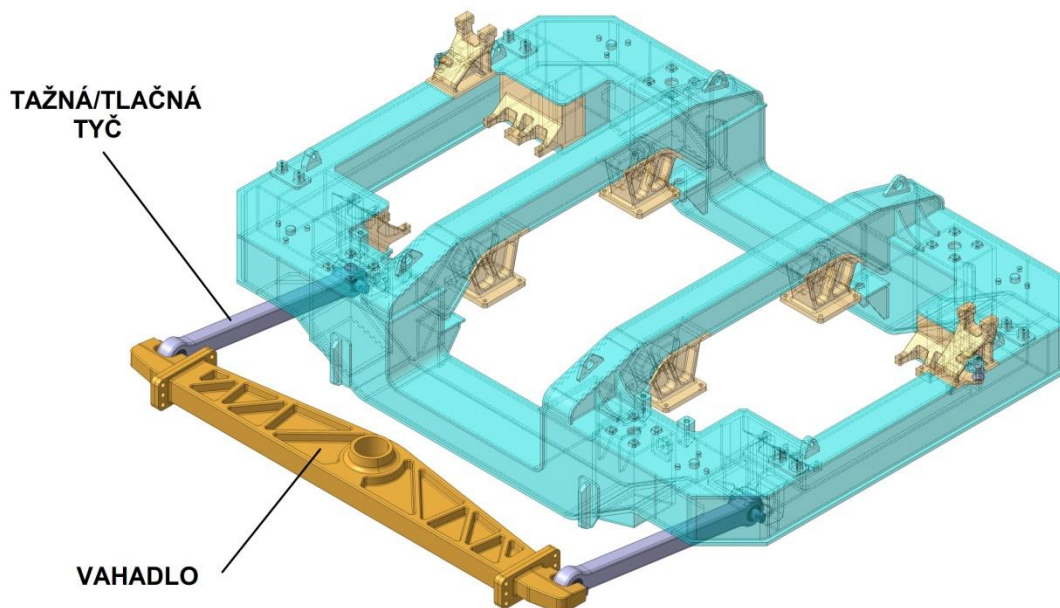
obr. 49.: Upevnění motorů pomocí silentbloků



obr. 50.: Portálová náprava

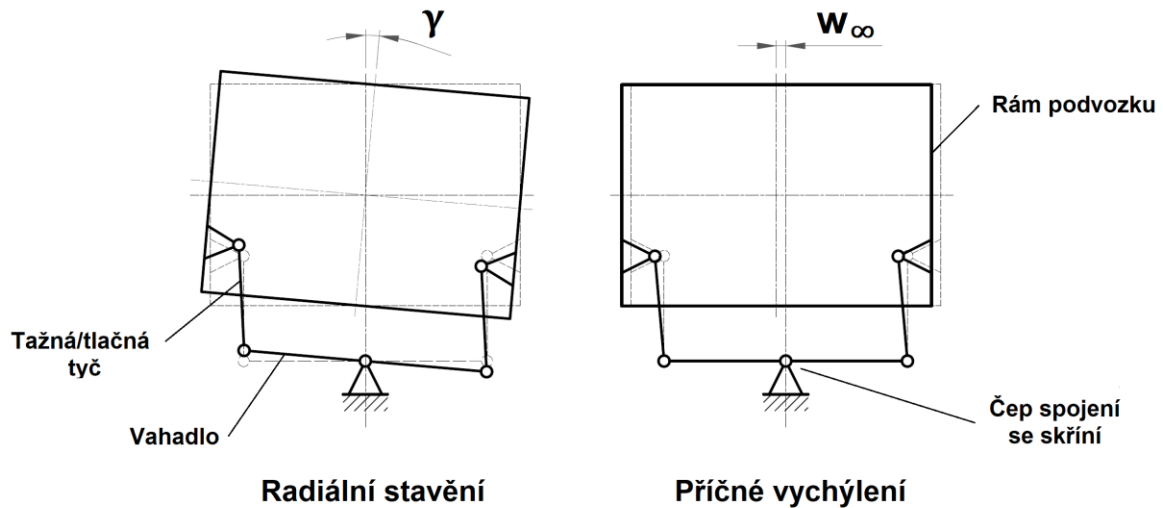


obr. 51.: Podvozek vloženého vozu - pohled zespodu



obr. 52.: Mechanismu pro přenos tažných/tlačných sil z rámu podvozku na skříň

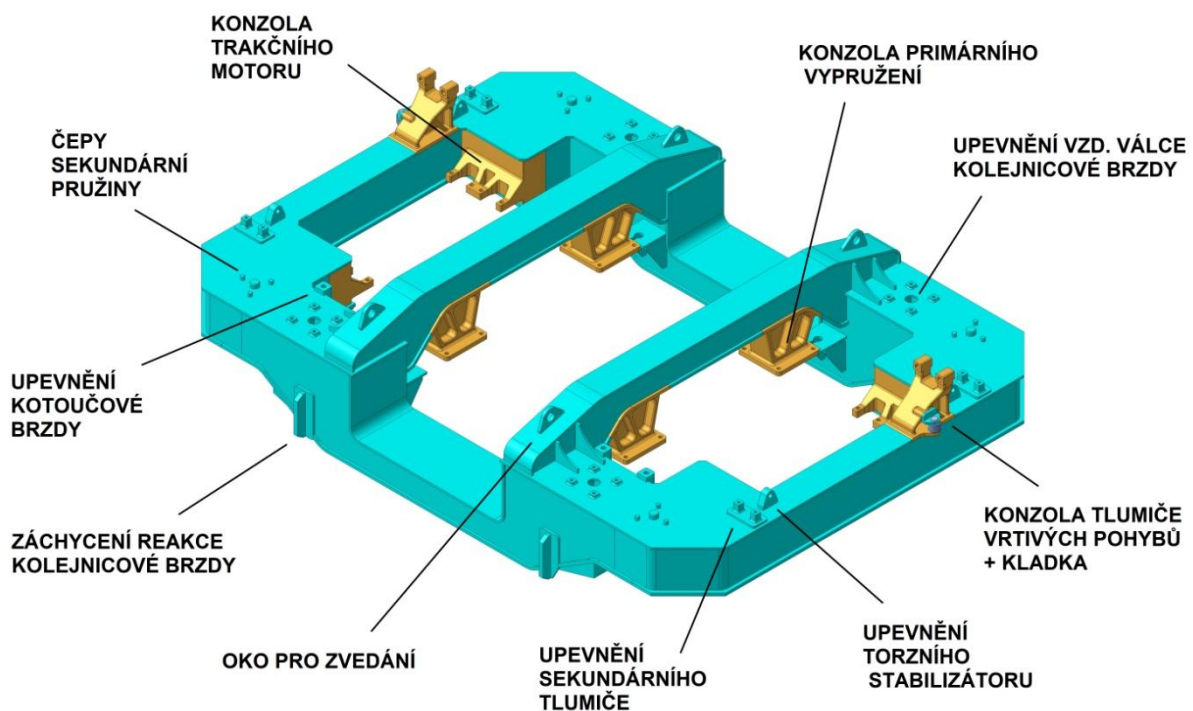
Přenos tažných sil z nápravnice na rám podvozku je zajištěn prostřednictvím pryžokovových prstencových prvků, které jsou součástí primárního vypružení. Přenos tažných sil z rámu podvozku na skříň vozu zajišťují dvě tažně-tlačné tyče. Ty jsou spojeny vahadlem a vytvářejí společně mechanismus, který umožňuje radiální stavění podvozku pod vozovou skříň a zároveň umožňuje příčné vychýlení skříňe vůči rámu podvozku s velmi malým parazitním pohybem v podélném směru.



obr. 53.: Kinematika pohybu podvozku pod vozovou skříní

6.2 Rám

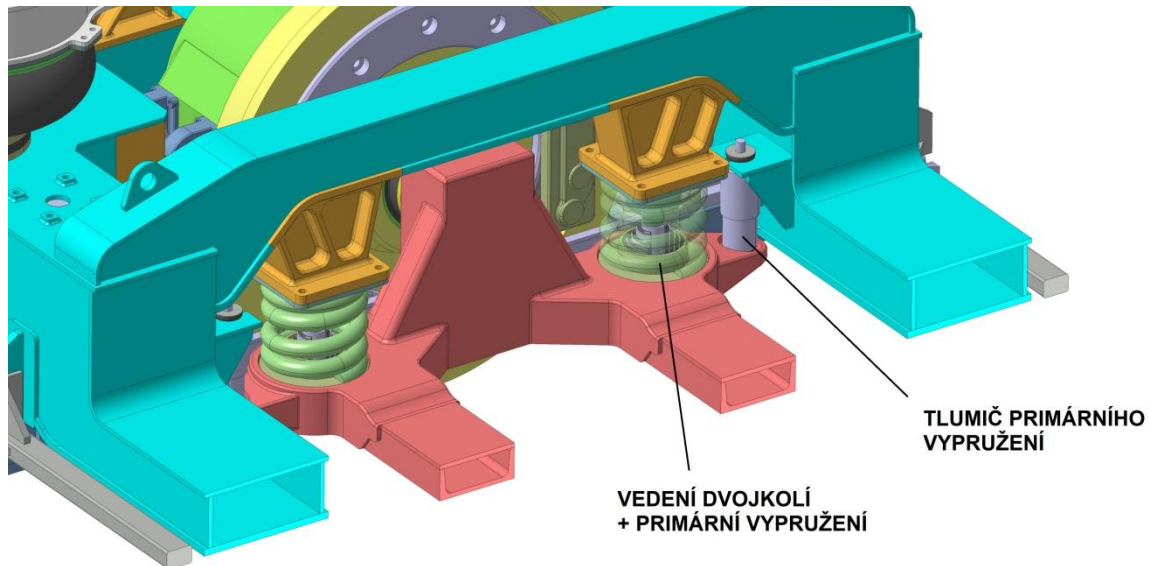
Rám podvozku je řešen jako skříňová svařovaná konstrukce. Skládá se ze dvou příčníků a čtyř podélných nosníků. Konzoly primárního vypružení, tažných tyčí, motorů a tlumičů vrtivých pohybů jsou navrženy jako odlitky (oranžová barva).



obr. 54.: Rám podvozku

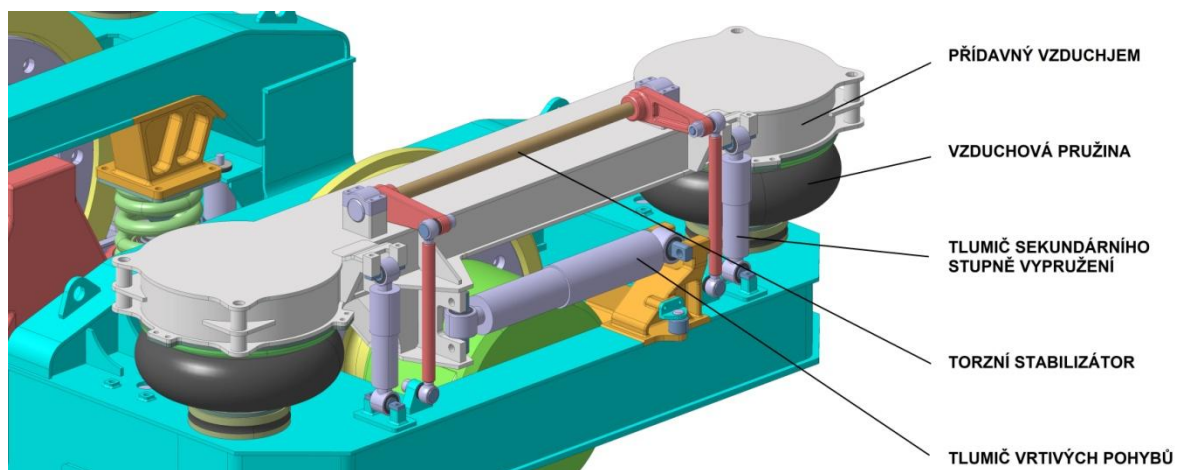
6.3 Vypružení

Primární vypružení je tvořeno čtyřmi pružinami. Pružina je tvořena paralelně zapojenou ocelovou vinutou pružinou a pryžokovovým prstencem. Pružina je uložena v misce portálové nápravy a na straně rámu podvozku je připevněna ke konzole vnitřního podélníku. Primární vypružení je doplněno hydraulickými tlumiči.

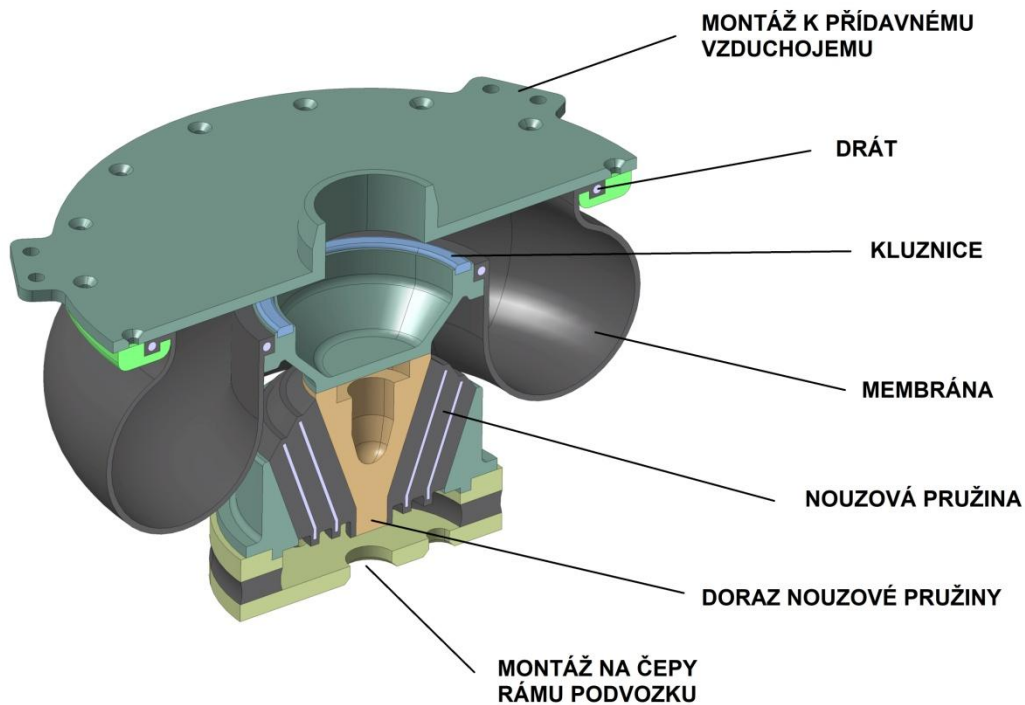


obr. 55.: Primární vypružení a vedení dvojkolí

Sekundární vypružení tvoří čtyři pružiny. Pružina se skládá ze sériově spojené vzduchové membrány a nouzové pružiny. Membránová pružina zajišťuje komfort jízdy cestujících a vytváří vratný moment při natáčení podvozku pod vozovou skříní. Nouzovou pružinu tvoří spodní pryžový prvek, který se deformuje v příčném směru a kuželový pryžokovový prvek, který se deformuje ve svislém i příčném směru. Doraz na narážku nouzové pružiny je 20 mm. Maximální stlačení vzduchové pružiny z nominální polohy je 30 mm.

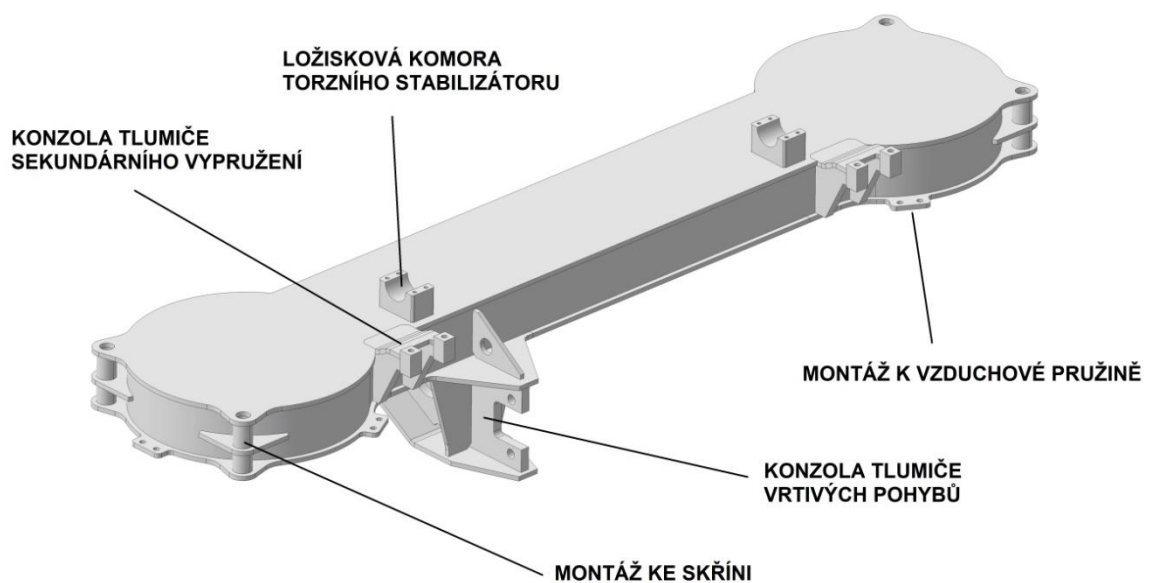


obr. 56.: Zástavba sekundárního vypružení



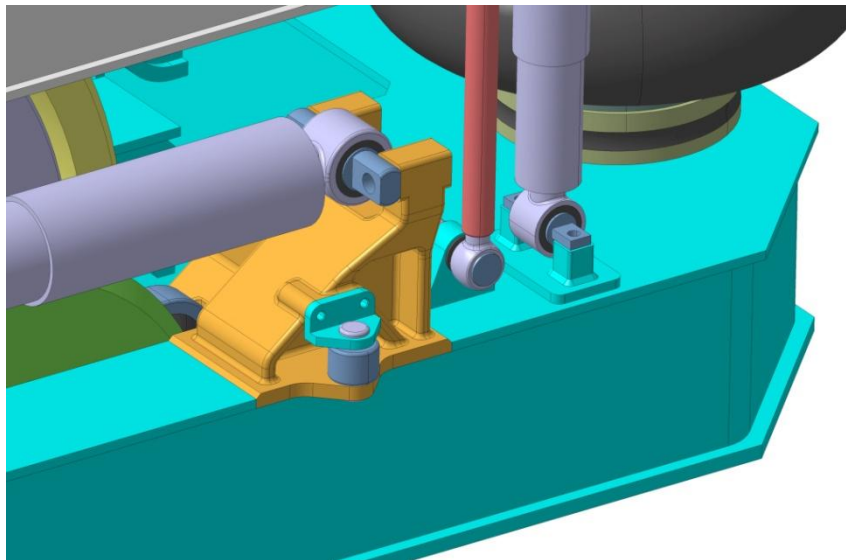
obr. 57.: Sestava pružiny sekundárního vypružení

Vzduchové pružiny jsou na podélné bázi propojeny pomocí přídatného vzduchojemu, který je tvořen svařovaným nosníkem. K návarkům na nosníku jsou připojeny tlumiče svislých a vrtivých pohybů.



obr. 58.: Přídatný vzduchojem

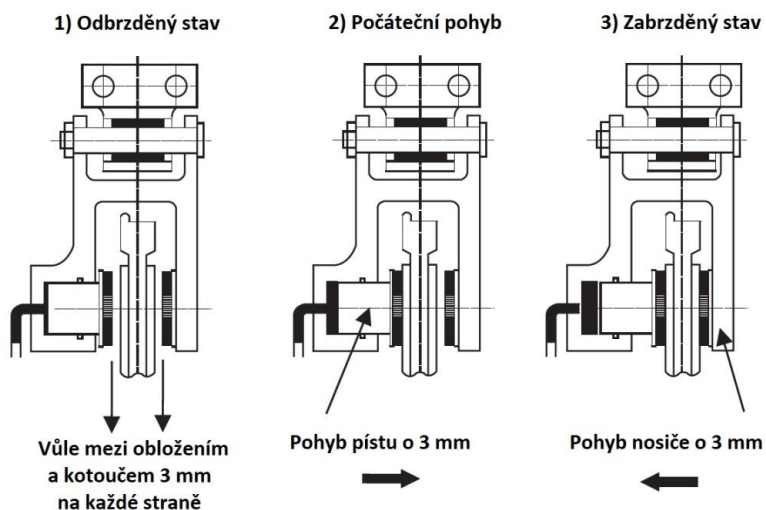
Součástí konzoly tlumiče vrtivých pohybu je montáž kladky, která vymezuje velikost proměnné příčné vůle.



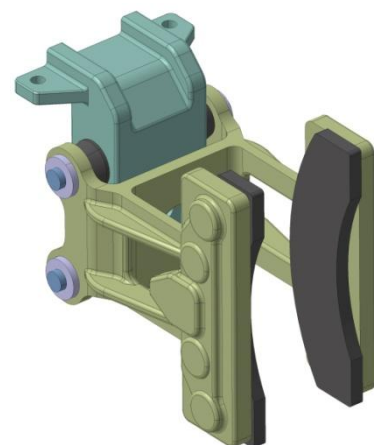
obr. 59.: Kladka vymezující proměnnou příčnou vůli

6.4 Brzdy

Podvozky jsou vybaveny pneumatickou kotoučovou brzdou s plovoucími třmeny. Kotouče jsou připevněny k deskám kol pomocí šroubových spojů ve středu třecích ploch. Brzdová jednotka je připevněna ke konzole rámu podvozku ve třech bodech, které zachycují reakci brzdné síly.

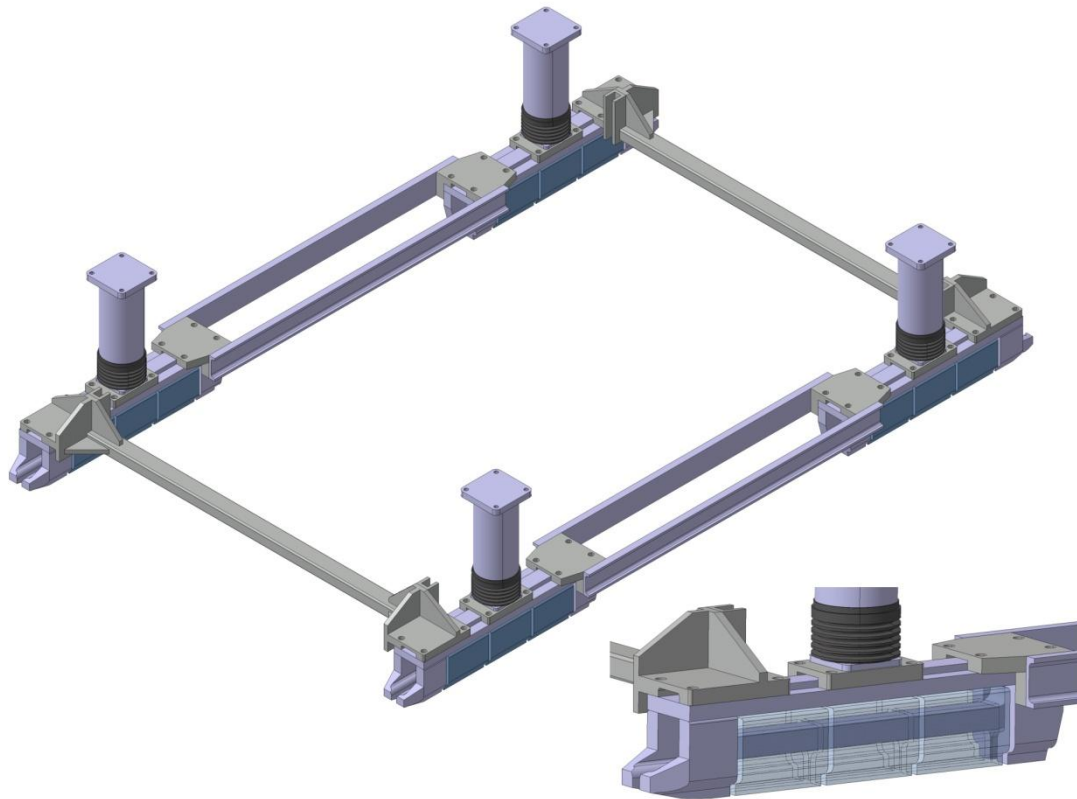


obr. 60.: Princip funkce plovoucího třmenu [42]

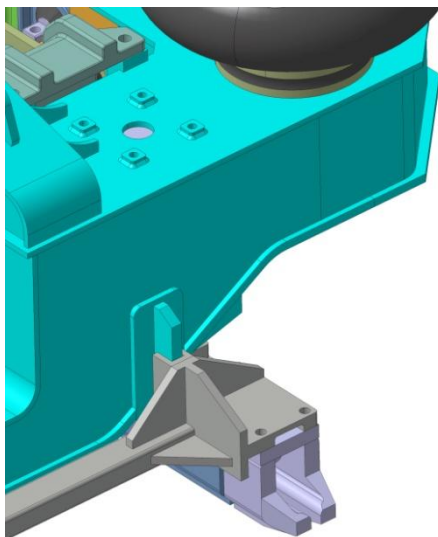


obr. 61.: Brzdová jednotka s plovoucím třmenem

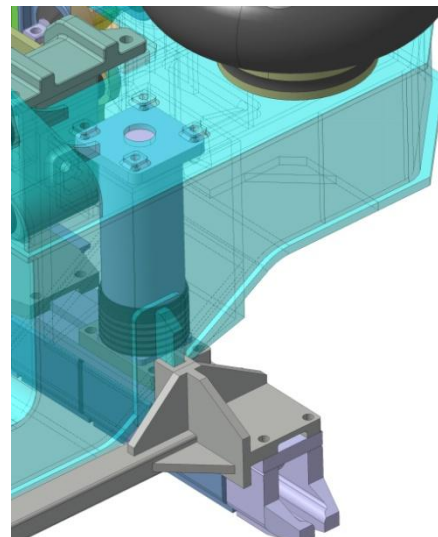
Kolejnicová brzda je tvořena čtyřmi segmenty, které jsou propojeny dvěma příčnicí a čtyřmi podélníky obcházejícími kola. Kolejnicovou brzdou do pracovní polohy spouští čtyři vzduchové válce. Při brzdění jsou síly z brzdy na rám podvozku přenášeny pomocí vodících konzol, které také slouží k vycentrování brzdy ve zdvižené poloze.



obr. 62.: Elektromagnetická kolejnicová brzda



obr. 63.: Zachycení reakce brzdné síly



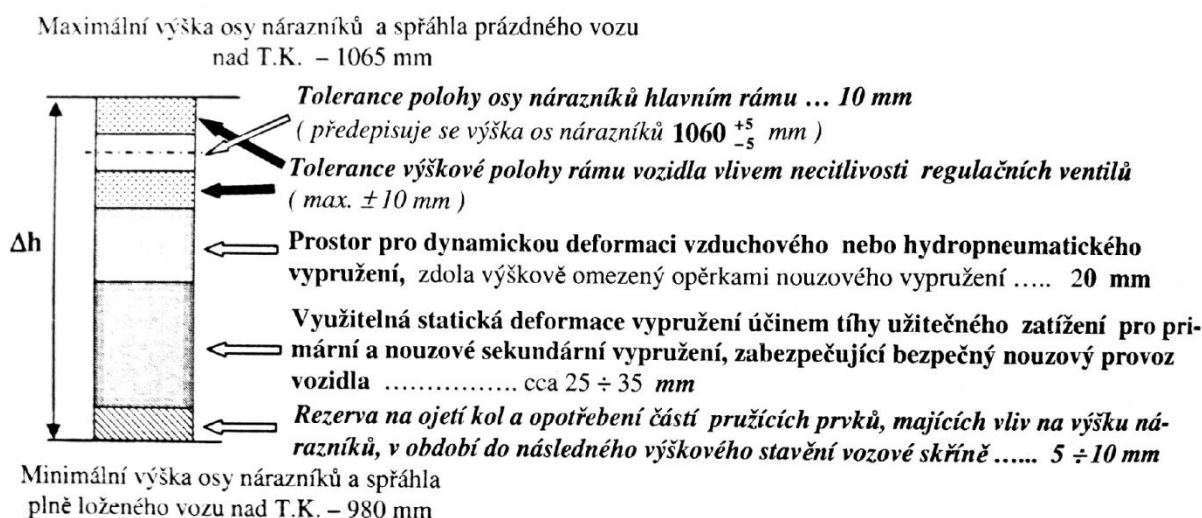
obr. 64.: Umístění vzduchového válce v dutině rámu podvozku

7 Návrh vypružení vloženého vozu

Návrh svislého vypružení musí splňovat řadu požadavků, z nichž nejdůležitější jsou bezpečnost jízdy vozidla a jízdní komfort.

7.1 Bezpečnost přechodu mezi sousedními vozy

Aby bylo vozidlo připuštěno do provozu je třeba splnit předepsané limitní hodnoty výšky nárazníku (spřáhla). Toto omezení je nutné z důvodu kompatibility spřažení dvou různě zatížených vozidel. Při posouzení velikosti užitečného sednutí je třeba vzít v úvahu opotřebení všech částí pojezdu které mají vliv na polohu výšky nárazníku.



obr. 65.: Analýza polohy výšky nárazníku osobního vozu se vzduchovým vypružením [43]

Z analýzy polohy výšky nárazníku vyplývá, že pro pružiny primárního a nouzového sekundárního vypružení je maximální hodnota statické deformace $z_{už}$ v rozmezí 25 ÷ 30 mm. Pro stanovení minimální tuhosti vypružení v nouzovém stavu bude uvažované statické sednutí $z_{už} = 30$ mm.

$$k_{\Sigma zminT} = \frac{G_{už}}{z_{už}} = \frac{m_{cest.VV} \cdot g}{z_{už}} \leq k_{\Sigma z} = \frac{k_{\Sigma z1} \cdot k_{\Sigma z2N}}{k_{\Sigma z1} + k_{\Sigma z2N}} \quad (69)$$

$$k_{\Sigma zminT} = \frac{6\,400 \cdot 9,81}{0,03} = 2\,092\,800 \text{ [Nm}^{-1}\text{]}$$

7.2 Návrh svislé tuhosti primárního a sekundárního vypružení

7.2.1 Nouzový stav

Poměr tuhosti primárního a sekundárního stupně vypružení je volen tak, aby byly splněny požadované optimální frekvence svislých kmitů.

Prvním sledovaným parametrem je vlastní frekvence souběžných kmitů primárně a sekundárně vypružených hmot, která určuje komfort jízdy, neboť při delší jízdě vlakem na lidské tělo nejvíce působí svislé kmity vozidla (houpání). Z fyziologického hlediska nejpříznivěji působí na lidský organismus frekvence houpání v rozmezí $1 \div 1,2$ Hz. Tento požadavek zajišťuje tuhost vzduchové pružiny, která se mění se zatížením a to tak, aby frekvence souběžných kmitů vozidla měla hodnotu přibližně 1 Hz. [43]

Druhým sledovaným parametrem je frekvence protiběžných kmitů. Zde je snaha vyhnout se rezonanci s ohybovými kmity vozové skříňe, která se obvykle pohybuje v rozmezí $6,5 \div 8$ Hz. Tuhosti jsou navrženy tak, aby frekvence protiběžných kmitů byla nadkritická vůči ohybovým kmitům skříňe. [43]

Z výše uvedených důvodů je celková tuhost vypružení vloženého vozu v nouzovém stavu zvýšena o 80 % proti hodnotě minimální tuhosti dané požadavkem na výšku nárazníků.

$$k_{\Sigma zmin} = 1,8 \cdot k_{\Sigma zminT} = 3\,139\,200 \text{ [Nm}^{-1}\text{]} \quad (70)$$

Pro rozdělení tuhosti svislého vypružení v nouzovém stavu mezi primární a sekundární stupeň budou použity vztahy pro optimální rozdělní tuhosti. Tyto vztahy jsou odvozeny pro dvouhmotovou soustavu s hydraulickým tlumením ve druhém stupni vypružení. Tato varianta optimalizace je doporučena, neboť i při zařazení tlumení do primárního stupně vypružení nebudou znehodnoceny průběhy přenosových funkcí. [43]

Optimální poměr γ_{opt} mezi tuhostmi $k_{\Sigma z1}$ a $k_{\Sigma z2N}$ je dán vztahem (62). Hodnoty m_I a m_{II} označují primárně a sekundárně vypružené hmoty v dvou-hmotovém modelu vozidla.

$$\gamma_{2opt} = \left(\frac{k_{\Sigma z1}}{k_{\Sigma z2N}} \right)_{opt} = 2 + \frac{m_I}{m_{II}} = 2 + \mu_{stř} \quad (71)$$

Střední hodnota hmotnostního poměru je dána vztahem:

$$\mu_{stř} = \frac{m_I}{\frac{m_{II_{PV}} + m_{II_{PL}}}{2}} = \frac{4\,000}{\frac{19\,100 + 25\,500}{2}} = 0,18 \quad (72)$$

Celková tuhost primárního stupně vypružení:

$$k_{\Sigma z1} = (3 + \mu_{stř}) \cdot k_{\Sigma zmin} = 11\,977\,000 \text{ [Nm}^{-1}\text{]} \quad (73)$$

Celková tuhost sekundárního stupně vypružení (nouzový stav):

$$k_{\Sigma z2N} = \left(\frac{3 + \mu_{stř}}{2 + \mu_{stř}} \right) \cdot k_{\Sigma zmin} = 5\,495\,500 \text{ [Nm}^{-1}\text{]} \quad (74)$$

Primární i sekundární vypružení je na jednom podvozku tvořeno čtyřmi pružinami. Hodnoty tuhostí v přepočtu na jeden pružící prvek se tedy stanoví dle následujících vztahů:

$$k_{z1_pruz} = \frac{k_{\Sigma z1}}{8} = 1\,497\,100 \text{ [Nm}^{-1}\text{]} \quad (75)$$

$$k_{z2N_pruz} = \frac{k_{\Sigma z2N}}{8} = 686\,940 \text{ [Nm}^{-1}\text{]} \quad (76)$$

7.2.2 Vzduchové pružiny v činnosti

Pružinu sekundárního vypružení tvoří sériově spojená nouzová pružina a membránová pružina. Celková tuhost sekundárního vypružení je tedy dána vztahem:

$$k_{\Sigma z2} = \frac{k_{\Sigma z2N} \cdot k_{\Sigma z2V}}{k_{\Sigma z2N} + k_{\Sigma z2V}} \quad (77)$$

Potřebné tuhosti vzduchového vypružení pro prázdný a plně ložený vůz, aby byla splněna podmínka $f_1 = 1 \text{ Hz}$, mají následující hodnoty:

$$k_{\Sigma z2V_PV} = 1\,080\,000 \text{ [Nm}^{-1}\text{]} \quad (78)$$

$$k_{\Sigma z2V_PL} = 1\,500\,000 \text{ [Nm}^{-1}\text{]} \quad (79)$$

$$k_{z2V_PV_pruz} = \frac{k_{\Sigma z2V_PV}}{8} = 135\,000 \text{ [Nm}^{-1}\text{]} \quad (80)$$

$$k_{z2V_PL_pruz} = \frac{k_{\Sigma z2V_PL}}{8} = 187\,500 \text{ [Nm}^{-1}\text{]} \quad (81)$$

Hodnoty tuhostí $k_{\Sigma z2V_PV}$ a $k_{\Sigma z2V_PL}$ byly stanoveny postupným laděním frekvencí svislých kmitů získaných z matematického modelu popsaného v následujících kapitolách. Po dosažení tuhostí nouzového a vzduchového vypružení do vztahu pro sériové zapojení pružin dostaneme hodnoty celkové tuhosti sekundárního vypružení.

$$k_{\Sigma z2_PV} = \frac{k_{\Sigma z2N} \cdot k_{z2V_PV_pruz}}{k_{\Sigma z2N} + k_{z2V_PV_pruz}} = 902\,620 \text{ [Nm}^{-1}\text{]} \quad (82)$$

$$k_{\Sigma z2_PL} = \frac{k_{\Sigma z2N} \cdot k_{z2V_PL_pruz}}{k_{\Sigma z2N} + k_{z2V_PL_pruz}} = 1\,178\,400 \text{ [Nm}^{-1}\text{]} \quad (83)$$

Hodnoty tuhostí sekundárních pružin v přepočtu na jeden pružící prvek jsou následující:

$$k_{z2_PV_pruz} = \frac{k_{\Sigma z2_PV}}{8} = 112\,830 \text{ [Nm}^{-1}\text{]} \quad (84)$$

$$k_{z2_PL_pruz} = \frac{k_{\Sigma z2_PL}}{8} = 147\,300 \text{ [Nm}^{-1}\text{]} \quad (85)$$

7.3 Návrh příčné tuhosti primárního a sekundárního vypružení

Minimální hodnota příčné tuhosti primárního a sekundárního vypružení je dána požadavkem na velikost příčných vůlí použitých při výpočtu obrysu pro konstrukci. Maximální příčná výchylka primárního vypružení je $q = 0,002$ mm a pro sekundární vypružení $w_a = 0,045$ mm. Maximální povolené příčné zrychlení na tratích SŽDC má hodnotu $a_N = 1 \text{ ms}^{-2}$. [43]

7.3.1 Primární vypružení

Pro stanovení příčné tuhosti primárního vypružení uvažují maximální sílu působící na vozidlo danou součinem hmotnosti primárně a sekundárně vypružených hmot a příčného zrychlení:

$$F_{y1_PL} = (m_{2_PL} + 2 \cdot m_1) \cdot a_N = (25\,500 + 2 \cdot 2\,000) \cdot 1 = 29\,500 \text{ [N]} \quad (86)$$

$$m_{2_PL} = m_{skř_VV} + m_{cest} = 19\,100 + 6\,400 = 25\,500 \text{ [kg]} \quad (87)$$

Příčná tuhost primárního vypružení:

$$k_{\Sigma y1} = \frac{F_{y1_PL}}{q} = \frac{29\,500}{0,002} = 11\,550\,000 \text{ [Nm}^{-1}\text{]} \quad (88)$$

Primární vypružení je tvořeno osmi pružícími prvky na vozidlo. Hodnota příčné tuhosti v přepočtu na jeden pružící prvek je dána vztahem:

$$k_{y1_pruz} = \frac{k_{\Sigma y1_PL}}{8} = \frac{11\,550\,000}{8} = 1\,443\,750 \text{ [Nm}^{-1}\text{]} \quad (89)$$

7.3.2 Sekundární vypružení

$$F_{y2_PL} = m_{2_PL} \cdot a_N = 25\,500 \cdot 1 = 25\,500 \text{ [N]} \quad (90)$$

Příčná tuhost sekundárního vypružení:

$$k_{\Sigma y2} = \frac{F_{y2_PV}}{w_a} = \frac{25\,500}{0,045} = 566\,667 \text{ [Nm}^{-1}\text{]} \quad (91)$$

Hodnota příčné tuhosti sekundárního vypružení v přepočtu na jeden pružící prvek je dána vztahem:

$$k_{y2_pruz} = \frac{k_{\Sigma y2_PL}}{8} = \frac{566\,667}{8} = 70\,833 \text{ [Nm}^{-1}\text{]} \quad (92)$$

7.4 Návrh tlumících konstant

7.4.1 Tlumící konstanta tlumičů primárního stupně vypružení

Hodnota tlumící konstanty b_1 tlumičů primárního vypružení bude stanovena z jednohmotového modelu, který je patrný z obr. 66 (zjednodušení 1). Model "zjednodušení 1" představuje jednohmotovou soustavu, která vznikla zavedením okrajové podmínky, při níž se hodnota hmotnosti skříňe blíží nekonečnu. Hmoty m_1 zde reprezentuje primárně vypružené hmoty podvozků. Po této úpravě je vypružení hmoty m_1 tvořeno paralelně spojenými pružinami primárního a sekundárního stupně. Hodnota celkové tuhosti je tedy dána vztahem:

$$k_{\Sigma z} = k_{\Sigma z1} + \frac{k_{\Sigma z2N} \cdot k_{\Sigma z2VPL}}{k_{\Sigma z2N} + k_{\Sigma z2VPL}} \quad (93)$$

$$k_{\Sigma z} = \left(11,977 + \frac{5,496 \cdot 1,5}{5,496 + 1,5} \right) \cdot 10^6 = 13\,155\,000 \text{ [Nm}^{-1}\text{]}$$

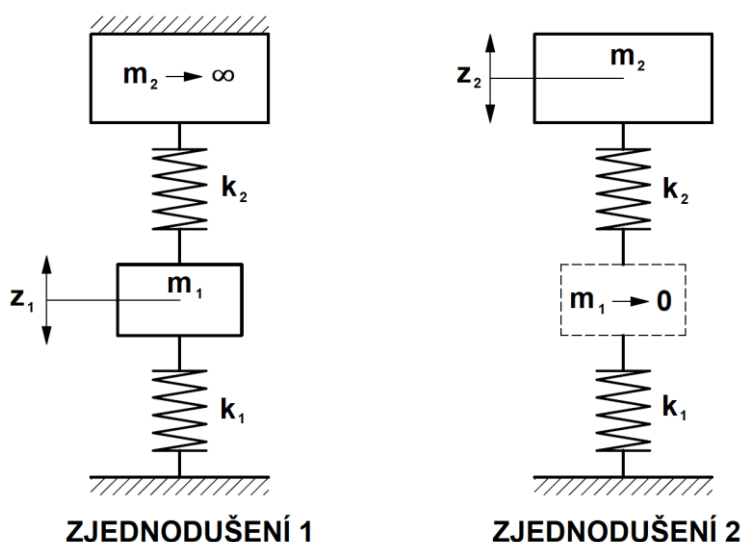
Hodnota tlumící konstanty při kritickém tlumení, tedy na hranici aperiodického pohybu, je dána vztahem:

$$b_{1_KRIT} = 2 \cdot \sqrt{k_{\Sigma z} \cdot m_1} = 2 \cdot \sqrt{13\,155\,000 \cdot 4\,000} = 458\,780 \text{ [Ns} \cdot \text{m}^{-1}\text{]} \quad (94)$$

S ohledem na minimalizaci vibrací působících na člověka a na přípustné dynamické namáhání pojezdu je doporučená hodnota poměrného útlumu v rozmezí $b_r = (0,2 \div 0,3)$. [44] Hodnota tlumící konstanty pro jeden tlumič se stanoví z hodnoty při kritického tlumení pomocí vztahu:

$$b_1 = \frac{b_r \cdot b_{1_KRIT}}{8} = \frac{0,25 \cdot 458\,780}{8} = 14\,337 \text{ [Ns} \cdot \text{m}^{-1}\text{]} \quad (95)$$

Pro další výpočty volím hodnotu tlumící konstanty $b_1 = 15\,000 \text{ Ns} \cdot \text{m}^{-1}$.



obr. 66.: Jednohmotové soustavy

7.4.2 Tlumící konstanta tlumičů sekundárního stupně vypružení

Pro stanovení tlumící konstanty v sekundárním stupni vypružení je uvažována jednohmotová soustava, která vznikla zanedbáním primárně vypružených hmot m_1 viz. obr. 66 (zjednodušení 2). Vypružení hmoty m_2 je tedy tvořeno sériově spojenými pružinami primárního a sekundárního stupně. Výsledná tuhost soustavy je dána vztahem:

$$k_{\Sigma z} = \frac{k_{\Sigma z1} \cdot k_{\Sigma z2N} \cdot k_{\Sigma z2VPL}}{k_{\Sigma z1} \cdot k_{\Sigma z2N} + k_{\Sigma z2N} \cdot k_{\Sigma z2VPL} + k_{\Sigma z2VPL} \cdot k_{\Sigma z1}} \quad (96)$$

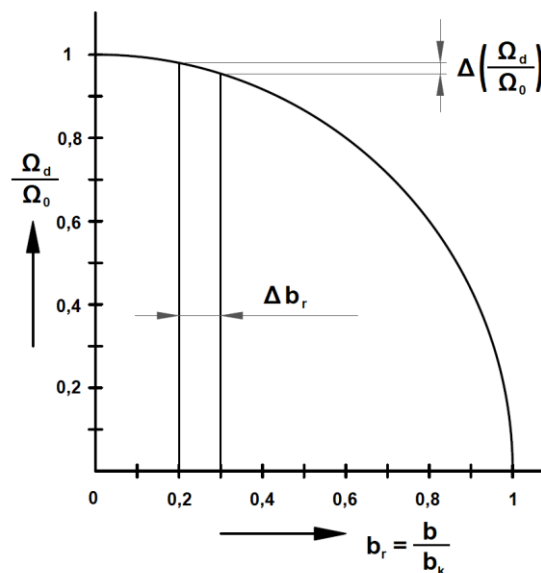
$$k_{\Sigma z} = \left(\frac{11,977 \cdot 5,496 \cdot 1,5}{11,977 \cdot 5,496 + 5,496 \cdot 1,5 + 1,5 \cdot 11,977} \right) \cdot 10^6 = 1\,072\,800 \text{ [Nm}^{-1}\text{]}$$

$$b_{2_KRIT} = 2 \cdot \sqrt{k_{\Sigma z} \cdot m_{2_PL}} = 2 \cdot \sqrt{1\,072\,800 \cdot 25\,500} = 330\,800 \text{ [Ns} \cdot \text{m}^{-1}\text{]} \quad (97)$$

$$b_2 = \frac{b_r \cdot b_{2_KRIT}}{8} = \frac{0,25 \cdot 330\,800}{8} = 10\,337 \text{ [Ns} \cdot \text{m}^{-1}\text{]} \quad (98)$$

Pro další výpočty volím hodnotu tlumící konstanty $b_2 = 10\,000 \text{ Ns} \cdot \text{m}^{-1}$.

Z obr. 67 je vidět, že pro zvolené rozmezí poměrného útlumu $b_r = (0,2 \div 0,3)$ se poměr vlastní frekvence tlumeného systému od vlastní frekvence netlumeného systému příliš neliší. Vlastní frekvence tedy lze vypočítat pro netlumenou soustavu aniž by došlo k velké odchylce. [44]



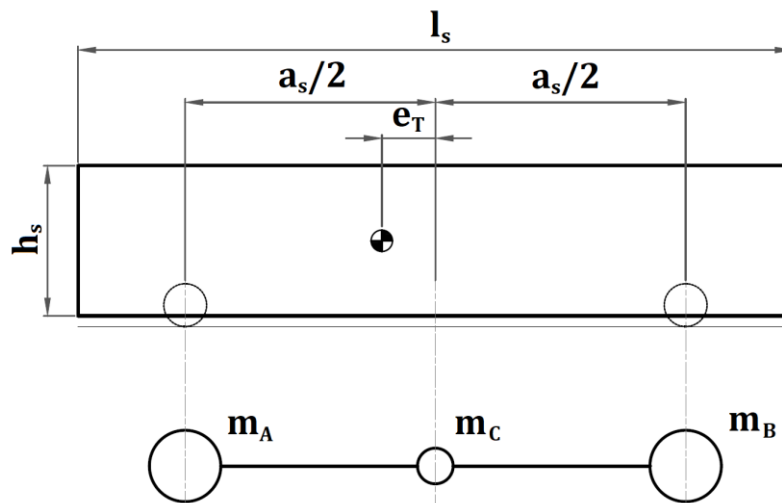
obr. 67.: Závislost poměru vlastních kruhových frekvencí tlumeného a netlumeného pohybu soustavy na velikosti poměrného útlumu [44]

7.5 Optimální vlastní frekvence svislých kmitů

Vlastní frekvence svislých kmitů vozidla se určí výpočtem podle matematického modelu. Reálné vozidlo pohybující se po trati tvoří složitý systém s velkým počtem stupňů volnosti a stanovení vlastních frekvencí by bylo příliš složité. Proto se zavádí zjednodušení v podobě rovinného modelu. [43]

7.5.1 Stanovení redukovaných hmotností

Hmotu skříně vozidla, lze nahradit třemi ekvivalentními hmotami, které vyvolávají stejné silové účinky jako hmotnost skříně.



obr. 68.: Nahrazení hmotnosti skříně redukovanými hmotnostmi

Moment setrvačnosti skříně kolem osy y procházející těžištěm se stanoví podle vztahu :

$$J_{sy} = \frac{1}{12} \cdot m_s \cdot (l_s^2 + h_s^2) = 668\,900 \text{ kgm}^2 \quad (99)$$

Poloměr setrvačnosti se stanoví vztahem:

$$i_s = \sqrt{\frac{J_{sy}}{m_s}} = 5,92 \text{ m} \quad (100)$$

Účinky ekvivalentních hmotností, lze vyjádřit pomocí rovnic rovnosti hmotnosti, rovnosti statických momentů k ose y a rovnice rovnosti momentů setrvačnosti k ose y .

$$m_s = m_A + m_B + m_C \quad (101)$$

$$m_A \cdot \frac{a_s}{2} - m_C \cdot e_T = m_B \cdot \frac{a_s}{2} \quad (102)$$

$$m_A \cdot \left(\frac{a_s}{2}\right)^2 + m_B \cdot \left(\frac{a_s}{2}\right)^2 = m_s \cdot (i_s^2 + e_T^2) \quad (103)$$

Řešením soustavy rovnic jsou redukované hmotnosti m_A , m_B a m_C .

$$m_A = m_s \cdot \frac{i_s^2 + e_T^2 + e_T^2 \cdot \frac{a_s}{2}}{2 \cdot \left(\frac{a_s}{2}\right)^2} = 6\,826 \text{ kg} \quad (104)$$

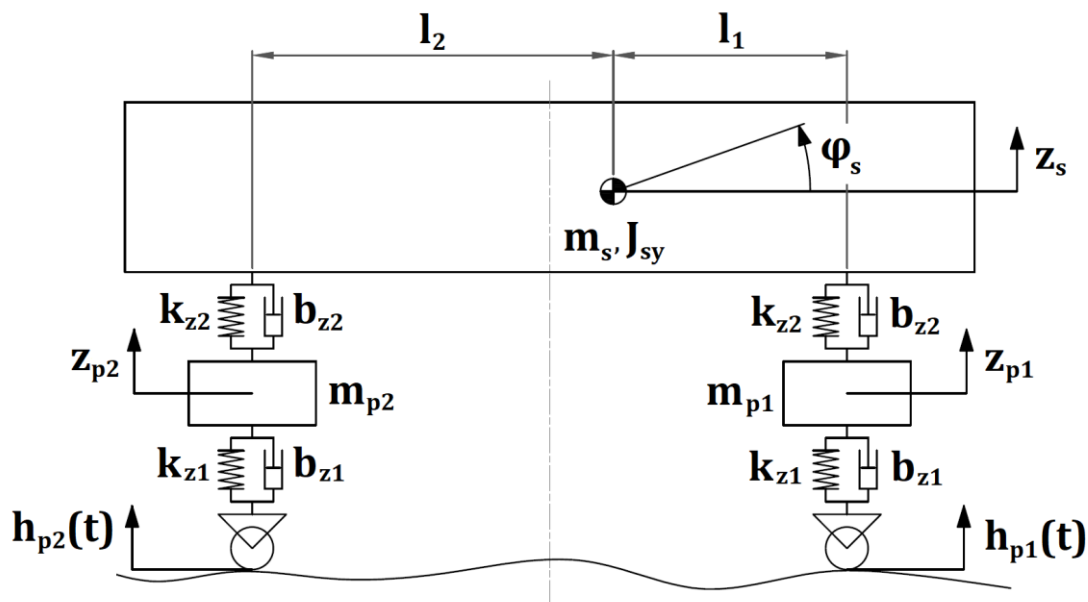
$$m_A = m_s \cdot \frac{i_s^2 + e_T^2 - e_T^2 \cdot \frac{a_s}{2}}{2 \cdot \left(\frac{a_s}{2}\right)^2} = 6\,826 \text{ kg} \quad (105)$$

$$m_C = m_s \cdot \frac{\left(\frac{a_s}{2} - e_T\right) \cdot \left(\frac{a_s}{2} + e_T\right) - i_s^2}{\left(\frac{a_s}{2}\right)^2} = 5\,449 \text{ kg} \quad (106)$$

$$\Delta_{m_c} = \frac{m_C}{m_s} \cdot 100 = 28,5 \% \quad (107)$$

Redukovaná hmotnost m_C tvoří 28,5 % hmotnosti skříně m_s , což neodpovídá předpokladu $m_C \rightarrow 0$ pro zjednodušení modelu dvounápravového vozu na dvouhmotovou soustavu. Z tohoto důvodu je nutné pro přesnější výsledky sestavit matematický model s nejméně čtyřmi stupni volnosti. [44]

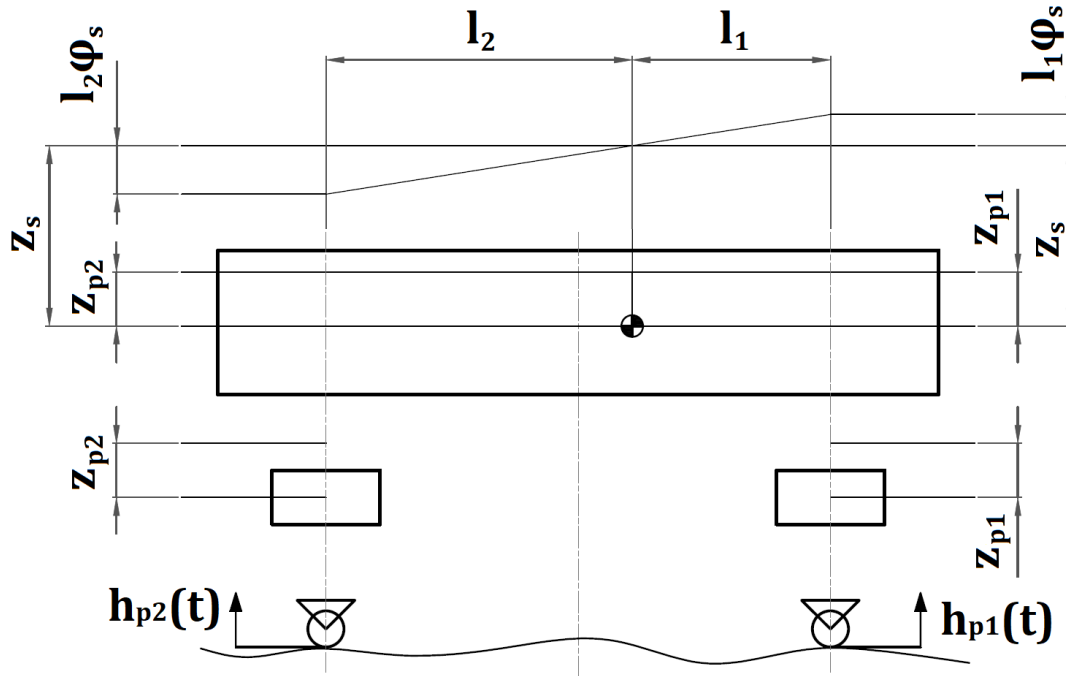
7.5.2 Matematický model



obr. 69.: Matematický model se čtyřmi stupni volnosti

Matematický model dvounápravového vozu se skládá ze soustavy tuhých těles spojených nehmotnými pružnými prvky. Pro sestavení pohybových rovnic je potřeba vyjádřit kinetickou energii

soustavy E_k , disipační výkon D a potenciální energii E_p . Vyjádření jednotlivých složek rovnic je patrné ze schématu modelu vozidla v obecné poloze (obr. 46). Výchylky skříňě a podvozku jsou způsobeny kinematickým buzením $h_{p1}(t)$ a $h_{p2}(t)$ od nerovností tratě. Rovnice jsou sestaveny dle úvahy: $z_s > z_{p1}$, $z_s > z_{p2}$, $z_{p1} > h_{p1}(t)$ a $z_{p2} > h_{p2}(t)$.



obr. 70.: Obecná poloha

Vyjádření celkové kinetické energie soustavy se skládá z posuvného a rotačního pohybu hmot skříňě a posuvného pohybu hmot prvního a druhého podvozku.

$$E_k = \frac{1}{2} \cdot m_s \cdot \dot{z}_s^2 + \frac{1}{2} \cdot J_{sy} \cdot \dot{\varphi}_s^2 + \frac{1}{2} \cdot m_{p1} \cdot \dot{z}_{p1}^2 + \frac{1}{2} \cdot m_{p2} \cdot \dot{z}_{p2}^2 \quad (108)$$

Disipační výkon je dán vztahem:

$$D = \frac{1}{2} \cdot b_{z1} \cdot (\dot{z}_{p1} - \dot{h}_{p1}(t))^2 + \frac{1}{2} \cdot b_{z1} \cdot (\dot{z}_{p2} - \dot{h}_{p2}(t))^2 + \frac{1}{2} \cdot b_{z2} \cdot (\dot{z}_s + l_1 \dot{\varphi}_s - \dot{z}_{p1})^2 + \frac{1}{2} \cdot b_{z2} \cdot (\dot{z}_s - l_2 \dot{\varphi}_s - \dot{z}_{p2})^2 \quad (109)$$

Potenciální energie soustavy je dána vztahem:

$$E_p = \frac{1}{2} \cdot k_{z1} \cdot (z_{p1} - h_{p1}(t))^2 + \frac{1}{2} \cdot k_{z1} \cdot (z_{p2} - h_{p2}(t))^2 + \frac{1}{2} \cdot k_{z2} \cdot (z_s + l_1 \varphi_s - z_{p1})^2 + \frac{1}{2} \cdot k_{z2} \cdot (z_s - l_2 \varphi_s - z_{p2})^2 \quad (110)$$

Rovnice se po úpravě dosadí do upravených Lagrangeových rovnic 2. druhu, které jsou v obecném tvaru dány vztahem:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{q}_j} \right) - \left(\frac{\partial E_k}{\partial q_j} \right) + \left(\frac{\partial D}{\partial \dot{q}_j} \right) + \left(\frac{\partial E_p}{\partial q_j} \right) = Q_j \quad (111)$$

Vektor zobecněných výchylek:

$$q = \begin{bmatrix} z_s \\ \varphi_s \\ z_{p1} \\ z_{p2} \end{bmatrix} \quad (112)$$

Vyjádření jednotlivých parciálních derivací podle z_s :

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{z}_s} \right) = m_s \cdot \dot{z}_s \quad (113)$$

$$\left(\frac{\partial E_k}{\partial z_s} \right) = 0 \quad (114)$$

$$\left(\frac{\partial D}{\partial \dot{z}_s} \right) = b_{z2} \cdot (\dot{z}_s + l_1 \cdot \dot{\varphi}_s - \dot{z}_{p1}) + b_{z2} \cdot (\dot{z}_s - l_2 \cdot \dot{\varphi}_s - \dot{z}_{p2}) \quad (115)$$

$$\left(\frac{\partial E_p}{\partial z_s} \right) = k_{z2} \cdot (z_s + l_1 \cdot \varphi_s - z_{p1}) + k_{z2} \cdot (z_s - l_2 \cdot \varphi_s - z_{p2}) \quad (116)$$

Vyjádření jednotlivých parciálních derivací podle φ_s :

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{\varphi}_s} \right) = J_{sy} \cdot \dot{\varphi}_s \quad (117)$$

$$\left(\frac{\partial E_k}{\partial \varphi_s} \right) = 0 \quad (118)$$

$$\left(\frac{\partial D}{\partial \dot{\varphi}_s} \right) = l_1 \cdot b_{z2} \cdot (\dot{z}_s + l_1 \cdot \dot{\varphi}_s - \dot{z}_{p1}) - l_2 \cdot b_{z2} \cdot (\dot{z}_s - l_2 \cdot \dot{\varphi}_s - \dot{z}_{p2}) \quad (119)$$

$$\left(\frac{\partial E_p}{\partial \varphi_s} \right) = l_1 \cdot k_{z2} \cdot (z_s + l_1 \cdot \varphi_s - z_{p1}) - l_2 \cdot k_{z2} \cdot (z_s - l_2 \cdot \varphi_s - z_{p2}) \quad (120)$$

Vyjádření jednotlivých parciálních derivací podle z_{p1} :

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{z}_{p1}} \right) = m_{p1} \cdot \dot{z}_{p1} \quad (121)$$

$$\left(\frac{\partial E_k}{\partial z_{p1}}\right) = 0 \quad (122)$$

$$\left(\frac{\partial D}{\partial \dot{z}_{p1}}\right) = -b_{z2} \cdot (\dot{z}_s + l_1 \cdot \dot{\varphi}_s - \dot{z}_{p1}) + b_{z1} \cdot (\dot{z}_{p1} - \dot{h}_{p1}(t)) \quad (123)$$

$$\left(\frac{\partial E_p}{\partial z_{p1}}\right) = -k_{z2} \cdot (z_s + l_1 \cdot \varphi_s - z_{p1}) + k_{z1} \cdot (z_{p1} - h_{p1}(t)) \quad (124)$$

Vyjádření jednotlivých parciálních derivací podle z_{p2} :

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{z}_{p2}}\right) = m_{p2} \cdot \ddot{z}_{p2} \quad (125)$$

$$\left(\frac{\partial E_k}{\partial z_{p2}}\right) = 0 \quad (126)$$

$$\left(\frac{\partial D}{\partial \dot{z}_{p2}}\right) = -b_{z2} \cdot (\dot{z}_s - l_2 \cdot \dot{\varphi}_s - \dot{z}_{p2}) + b_{z1} \cdot (\dot{z}_{p2} - \dot{h}_{p2}(t)) \quad (127)$$

$$\left(\frac{\partial E_p}{\partial z_{p2}}\right) = -k_{z2} \cdot (z_s - l_2 \cdot \varphi_s - z_{p2}) + k_{z1} \cdot (z_{p2} - h_{p2}(t)) \quad (128)$$

Po dosazení parciálních derivací do obecného tvaru Lagrangeových rovnic lze vyjádřit pohybové rovnice. Počet rovnic odpovídá počtu stupňů volnosti.

$$m_s \cdot \ddot{z}_s + 2 \cdot b_{z2} \cdot \dot{z}_s + (l_1 - l_2) \cdot b_{z2} \cdot \dot{\varphi}_s - b_{z2} \cdot \dot{z}_{p1} - b_{z2} \cdot \dot{z}_{p2} + \quad (129)$$

$$+ 2 \cdot k_{z2} \cdot z_s + (l_1 - l_2) \cdot k_{z2} \cdot \varphi_s - k_{z2} \cdot z_{p1} - k_{z2} \cdot z_{p2} = 0$$

$$J_{sy} \cdot \ddot{\varphi}_s + (l_1 - l_2) \cdot b_{z2} \cdot \dot{z}_s + (l_1^2 + l_2^2) \cdot b_{z2} \cdot \dot{\varphi}_s - l_1 \cdot b_{z2} \cdot \dot{z}_{p1} + l_2 \cdot b_{z2} \cdot \dot{z}_{p2} + \quad (130)$$

$$+ (l_1 - l_2) \cdot k_{z2} \cdot z_s + (l_1^2 + l_2^2) \cdot k_{z2} \cdot \varphi_s - l_1 \cdot k_{z2} \cdot z_{p1} + l_2 \cdot k_{z2} \cdot z_{p2} = 0$$

$$m_{p1} \cdot \ddot{z}_{p1} - b_{z2} \cdot \dot{z}_s - l_1 \cdot b_{z2} \cdot \dot{\varphi}_s + (b_{z1} + b_{z2}) \cdot \dot{z}_{p1} + \quad (131)$$

$$-k_{z2} \cdot z_s - l_1 \cdot k_{z2} \cdot \varphi_s + (k_{z1} + k_{z2}) \cdot z_{p1} = b_{z1} \cdot \dot{h}_{p1}(t) + k_{z1} \cdot h_{p1}(t)$$

$$m_{p2} \cdot \ddot{z}_{p2} - b_{z2} \cdot \dot{z}_s + l_2 \cdot b_{z2} \cdot \dot{\varphi}_s + (b_{z1} + b_{z2}) \cdot \dot{z}_{p2} + \quad (132)$$

$$-k_{z2} \cdot z_s + l_2 \cdot k_{z2} \cdot \varphi_s + (k_{z1} + k_{z2}) \cdot z_{p2} = b_{z2} \cdot \dot{h}_{p2}(t) + k_{z2} \cdot h_{p2}(t)$$

Nyní lze rovnice přepsat do maticového tvaru:

$$\underline{M} \cdot \underline{\ddot{Z}} + \underline{B} \cdot \underline{\dot{Z}} + \underline{K} \cdot \underline{Z} = \underline{B}_1 \cdot \underline{\dot{H}}(t) + \underline{K}_1 \cdot \underline{H}(t) \quad (133)$$

$$\begin{aligned}
 & \begin{bmatrix} m_s & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_{sy} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_{p1} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_{p2} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{z}_s \\ \ddot{\varphi}_s \\ \ddot{z}_{p1} \\ \ddot{z}_{p2} \end{bmatrix} + \\
 & + \begin{bmatrix} 2 \cdot b_{z2} & (l_1 - l_2) \cdot b_{z2} & -b_{z2} & -b_{z2} \\ (l_1 - l_2) \cdot b_{z2} & (l_1^2 + l_2^2) \cdot b_{z2} & -l_1 \cdot b_{z2} & l_2 \cdot b_{z2} \\ -b_{z2} & -l_1 \cdot b_{z2} & b_{z1} + b_{z2} & 0 \\ -b_{z2} & l_2 \cdot b_{z2} & 0 & b_{z1} + b_{z2} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{z}_s \\ \dot{\varphi}_s \\ \dot{z}_{p1} \\ \dot{z}_{p2} \end{bmatrix} + \\
 & + \begin{bmatrix} 2 \cdot k_{z2} & (l_1 - l_2) \cdot k_{z2} & -k_{z2} & -k_{z2} \\ (l_1 - l_2) \cdot k_{z2} & (l_1^2 + l_2^2) \cdot k_{z2} & -l_1 \cdot k_{z2} & l_2 \cdot k_{z2} \\ -k_{z2} & -l_1 \cdot k_{z2} & k_{z1} + k_{z2} & 0 \\ -k_{z2} & l_2 \cdot k_{z2} & 0 & k_{z1} + k_{z2} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} z_s \\ \varphi_s \\ z_{p1} \\ z_{p2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ z_{p1} \\ z_{p2} \end{bmatrix} \\
 & = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ b_{z1} \\ b_{z2} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{h}_{p1}(t) \\ \dot{h}_{p2}(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ k_{z1} \\ k_{z2} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ h_{p1}(t) \\ h_{p2}(t) \end{bmatrix}
 \end{aligned} \tag{134}$$

7.5.3 Stanovení vlastních frekvencí

Hodnoty vlastních frekvencí jsou stanoveny pro netlumenou soustavu v homogenním tvaru pomocí programu Matlab.

$$\underline{M} \cdot \ddot{\underline{Z}} + \underline{K} \cdot \underline{Z} = 0 \tag{135}$$

Hodnoty k_{z1} a k_{z2} použité v matematickém modelu odpovídají hodnotám tuhostí čtyř pružin.

$$k_{z1,2} = 4 \cdot k_{z1,2_pruz} \tag{136}$$

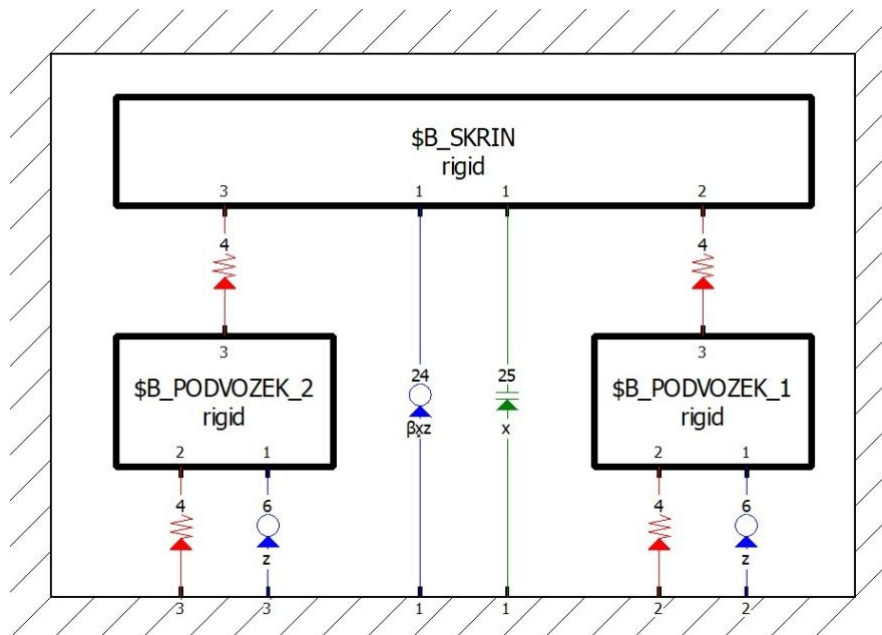
tab. 31.: Hodnoty tuhostí pro výpočet vlastních frekvencí

		Nouzový stav		Vzduchové pružiny v činnosti	
		PV	PL	PV	PL
k_{z1}	[N/m]	5 988 400	5 988 400	5 988 400	5 988 400
k_{z2}	[N/m]	2 747 800	2 747 800	451 310	589 180

tab. 32.: Parametry modelu pro výpočet vlastních frekvencí

		PV	PL
m_s	[kg]	19 100	25 500
J_{sy}	[kgm ²]	668 900	893 030
m_{p1}	[kg]	2 000	2 000
m_{p2}	[kg]	2 000	2 000
L_1	[m]	7	7
L_2	[m]	7	7

V programu Simpack jsem vytvořil ekvivalentní MBS model se čtyřmi stupni volnosti, pomocí něhož je ověřena správnost matematického modelu.



obr. 71.: MBS model se čtyřmi stupni volnosti

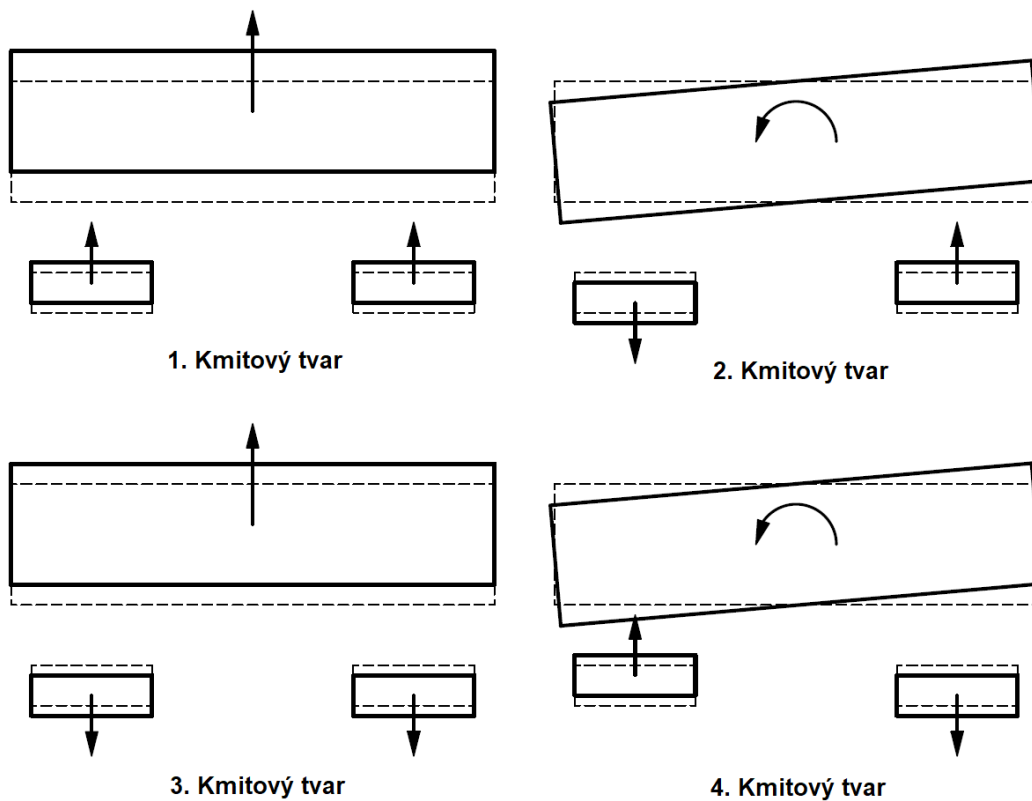
tab. 33.: Vlastní frekvence

[Hz]	Nouzový stav			Vzduchové pružiny v činnosti	
	PV	PV (MBS)	PL	PV	PL
f_1	2,211	2,211	1,919	1,055	1,032
f_2	2,604	2,599	2,263	1,247	1,220
f_3	10,632	10,632	10,603	9,036	9,133
f_4	10,680	10,680	10,638	9,038	9,135

V tabulce výsledků vlastních frekvencí je vidět, že pro navržené tuhosti svislého vypružení se vlastní frekvence protiběžných kmitů pohybují mimo uvažované pásmo ohybových kmitů skříně ($6,5 \div 8$ Hz). Vlastní frekvence souběžných kmitů v nouzovém stavu vyšla 2,211 Hz pro prázdný vůz a 1,919 Hz pro obsazený vůz. Tyto hodnoty jsou vyšší než doporučené hodnoty, které mají zajistit příznivé účinky na cestující. Jelikož provoz vozidla na nouzových pružinách nastává pouze ve výjimečných situacích, kdy dojde k závadě na vzduchotechnice, lze tyto hodnoty považovat za dostačující. Vlastní frekvence souběžných kmitů při činnosti vzduchového vypružení je regulována na hodnotu přibližně 1 Hz pomocí změny tuhosti pružiny prostřednictvím změny tlaku v systému. Tím je tedy zajištěn požadovaný komfort cestujících.

Pro jeden uvažovaný stav jsou v tabulce uvedeny výsledky vypočtené v programu Simpack. V porovnání s výsledky analytického výpočtu je vidět dobrá shoda.

V následujícím obrázku jsou graficky znázorněny jednotlivé tvary kmitů.



obr. 72.: Grafické znázornění kmitových tvarů

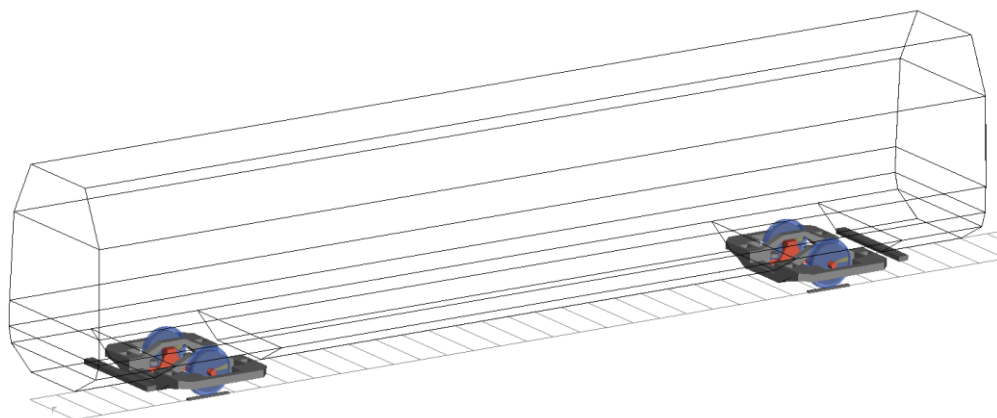
8. Simulace jízdy vloženého vozu

8.1 Stabilita jízdy v přímé trati

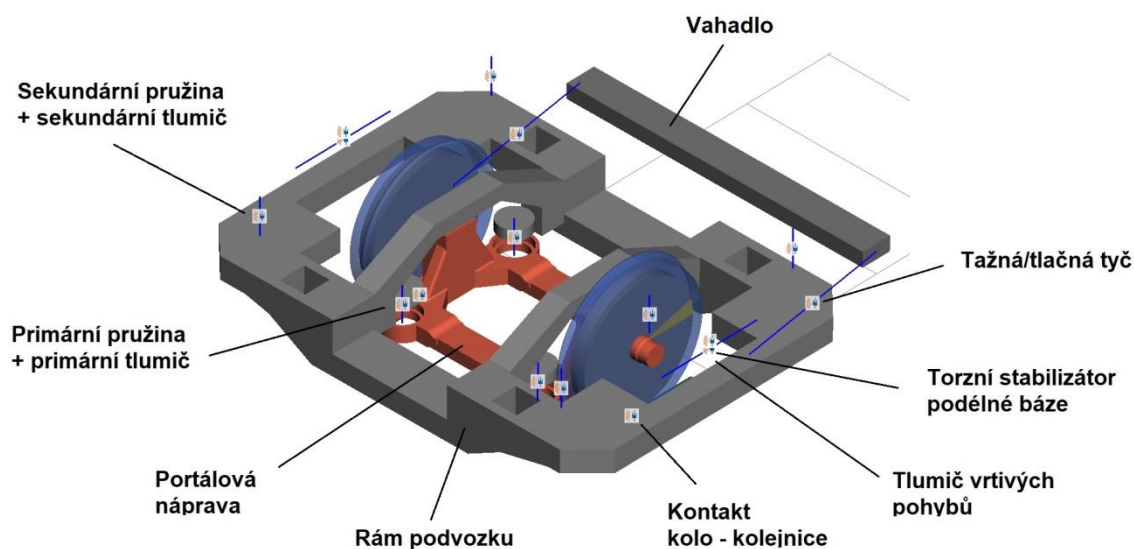
Dle ČSN EN 14 363 se vozidlo testuje na úseku přímé trati při rychlosti o 10 % vyšší než je maximální povolená rychlost vozidla. [45]

$$v_{max} = 1,1 \cdot v_{adm} = 1,1 \cdot 350 = 385 \text{ [km/h]} \quad (137)$$

Pro posouzení stability jízdy vozidla v přímé trati jsem v programu Simpack sestavil model vloženého vozu. Model vozidla v programu Simpack je tvořen tuhými tělesy spojenými pružnými prvky a nelineárním kontaktem kol a kolejnic.



obr. 73.: MBS model vloženého vozu



obr. 74.: MBS model podvozku

Pohyb vozidla v přímé trati lze zapsat v obecném tvaru diferenciální rovnici druhého řádu. Matice tlumení je závislá na rychlosti, proto je nutné stabilitu pohybu posoudit v závislosti na rychlosti. [43]

$$\underline{M} \cdot \ddot{Y} + \underline{B}(v) \cdot \dot{Y} + \underline{K} \cdot Y = 0 \quad (138)$$

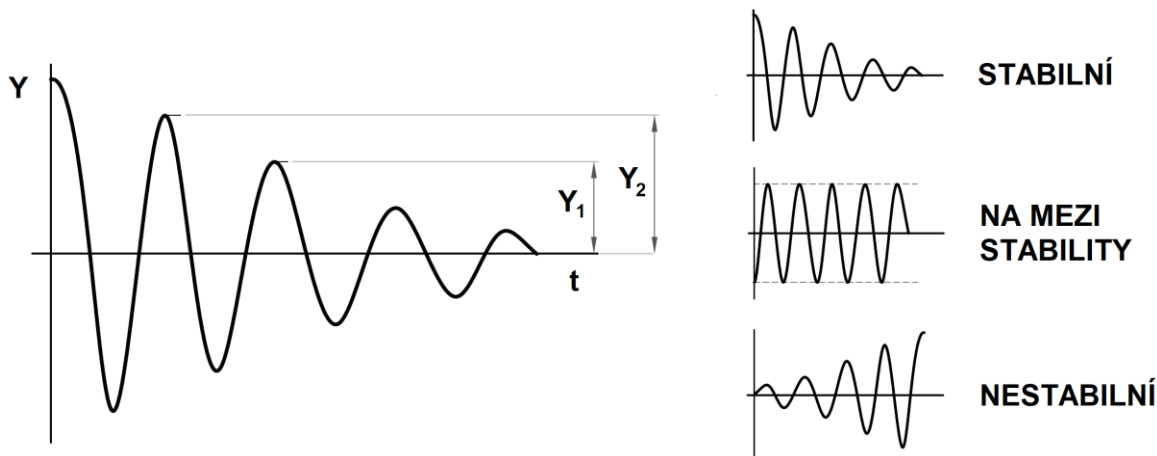
Výsledné řešení homogenní diferenciální rovnice lze vyjádřit jako součet dílčích kmitových tvarů, kde reálná část α_{jk} vyjadřuje útlum a imaginární část β_{jk} vyjadřuje vlastní úhlovou frekvenci. [43]

$$Y_H = Y_0 \cdot e^{\lambda t} = Y_0 \cdot e^{(\alpha+i\beta) \cdot t} = \sum C_{jk} \cdot e^{(\alpha_k + i\beta_k) \cdot t} \quad (139)$$

Při vybuzení soustavy vlastním tvarem kmitu se soustava rozkmitá harmonicky příslušnou vlastní frekvencí. Podle časového průběhu amplitud výchylek v čase, lze rozdělit kmitavý pohyb soustavy na stabilní, nestabilní nebo na mezi stability. Stabilní soustava je ta, u níž se velikost po sobě následujících amplitud výchylek v čase snižuje. U nestabilní soustavy je tomu naopak a soustava na hraně stability vykazuje průběh amplitud v čase konstantní. Z velikosti po sobě následujících amplitud lze stanovit logaritmický dekrement δ a z něj poměrný útlum b_r . [46]

$$\delta = \ln \frac{Y_1}{Y_2} \quad (140)$$

$$b_r = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{2\pi}{\delta}\right)^2}} \quad (141)$$



obr. 75.: Kmitavý pohyb

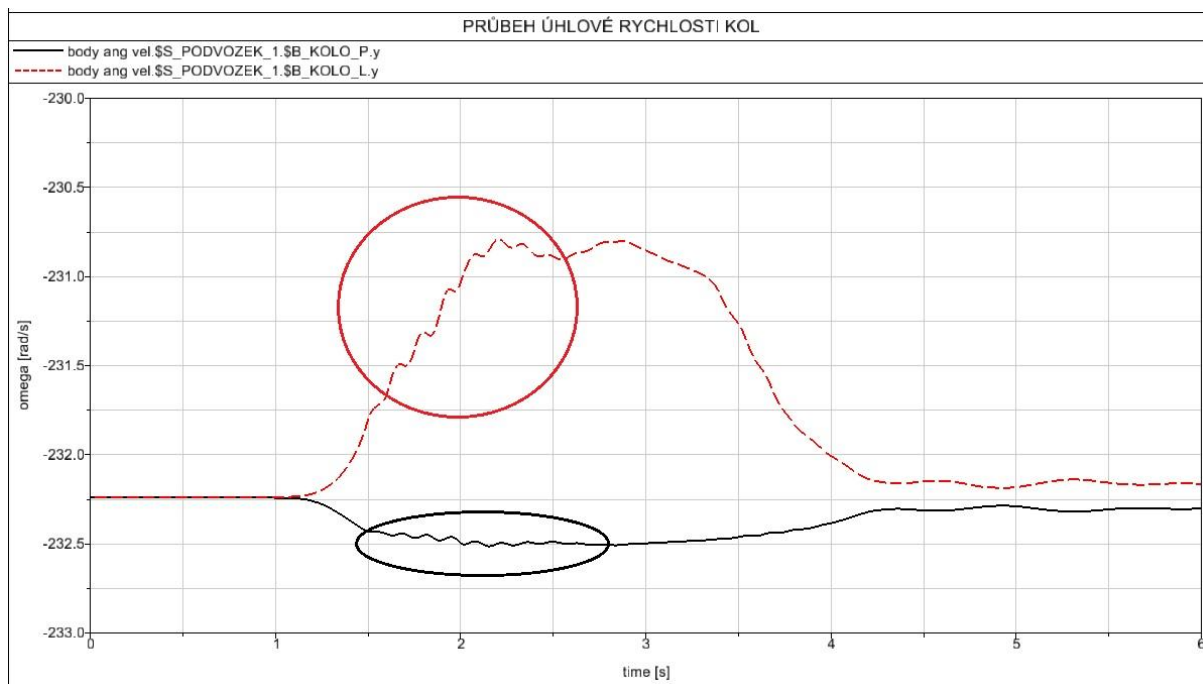
Stabilita pohybu vozidla v přímé trati se v Simpacku vypočte pomocí funkce "Eigenvalues (online)". Po spuštění tohoto výpočtu se zobrazí tabulka s výsledky pro jednotlivé tvary kmitů. Každému tvaru kmitu náleží hodnota poměrného útlumu (Natural Damping), která musí pro stabilní pohyb nabývat kladných hodnot, respektive hodnota reálné části vlastních čísel (Real Part) musí nabývat záporných hodnot.

Simulace jízdy je provedena pro hodnotu součinitele tření 0,1. V simulaci je použit profil hlavy kolejnice UIC60, rozchod koleje 1 435 mm a profil kol S1002.

tab. 34.: Výpis vlastních čísel pro rychlost $v = 385$ km/h

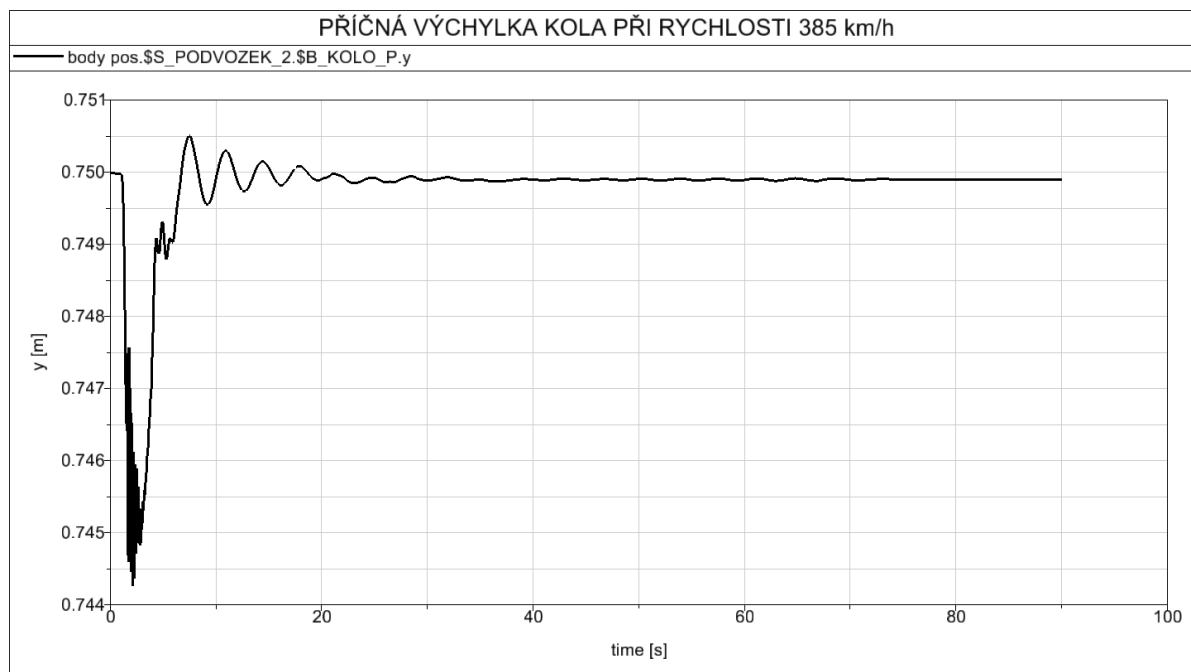
#	No.	Real-Part [1/s]	Imag.-Part [rad/s]	Nat.Damping [-]	Frequency [Hz]	Undamped Frequency f_0 [Hz]
#						
#	1	-5.3419E+02	+ 0.0000E+00	1.0000	0.0000	
#	2	-5.3352E+02	+ 0.0000E+00	1.0000	0.0000	
#	3	-3.6440E+02	+ 0.0000E+00	1.0000	0.0000	
#	4	-3.5774E+02	+ 0.0000E+00	1.0000	0.0000	
#	5	-3.4786E+02	+ 0.0000E+00	1.0000	0.0000	
#	6	-3.4109E+02	+ 0.0000E+00	1.0000	0.0000	
#	7	-8.7272E+01	+ 0.0000E+00	1.0000	0.0000	
#	8	-8.5560E+01	+ 0.0000E+00	1.0000	0.0000	
#	9	-1.6012E+00	+ 0.0000E+00	1.0000	0.0000	
#	10	-1.5976E+00	+ 0.0000E+00	1.0000	0.0000	
#	11	-1.9541E-05	+ 0.0000E+00	0.0000	0.0000	
#	12	-1.1402E-06	+ 0.0000E+00	0.0000	0.0000	
#	13	-2.8098E-08	+ 0.0000E+00	0.0000	0.0000	
#	14	2.2095E-04	+ 0.0000E+00	0.0000	0.0000	
#	15/ 16	-1.3074E+00 +/-	1.9475E-01	0.9891	0.0310	0.2104
#	17/ 18	-1.3794E-01 +/-	1.8306E+00	0.0751	0.2914	0.2922
#	19/ 20	-1.3459E+00 +/-	6.4384E+00	0.2046	1.0247	1.0469
#	21/ 22	-1.7005E+00 +/-	7.1339E+00	0.2319	1.1354	1.1672
#	23/ 24	-5.7849E-01 +/-	7.5081E+00	0.0768	1.1949	1.1985
#	25/ 26	-8.8599E-01 +/-	9.6456E+00	0.0915	1.5351	1.5416
#	27/ 28	-5.1693E+00 +/-	3.1065E+01	0.1641	4.9441	5.0121
#	29/ 30	-5.1086E+00 +/-	3.1350E+01	0.1608	4.9894	5.0552
#	31/ 32	-2.8360E+01 +/-	3.4130E+01	0.6391	5.4320	7.0626
#	33/ 34	-2.8152E+01 +/-	3.4973E+01	0.6270	5.5661	7.1453
#	35/ 36	-7.1831E+00 +/-	4.5024E+01	0.1575	7.1658	7.2564
#	37/ 38	-7.1689E+00 +/-	4.5084E+01	0.1570	7.1753	7.2655
#	39/ 40	-2.4623E+01 +/-	5.2706E+01	0.4233	8.3885	9.2587
#	41/ 42	-2.4590E+01 +/-	5.2873E+01	0.4217	8.4150	9.2805
#	43/ 44	-2.1991E+01 +/-	7.9960E+01	0.2652	12.7260	13.1985
#	45/ 46	-2.1887E+01 +/-	8.0334E+01	0.2629	12.7855	13.2516
#	47/ 48	-3.8042E+01 +/-	9.4864E+01	0.3722	15.0981	16.2669
#	49/ 50	-3.8018E+01 +/-	9.4932E+01	0.3718	15.1089	16.2754
#	51/ 52	-1.0376E+01 +/-	1.2809E+02	0.0807	20.3866	20.4534
#	53/ 54	-1.0454E+01 +/-	1.2810E+02	0.0813	20.3880	20.4558
#	55/ 56	-5.1270E+01 +/-	2.8206E+02	0.1788	44.8910	45.6266
#	57/ 58	-5.1329E+01 +/-	2.8208E+02	0.1790	44.8942	45.6314
#	59/ 60	-9.5017E+01 +/-	1.6187E+03	0.0586	257.6302	258.0737
#	61/ 62	-9.5393E+01 +/-	1.6256E+03	0.0586	258.7162	259.1613
#	63/ 64	-1.0189E+02 +/-	1.6414E+03	0.0620	261.2297	261.7326
#	65/ 66	-1.0259E+02 +/-	1.6482E+03	0.0621	262.3265	262.8342
#	67/ 68	-4.6591E-02 +/-	2.0030E+03	0.0000	318.7951	318.7951
#	69/ 70	-4.6115E-02 +/-	2.0031E+03	0.0000	318.8059	318.8059

Z tabulky výpisu vlastních čísel je vidět, že tvary kmitu č.11, 12, 13 a 14 mají hodnotu poměrného útlumu nulovou. Tyto tvary kmitů odpovídají protiběžnému kmitání volně otočných kol kolem osy rotace. Z průběhu úhlové rychlosti na obr. 76 je vidět, že po vybuzení vozidla příčnou silou dojde k rozkmitání vyššími harmonickými frekvencemi. Ty jsou ale zatlumeny systémem a dále se neuplatňují. Lze tedy předpokládat, že mála ale kladná hodnota kmitu č.14 v oblasti meze stability může být způsobena numerickou chybou při linearizaci modelu.



obr. 76.: Detail průběhu úhlové rychlosti v momentě vybuzení příčnou silou

Kromě výše zmíněných tvarů kmitů pro všechny reálné části vlastních čísel platí $\alpha < 0$. Vozidlo je tedy při rychlosti 385 km/h stabilní. Odezva vozidla na vybuzení příčnou silou je znázorněna na obr. 77., z kterého je dobře vidět, jak se amplituda příčných výchylek v čase zmenšuje.



obr. 77.: Odezva na vybuzení příčnou silou při rychlosti 385 km/h

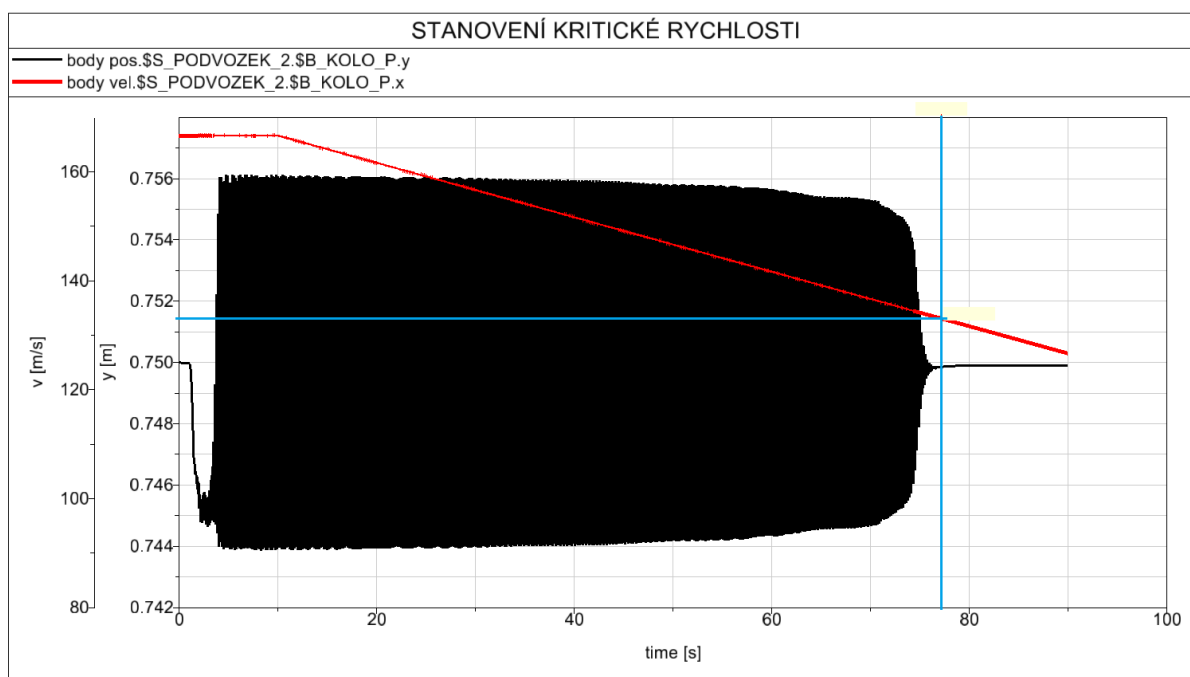
8.2 Stanovení kritické rychlosti

Kritická rychlost vozidla je rychlost, při níž stabilní pohyb přechází do nestabilní oblasti. Hodnota reálné části vlastních čísel je tedy rovna nule.

Pro stanovení kritické rychlosti bude provedena simulace jízdy dle následujícího scénáře. Vozidlo pojedje úsekem přímé trati rychlostí při níž se bude chovat jako nestabilní soustava. V určitém časovém úseku bude vozidlo vybuzeo působením příčné síly. Tím vznikne vlnivý pohyb vozidla v kolejovém kanálu. Jelikož je pohyb nestabilní, amplituda příčných pohybů se bude zvyšovat až do chvíle, kdy bude vyčerpána vůle v kolejovém kanálu. Po tomto vybuzení bude rychlost vozidla postupně snižována až do chvíle, kdy se pohyb vozidla dostane z nestabilní oblasti do stabilní. Výsledkem této simulace je průběh příčných výchylek v závislosti na čase. Kritickou rychlost lze odečíst z grafu v momentě odpovídajícímu přechodu mezi stabilní a nestabilní oblastí.

Z grafu výsledků simulace lze odečíst hodnotu rychlosti 133 m/s při níž vozidlo přechází z nestabilní oblasti do stabilní.

$$v_{KRIT} = 3,6 \cdot 133 = 479 \text{ [km/h]} \quad (142)$$



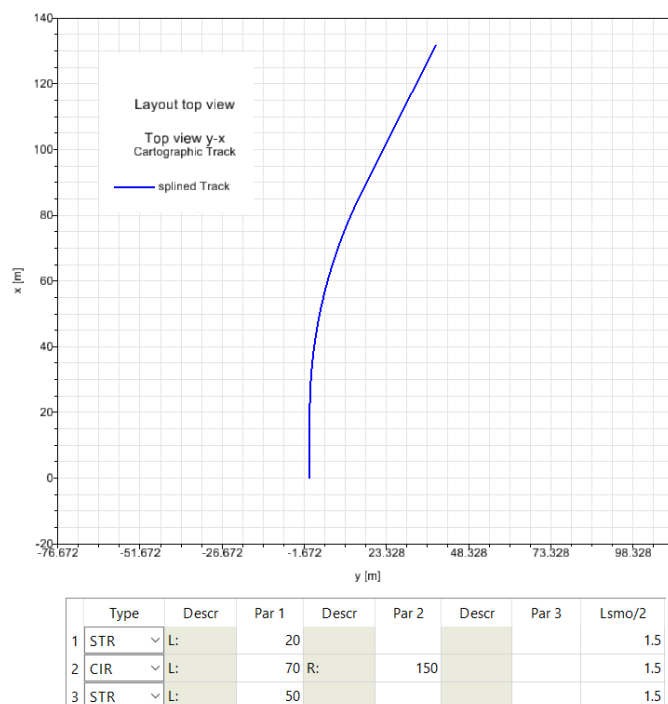
obr. 78.: Kritická rychlost

8.3 Bezpečnost proti vykolejení

Bezpečnost proti vykolejení bude ověřena metodou 2 dle ČSN EN 14 363. Tato metoda se skládá ze dvou částí: jízdní zkoušky a stacionární zkoušky, které simulují jízdu vozidla po zborcené koleji. Prokazování bezpečnosti proti vykolejení na zborcené koleji dle této metodiky nevytváří pro vozidlo tu nejnepříznivější situaci, která by mohla nastat. Nicméně mnohaleté zkušenosti ukazují, že vozidlo které splňuje kritéria této zkoušky, lze bezpečně provozovat v evropském železničním systému. [45]

Jízdní zkouška spočívá v průjezdu vozidla velmi malou rychlostí zkušebním nepřevýšeným obloukem o poloměru $R = 150$ m. Dle normy musí být rychlost vozidla konstantní a nesmí přesáhnout hodnotu 10 km/h. Přechod mezi přímou částí a obloukem zkušební trati je bez přechodnice. Zkouška se musí provádět za sucha, aby bylo dosaženo velkých třecích sil mezi kolem a kolejnicí. [45] Toho bude při simulaci dosaženo nastavením koeficientu tření na hodnotu $\mu = 0,4$.

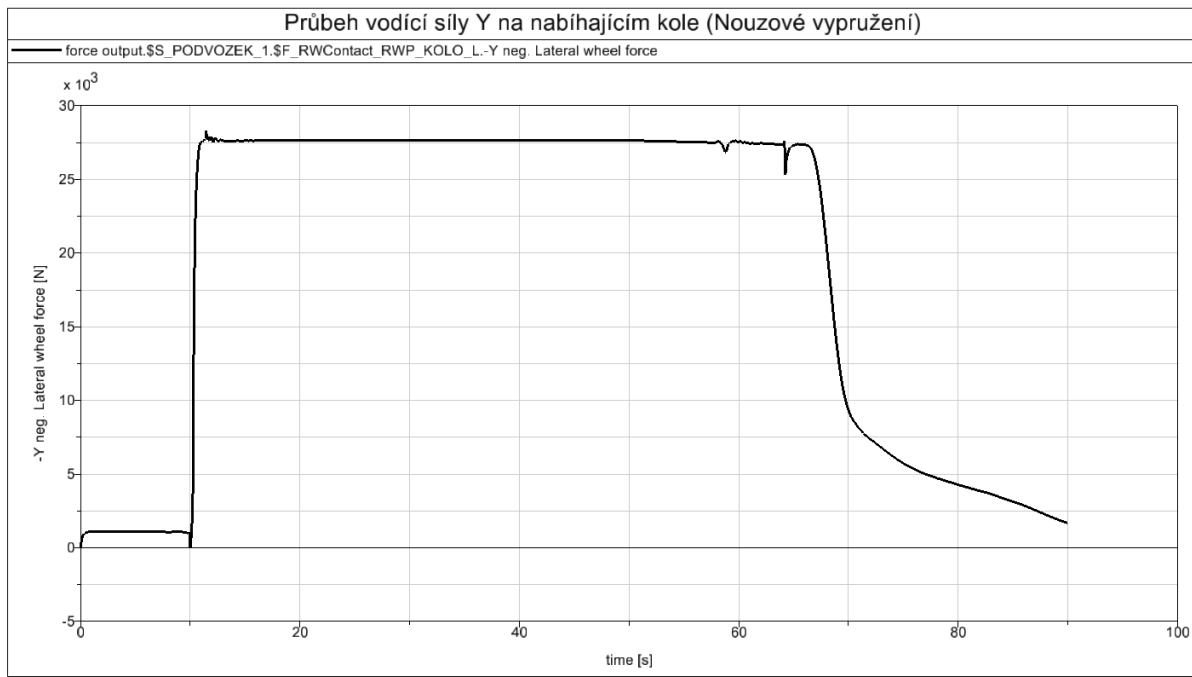
Vozidlo se zkouší v prázdném stavu a v obou stavech funkce sekundárního vypružení. Je také nutné zohlednit vliv excentricity těžiště tak, aby nabíhající kolo mělo nejnižší hodnotu svislé kolové síly. V soupravě musí být minimalizován vliv podélných sil. Na vozidlo nepůsobí brzdná síla. [45]



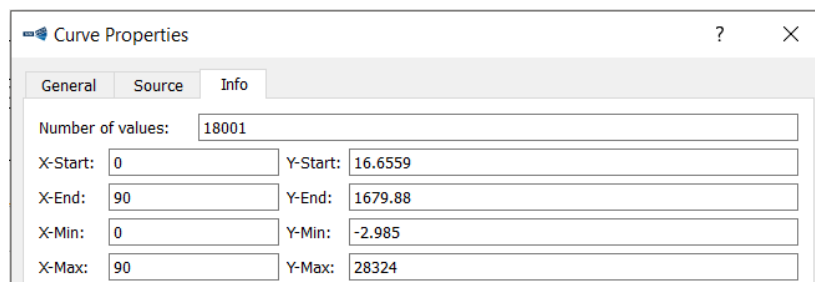
obr. 79.: Zkušební trať

8.3.1 Měření vodící síly Y na nabíhající kole

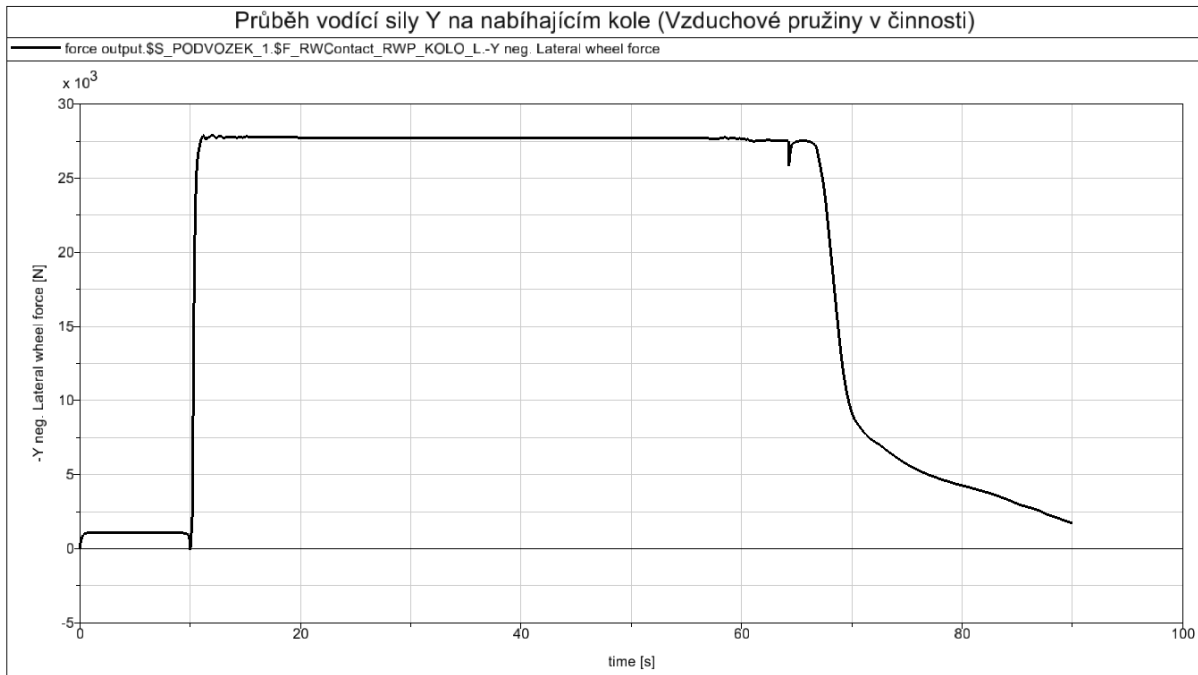
Pro simulaci jízdní zkoušky bude použit stejný MBS model jako pro stanovení stability. Pouze s tím rozdílem, že budou změněny parametry skříně tak, aby odpovídaly stavu prázdného vozu. Tuhost sekundárního vypružení bude nastavena podle stavu činnosti vzduchového vypružení.



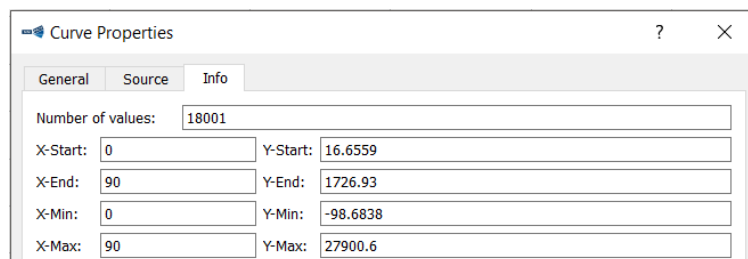
obr. 80.: Průběh vodící síly Y na nabíhající kole (Nouzové vypružení)



obr. 81.: Maximální hodnota vodící síly (Nouzové vypružení)



obr. 82.: Průběh vodící síly Y na nabíhající kole (Vzduchové pružiny v činnosti)



obr. 83.: Maximální hodnota vodící síly (Vzduchové pružiny v činnosti)

8.3.2 Měření poklesu svislé kolové síly Q

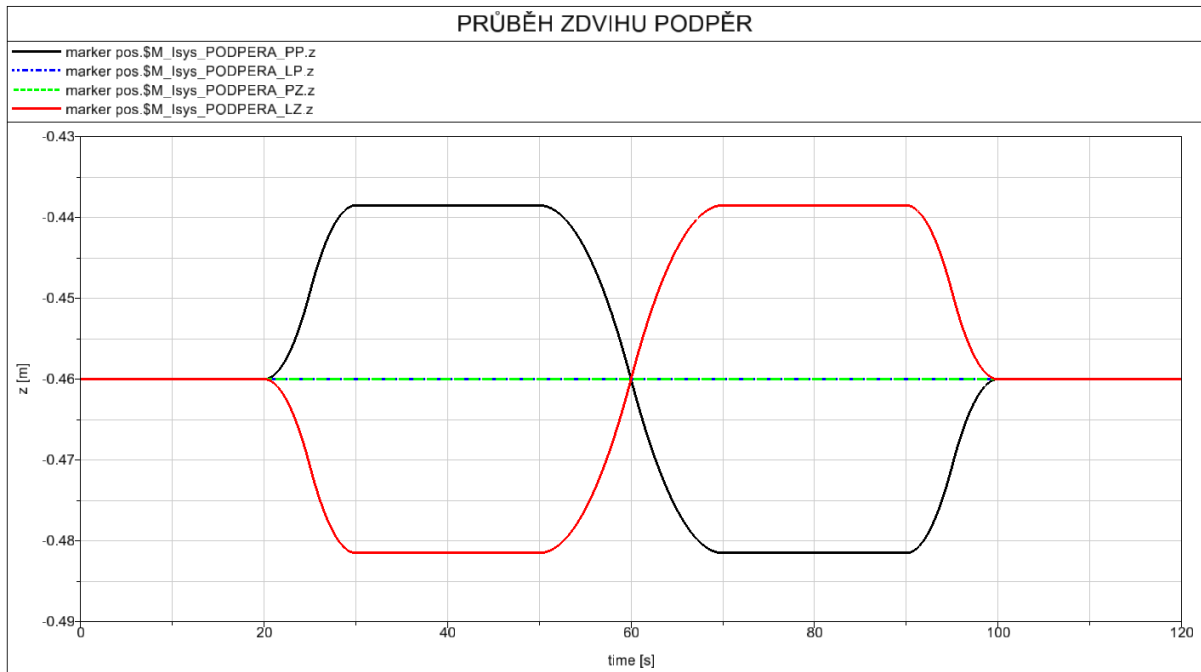
Změna kolových sil způsobená postavením vozidla na vzetupnici se simuluje zkrucováním vozové skříně. Pro vozidla se vzdáleností otočných čepů v rozmezí $4 \text{ m} \leq a_s \leq 20 \text{ m}$ se předepisuje zkušební zkrucení dané vztahem:

$$g^*_{lim} = \frac{15}{a_s} + 2 = \frac{15}{14} + 2 = 3,071 \text{ [‰]} \quad (143)$$

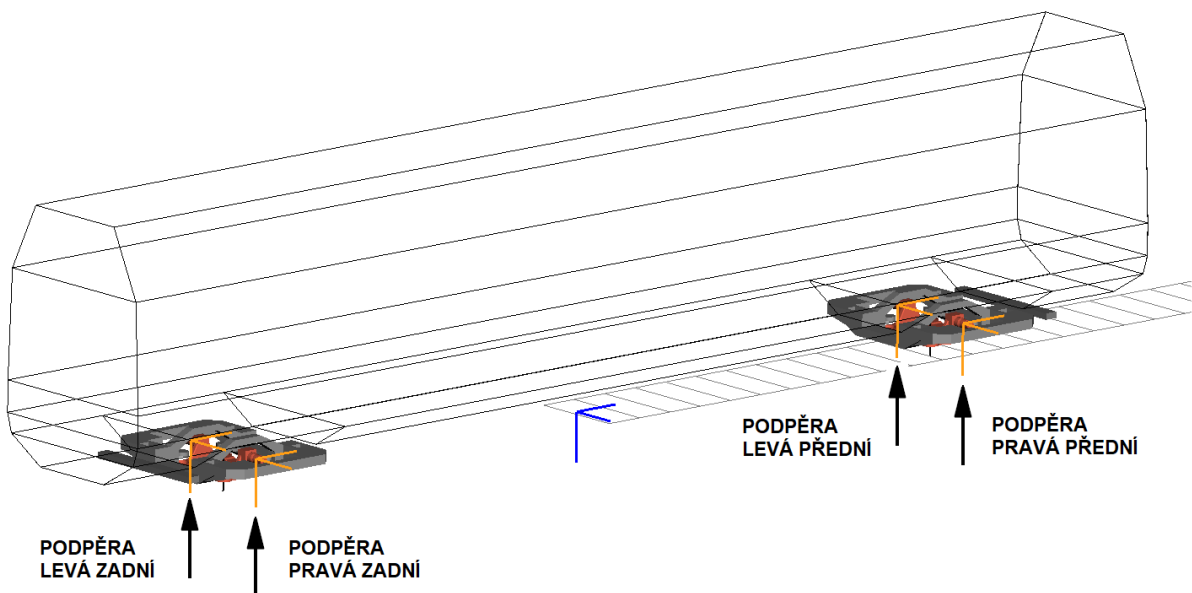
Pro simulaci změny kolových sil jsem vytvořil upravený model vozidla, který je podepřen čtyřmi podpěrami. Výšková poloha podpěry pod pravým předním a levým zadním kolem se bude v čase měnit, tak aby bylo dosaženo zkušebního zkrucení skříně. Velikost potřebného svislého posuvu podpěr je dána vztahem:

$$\Delta z^*_{lim} = \pm \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{a_s \cdot g^*_{lim}}{1000} \right) = \pm \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{14 \cdot 3,071}{1000} \right) = \pm 0,0215 \text{ [m]} \quad (144)$$

V diagramu průběhu zdvihu je vidět, jak se v čase mění svislá poloha jednotlivých podpěr.

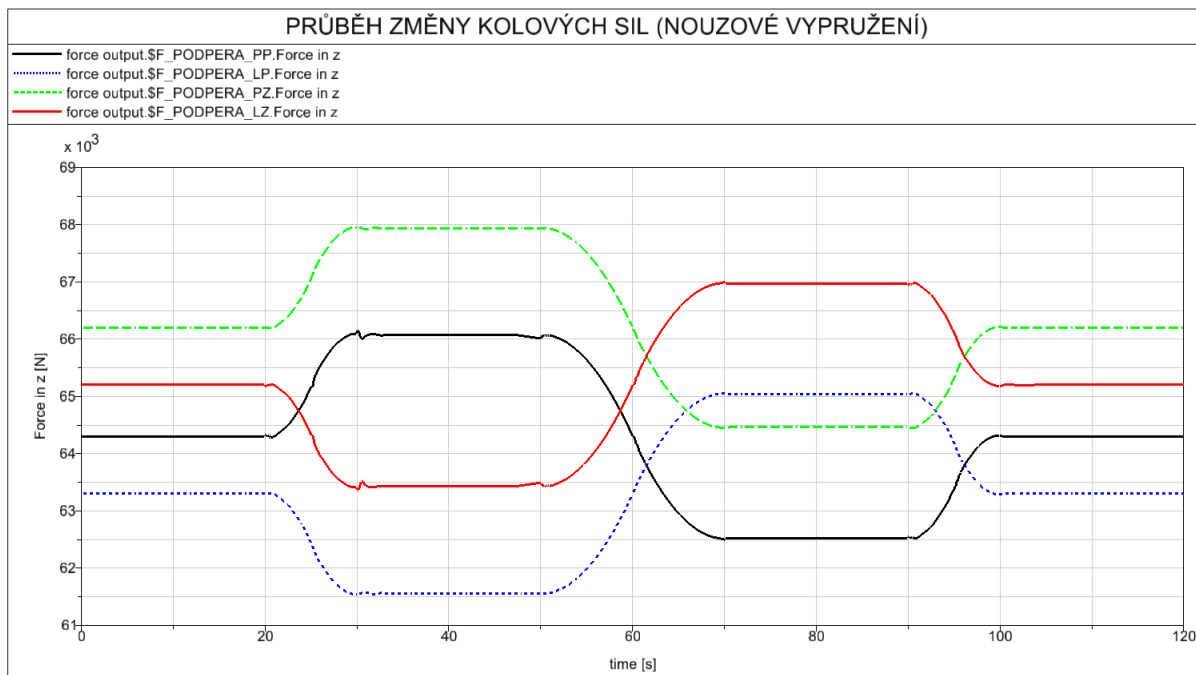


obr. 84.: Průběh zdvihu podpěr

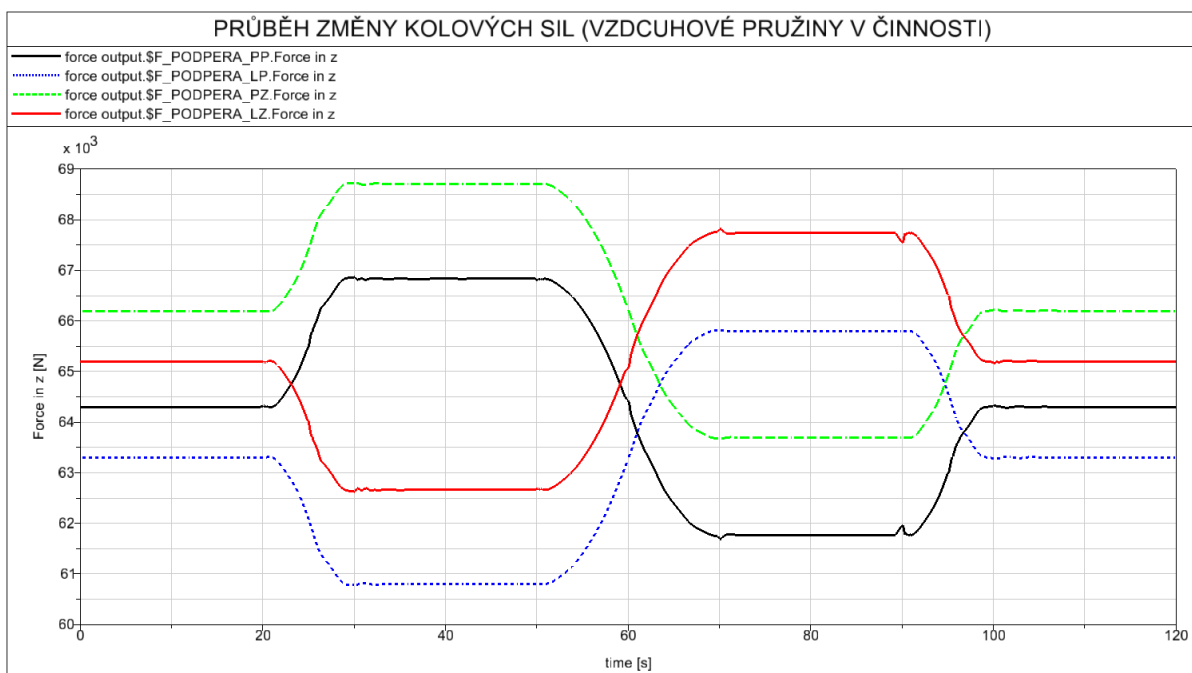


obr. 85.: MBS model vozu pro stacionární zkoušku

Z grafu průběhu změny kolových sil je vidět počáteční rozdíl v zatížení jednotlivých kol způsobený excentricitou těžiště skříňe. Dále je patrné, že největší odlehčení nastane pod levým předním kolem. Hodnota minimální kolové síly při postavení vozidla na vstoupnici pro stav nouzového vypružení je $Q_{\min} = 61,542$ kN a pro stav vzduchového vypružení v činnosti je $Q_{\min} = 60,783$ kN.



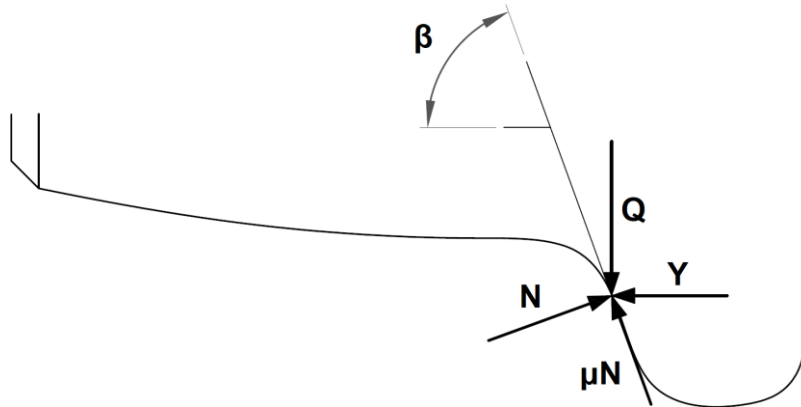
obr. 86.: Průběh změny kolových sil (Nouzové vypružení)



obr. 87.: Průběh změny kolových sil (Vzduchové pružiny v činnosti)

8.3.3 Posouzení míry bezpečnosti proti vykolejení na zborčené koleji

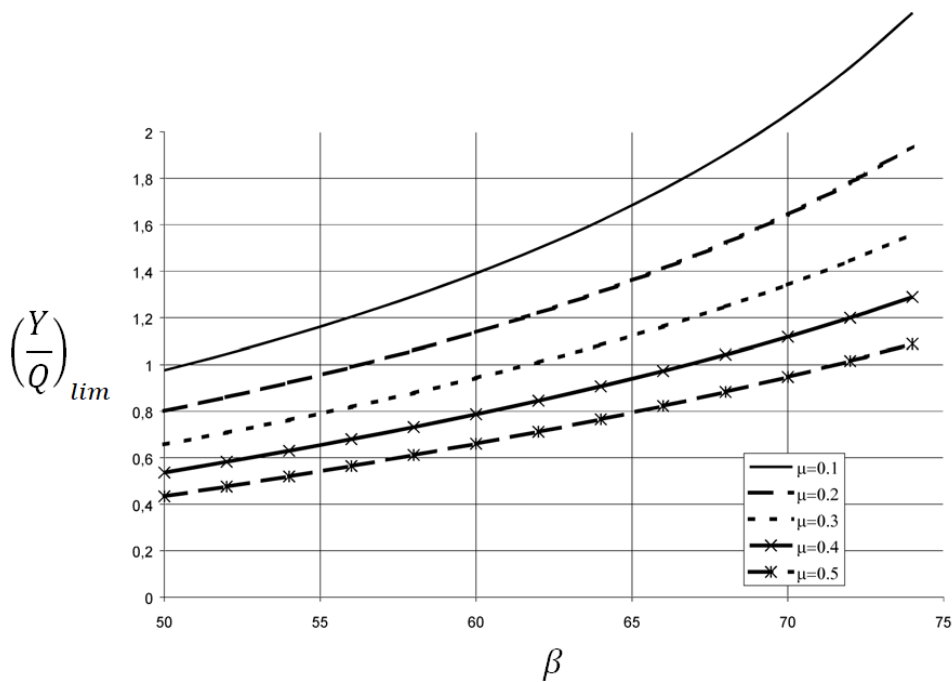
Metoda 2 posuzuje riziko vyšplhání okolku po hlavě kolejnice. Hodnotícím kritériem je maximální poměrem vodorovné vodící síly Y a svislé kolové síly Q . Kriterium je založeno na rovnováze sil na nakloněné rovině kontaktu mezi kolem a kolejnicí. K vykolejení dochází ve chvíli, kdy výslednice svislých složek normálových a tangenciálních sil je dostatečně velká, aby nastal v bodě kontaktu na okolku smyk směrem dolů. Předpokládá se, že tangenciální (třecí) síla na okolku se rovná součinu součinitele tření na okolku μ a normálové síly N . [45]



obr. 88.: Působení sil v dotykovém bodě na okolku

Limitní poměr vodící síly Y a svislé kolové síly Q pro kola s křivkovým profilem, úhlem okolku 70° a uvažovaným součinitelem tření $\mu = 0,4$ odečtu z grafu obr. 89. Pro určení bezpečnosti pomocí výpočtu se hodnota limitního poměru snižuje o 10 %. [45]

$$\left(\frac{Y}{Q}\right)_{lim} = 0,9 \cdot 1,1 = 0,99 \quad (145)$$



obr. 89.: Limitní poměr vodící síly a kolové síly v závislosti na součiniteli tření a úhlu okolku [45]

Výsledná bezpečnost proti vykolejení pro stav nouzového vypružení je:

$$k_{b_{pv_N}} = \frac{\left(\frac{Y}{Q}\right)_{lim}}{\left(\frac{Y}{Q_{min}}\right)} = \frac{0,99}{\frac{28,324}{61,542}} = 2,15 \geq 1 \quad (146)$$

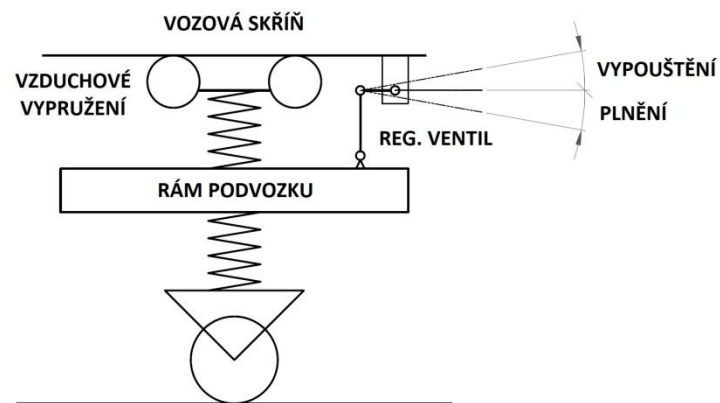
Pro stav "vzduchové pružiny v činnosti" je výsledná bezpečnost proti vykolejení:

$$k_{b_{pv_VZD}} = \frac{\left(\frac{Y}{Q}\right)_{lim}}{\left(\frac{Y}{Q_{min}}\right)} = \frac{0,99}{\frac{27,900}{60,783}} = 2,16 \geq 1 \quad (147)$$

Pro oba stavy sekundárního vypružení vyšla míra bezpečnosti vyšší než 1. Vozidlo s navrženým vypružením tedy vyhovuje posouzení bezpečnosti proti vykolejení dle ČSN EN 14 363.

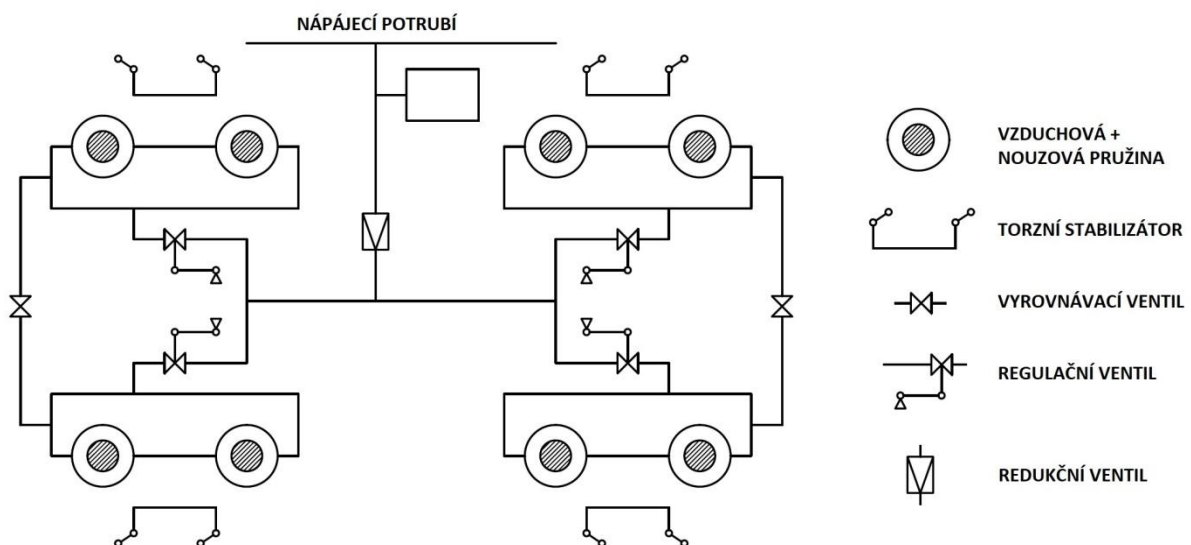
9 Konstrukční řešení sekundárního vzduchového vypružení

Vysokou kvalitu chodu u vysokorychlostních vozidel téměř výhradně zajišťují vzduchové membránové pružiny. Výška vzduchové pružiny je samočinně regulovaná pomocí regulačních ventilů v závislosti na zatížení skříň. Regulační ventil tvoří pákový mechanismus, který spojuje rám podvozku a vozovou skříň. Při změně výšky skříň v oblasti umístění regulačního ventilu dojde k natočení ovládací páky a tím k následnému vypouštění nebo plnění vzduchu v systému vypružení. Princip funkce ventilu je patrný z obr. 90.



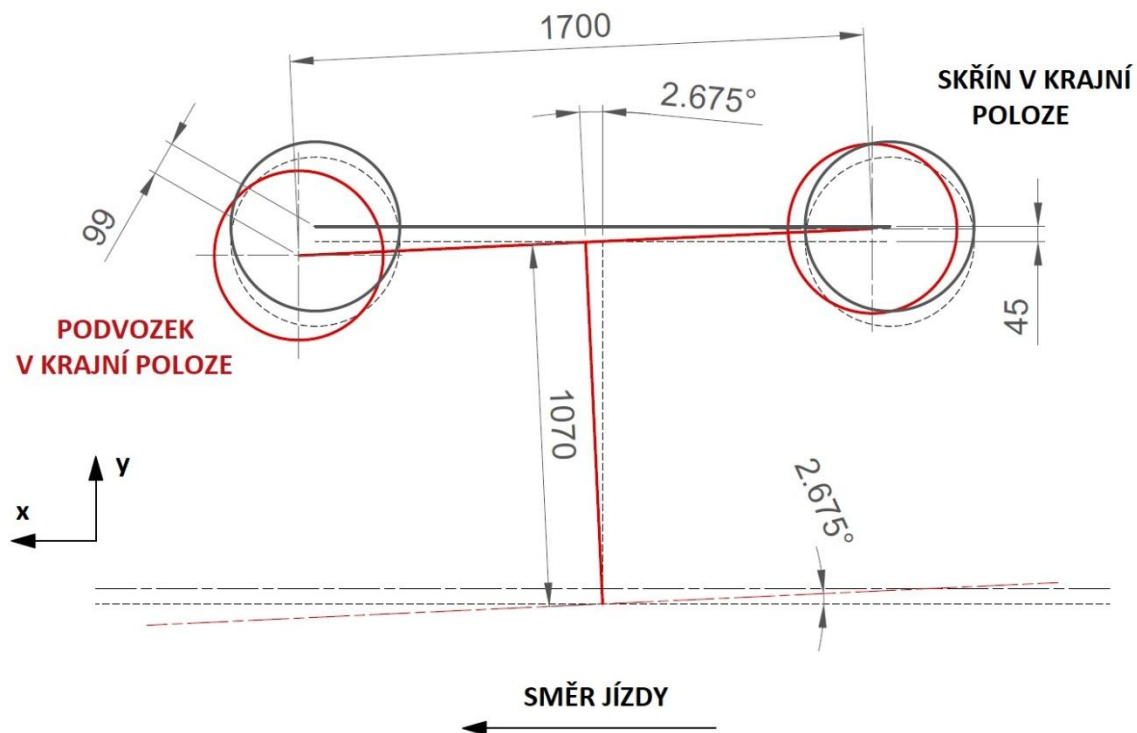
obr. 90.: Princip funkce regulačního ventilu

Kvalita regulace má značný vliv na bezpečnost proti vykolejení. Pro vložený vůz bude použito 4 - bodové zapojení s použitím torzních stabilizátorů na podélné bázi sekundárního vypružení podvozku. Tím bude zvýšena úhlová tuhost vypružení podvozků a sníženo kývání podvozků způsobené hnacím momentem motorů.



obr. 91.: Schéma zapojení vzduchového vypružení

Podvozky jsou řešeny jako bezkolebkové. Pružiny sekundárního vypružení tvoří spojovací prvek mezi skříní vozidla a rámem podvozku. Musí být tedy schopné značné deformace v příčném a podélném směru. Hodnota příčné báze sekundárního vypružení je $2w_2 = 2\,140\text{ mm}$ a hodnota podélné báze je $2w_{2x} = 1\,700\text{ mm}$. Největší možná deformace pružiny je stanovena dle následující úvahy. Vozidlo projíždí minimálním obloukem o poloměru $R = 150\text{ m}$. Tomu odpovídá natočení podvozku o $\gamma = 2,675^\circ$. Dále je potřeba přičíst vychýlení skříně směrem ven z oblouku o hodnotu příčné vůle $w_{a150} = 45\text{ mm}$. Výsledná relativní výchylka středu pružiny z nominální polohy je zjištěna pomocí grafického řešení a její hodnota je 99 mm viz. obr. 92. Zjištěná hodnota odpovídá hodnotě maximální příčné deformace pružin udávané výrobcí, která se pohybuje v rozmezí $\pm (40 \div 120)\text{ mm}$. [47]



obr. 92.: Deformace pružiny sekundárního vypružení v krajní poloze

V předchozích kapitolách byly stanoveny požadované tuhosti vzduchové pružiny. Objem zvolené pružiny je dán její konstrukcí a jeho hodnota je $V_{\text{pruz}} = 0,023\text{ m}^3$ ($D_{\text{ef}} = 0,038\text{ m}$). Absolutní tlak v pružině ve stavu prázdného vozu je $p_{\text{pv}} = 4,75\text{ bar}$. Pro stanovení potřebného objemu přidavného vzduchojemu a tlaku ve stavu plně obsazeného vozu budu uvažovat zjednodušený model pružiny. Ve zjednodušeném modelu je pružina nahrazena válcovým pístem. Pro tuhost pružiny potom platí:

$$k_{z2V_pruz} = \frac{dF}{dz} = S_{ef} \cdot \frac{dp_i}{dz} = S_{ef} \cdot \frac{dp_i}{dV} \cdot \frac{dV}{dz} = \frac{\kappa \cdot p_i \cdot S_{ef}^2}{V_{celk}} \quad (148)$$

$$S_{ef} = \frac{\pi \cdot D_{ef}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,38^2}{4} = 0,113 \text{ [m}^2\text{]} \quad (149)$$

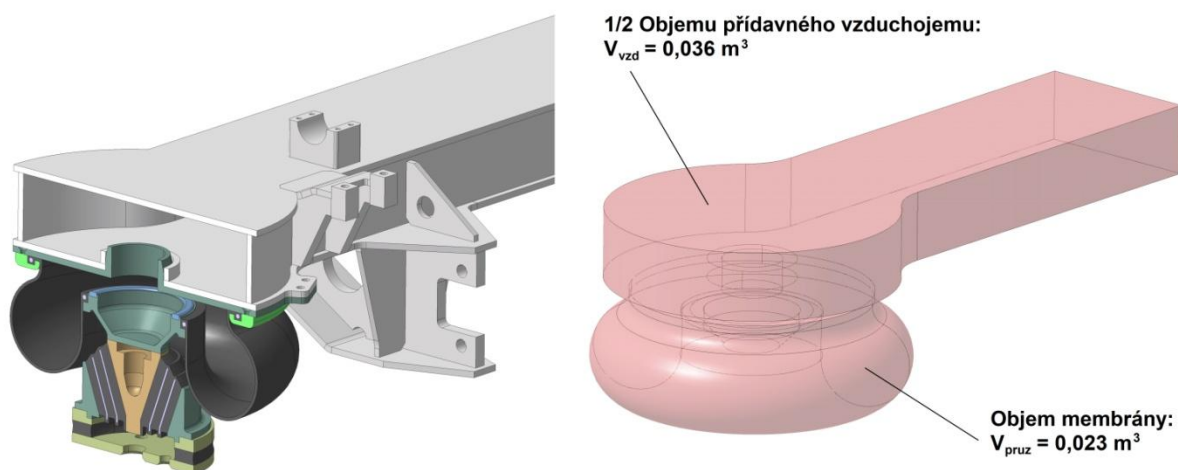
$$V_{celk} = V_{pruz} + V_{vzd} \quad (150)$$

Ze vztahů (141) a (143) lze vyjádřit velikost objemu přídavného vzduchojemu v přepočtu na jednu pružinu (1/2 objemu podélného nosníku):

$$V_{vzd} = \left(\frac{\kappa \cdot p_{PV} \cdot S_{ef}^2}{k_{z2V_PV_pruz}} \right) - V_{pruz} = \left(\frac{1,3 \cdot 475\,000 \cdot 0,113^2}{135\,000} \right) = 0,036 \text{ [m}^3\text{]} \quad (151)$$

Velikost absolutního tlaku v pružině ve stavu plně obsazeného vozu:

$$p_{PL} = \frac{k_{z2V_PL_pruz} \cdot (V_{celk} + V_{vzd})}{\kappa \cdot S_{ef}^2} = \frac{187\,500 \cdot (0,023 + 0,036)}{1,3 \cdot 0,113^2} = 659\,722 \doteq 6,6 \text{ [bar]} \quad (152)$$



obr. 93.: Objem membrány a přídavného vzduchojemu

Výrobci vzduchových pružin na svých webových stránkách nezveřejňují katalogy pružin, které by obsahovaly charakteristiky konkrétních pružin a jejich rozměry. Proto byla zvolena pro návrh vypružení pružina vlastních rozměrů, která se svými parametry, rozměry a konstrukčním řešením blíží pružinám z portfolia firmy Contitech. [47] Další podrobnější návrh pružiny by musel být řešen ve spolupráci s výrobcem. Údaje o požadovaných tuhostech, objem přídavného vzduchojemu, vyšetření krajních poloh a zástavbové rozměry vyplývající ze sestavného výkresu podvozku tedy mohou sloužit jako vstupní údaje pro další návrh pružiny.

tab. 35.: Parametry navržené vzduchové pružiny

		PV	PL	
Tuhost membránové pružiny	k_{z2V_pruz}	135 000	187 500	[N/m]
Absolutní tlak v pružině	p_i	4,75	6,6	[bar]
Objem pružiny	V_{pruz}	0,023		[m ³]
Objem přídavného vzduchojemu	V_{vzd}	0,036		[m ³]

10 Závěr

V rešeršní části jsem vytvořil přehled konstrukčních řešení pojezdů vysokorychlostních vozidel. V závěru tohoto přehledu jsou uvedeny souhrnné tabulky porovnávající jednotlivé parametry vybraných podvozků a jednotek. Součástí teoretické části je i zmapování legislativních požadavků kladených na vysokorychlostní vozidla. Pro potřeby této práce jsem ze směrnic a předpisů Evropské unie vybral zejména údaje o limitních hodnotách kolového zatížení, které úzce souvisí s návrhem vypružení vozidla. Poznatky z této teoretické části jsem využil v dalších kapitolách při návrhu vlastního řešení pojezdu.

Hlavní myšlenku vytvořit koncepci vysokorychlostní jednotky s jednonápravovými podvozky jsem převzal z konceptu Next Generation Train vytvořeného institutem DLR. Vlastní návrh jednotky se skládá z detailního rozpracování hlavového a vloženého vozu pro 2. třídu v podobě typového výkresu. Typový výkres obsahuje základní rozměrové parametry jednotlivých vozů, rozmístění výbroje a uspořádání sezení pro cestující. Rozměry vloženého vozu jsem navrhl podle obrysu pro konstrukci, který jsem stanovil dle metodiky UIC 505. Kapitola koncepčního návrhu jednotky je doplněna o trakční charakteristiku, v níž je uvažováno s 200 m dlouhou deseti-vozovou variantou jednotky.

Na základě údajů z typového výkresu jednotky a v souladu s požadavky TSI jsem provedl hmotnostní rozbor vloženého a čelního vozu. Polohu rozmístění sedadel a výbroje jsem volil tak, aby rozdíly v nápravovém a kolovém zatížení byly minimální a odpovídaly pravidlům stanoveným pro provoz v České republice a evropském železničním systému.

V následující kapitole jsem sestavil rovinný matematický model vozidla se čtyřmi stupni volnosti. Pomocí modelu je možné rychle analyticky stanovit vlastní frekvence jednotlivých kmitů. Pomocí tohoto modelu jsem stanovil velikosti svislých tuhostí vypružení tak, aby vlastní frekvence byly v požadovaných pásmech, a tím byly zajištěny pevností požadavky a komfort jízdy. Správnost matematického modelu je ověřena pomocí ekvivalentního MBS modelu. Hodnoty příčných tuhostí jsem stanovil z požadavků na dodržení příčných vůlí dle obrysu pro konstrukci. Velikost konstant tlumení jsem stanovil pomocí zjednodušeného modelu s jedním stupněm volnosti dle doporučených hodnot poměrného útlumu.

Na základě navržených parametrů vypružení a hmotnostního rozboru jsem sestavil model vloženého vozu v simulačním programu Simpack. Hned první zkoušky vozidla při vysokých rychlostech v úseku přímé trati ukázaly, že je nutné podvozky vybavit tlumiči vrtivých pohybů. Po této úpravě podvozků se již vozidlo chovalo stabilně pro požadovanou rychlost 350 km/h. Stabilitu jízdy vozidla v přímé trati v souladu s ČSN EN 14 363 jsem posoudil pomocí analýzy vlastních čísel linearizovaného MBS modelu a následnou simulací vybuzení vozidla příčnou silou. Výsledkem této simulace byl příznivý průběh příčných výchylek, které se poměrně rychle ztlumily. Dále byla provedena kontrola bezpečnosti proti vykolejení na zborcené koleji metodou 2 podle ČSN EN 14 363. Výsledná bezpečnost proti vykolejení stanovená z poměru změřené maximální vodící síly na nabíhající kole a minimálního kolového zatížení vyšla 2,15 pro stav nouzového vypružení a 2,16 pro jízdu na vzduchovém vypružení. Na základě výsledků těchto simulací je tedy ověřeno příznivé chování vozidla ve vysokých rychlostech a bezpečnost při provozu v evropském železničním systému.

Vhodnost volby řešení podvozku s volně otočnými koly pro vysokorychlostní vozidlo potvrzuje i vysoká dosažená kritická rychlost $v_{krit} = 479$ km/h.

V zadání práce nebyl požadován návrh pohonu, ale pro potřeby ucelené představy o uspořádání podvozku jsem nakreslil motory s uvažovaným výkonem 150 kW rozměrově vyhovující obrysu pro konstrukci dle UIC 505. Zvolený výkon motoru je nižší než má podobný motor vyvinutý institutem DLR, který disponuje výkonem až 235 kW. Proto lze předpokládat, že by bylo možné v budoucnu mnou nakreslený motor vyvinout a použít pro pohon navrženého podvozku. Přenos výkonu z motoru na kola je uvažován pomocí dutého kloubového hřídele tvořeného sférickými zubovými spojkami. Toto řešení bylo použito pro pohon volně otočných kol podvozků tramvají vyvinutých firmou Škoda Transportation. Dále by tedy bylo nutné ověřit vhodnost použitého řešení pro vysokorychlostní vozidlo. Stejně tak náplní práce nebyla pevnostní kontrola rámu podvozku. Proto by dalším krokem při vývoji podvozku vloženého vozu byla optimalizace rámu podvozku, tak aby vyhověl pevnostním požadavkům.

Další směřování vývoje podvozku by spočívalo v návrhu řídicího algoritmu trakčních motorů, které by fungovaly jako akční člen. Pro takové řešení je uzpůsoben způsob přenosu tažných sil, který je řešen pomocí mechanismu tvořeného tažnými/tlačnými tyčemi spojenými vahadlem. Řízení trakčních motorů by mělo zajistit stavění podvozku do radiální polohy při průjezdu oblouky a v přímé trati vytvořit sinusový pohyb simulující chování dvojkolí s pevnou osou, aby bylo zajištěno rovnoměrné opotřebení jízdní plochy kol.

Seznam použité literatury:

- [1] Izer J., Janda J., Maruna Z., Zdrůbek S.: *Kolejové vozy, ALFA*, vydavatelstvo technickej a ekenomickej literatury , n.p., Bratislava 1986
- [2] *ALSTOM: Bogie catalogue*, 2015 [online]. [Cit. 28.11.2017]. Dostupné z: <http://www.alstom.com/Global/Transport/Resources/Documents/brochure2014/Alstom%20Bogies%20Catalogue%202015%20-%20English.pdf?epslanguage=hu-HU>
- [3] *ALSTOM: AGV Plattform und italo Projekt für NTV, March 2013, François Lacôte* [online]. [Cit. 5.12.2017]. Dostupné z: http://www.schienenfahrzeugtagung.at/download/PDF2013/03_Lacote.pdf
- [4] *Katedra elektrických pohonů a trakce FEL ČVUT v Praze: Pohony s motory s permanentními magnety, reluktačními motory, krokové motory* [online]. [Cit. 5.12.2017]. Dostupné z: http://motor.feld.cvut.cz/sites/default/files/predmety/A1M14PO2/Prednaska_6_Spec_pohony.pdf
- [5] *ALSTOM: The AGV, incorporating cutting-edge technology, March 2008, François Lacôte - SVP Technical* [online]. [Cit. 5.12.2017]. Dostupné z: <https://uic.org/apps/presentation/lacote.pdf>
- [6] *ANVIS: Anvis Industry Documentation* [online]. [Cit. 27.12.2018]. Dostupné z: <http://pdf.directindustry.com/pdf/sumiriko-industry-france-sas/railway/98215-483149.html>
- [7] Iwnicki S.: *Handbook of Rail Vehicle Dynamics*, Boca Raton: CRC Press, 2006
- [8] *Under the Hood of the TGV* [online]. [Cit. 5.12.2017]. Dostupné z: <http://www.railfaneurope.net/tgv/motrice.html>
- [9] Kolář J.: *Přednášky: Úvod do kolejových vozidel*, Fakulta strojní, ČVUT v Praze
- [10] *VOITH: Rail Business Division, Product Overview*, 2016 [online]. [Cit. 5.12.2017]. Dostupné z: https://voith.com/aut-en/1981_e_g1570_en_digest_schiene_2016-09.pdf
- [11] *Siemens: First Class Bogies*, 2008 [online]. [Cit. 5.12.2017]. Dostupné z: <https://www.mobility.siemens.com/mobility/global/sitecollectiondocuments/en/rail-solutions/components-and-systems/bogies-catalog-en.pdf>
- [12] *Siemens: Konzeptvorstellung ICx in Bezug auf das Triebdrehgestell und Vergleich zum Velaro D*, 2014 [online]. [Cit. 5.12.2017]. Dostupné z: http://www.dmg-berlin.info/page/downloads/vortrag_weixler.pdf
- [13] *KNORR-BREMSE: EWB 154 R Linear Eddy Current Brake*, 2013 [online]. [Cit. 5.12.2017]. Dostupné z: http://www.knorr-bremse.com/media/documents/railvehicles/product_broschures/brake_systems/Linear_Eddy_Current_Brake_P_1230_EN.pdf

- [14] *Tagesspiegel: So funktioniert eine wirbelstrombremse beim ICE*, 2014 [online]. [Cit. 5.12.2017].
Dostupné z: <http://www.tagesspiegel.de/themen/diestadt/wie-funktioniert-die-stadt-8-infografik-deutsche-bahn/11120782.html>
- [15] Köhler G.: *Konstruktion der Schienenfahrzeuge - Vorlesung WS 06/07* [online].
[Cit. 27.12.2018]. Dostupné z: https://www.ids.uni-hannover.de/fileadmin/IDS/ids_lehre/SFZ/Vorlesung1_11_10_06.pdf
- [16] *Talgo: Talgo 350*, [online]. [Cit. 5.12.2017]. Dostupné z:
http://www.web.talgoamerica.com/images/Trainset/Talgo_350_Web.pdf
- [17] *Talgo: Technological Principles*, [online]. [Cit. 5.12.2017]. Dostupné z:
http://www.web.talgoamerica.com/images/Techadv/TalgoTechnologicalPrinciplesBrochure_size_opt.pdf
- [18] Patentes Talgo, S.A., 2002. Single-axle wheel set with outer suspension supports for railway vehicles with pendulum-type suspension. Vynálezci: Aldeanueva Luis Archilla, Aguado Julio Frutos. EP 1180462 A2
- [19] Talgo Oy, 2005. Intercommunicating passageways in double-decker railway coaches. Vynálezci: Kai Sääntti, Jukka Koivurova. US 6945176 B2
- [20] *Bombardier: FLEXX Power Bogies, The Driving Force*, 2008 [online]. [Cit. 5.12.2017].
Dostupné z: http://www.marklinistas.com/articles/GRR_TRAXX/_media/BT-Bogies-FLEXX_Power.pdf
- [21] *Bombardier: Locomotives Bogies* [online]. [Cit. 5.12.2017]. Dostupné z:
<http://www.bombardier.com/en/transportation/products-services/bogies/locomotives.html>
- [22] *Isao Okamoto: Railway Technology Today 6 - Shinkansen Bogies*, 1999. [online].
[Cit. 5.12.2017]. Dostupné z: <http://www.ejrcf.or.jp/jrtr/jrtr19/pdf/Technology.pdf>
- [23] *Toyodenki: Gear device* [online]. [Cit. 5.12.2017]. Dostupné z:
<https://www.toyodenki.co.jp/products/transport/train/gear.php>
- [24] Hiroyuki Kato, Ken Iwanami, Hiroshi Arai, Koji Asano: *Development of a High Speed Shinkansen Bogie* [online]. [Cit. 5.12.2017]. Dostupné z:
https://www.jreast.co.jp/e/development/tech/pdf_8/Tec-07-15-18eng.pdf
- [25] *Shinkansen Bogie* [online]. [Cit. 5.12.2017]. Dostupné z: <https://tetsudo-ch.com/21579.html>
- [26] Kitada Hideki: *History of Air Spring Development for Shinkansen Train* [online]. [Cit. 10.4.2018].
Dostupné z: <http://global-sei.com/technology/tr/bn84/pdf/84-20.pdf>
- [27] *JR-Central: Visitors Guide 2014, Central Japan Railway Company*, 2014. [online].
[Cit. 5.12.2017]. Dostupné z: https://global.jr-central.co.jp/en/company/data-book/_pdf/2017.pdf

- [28] *Moog: High Speed Rail Actuation Technology* [online]. [Cit. 5.12.2017]. Dostupné z:
<http://www.moogscrews.com/ebook/en/internal/topic-1-1449XE-4043LF.html>
- [29] Bombardier: *Moderne Schienenfahrzeuge Graz 2014, Die ZEFIRO Familie - Eine neue Dimension der Hochgeschwindigkeit* [online]. [Cit. 11.4.2018]. Dostupné z:
<http://www.schienenfahrzeugtagung.at/download/PDF2014/MoV05-Orellano.pdf>
- [30] DLR: *NGT - Fahrwerk* [online]. [Cit. 11.4.2018]. Dostupné z:
http://www.dlr.de/fk/desktopdefault.aspx/tabid-12685/13385_read-38169/
- [31] Bernhard Kurzeck, Luciano Valente: *A novel mechatronic running gear: concept, simulation and scaled roller rig testing* [online]. [Cit. 11.4.2018]. Dostupné z:
https://elib.dlr.de/73101/1/WCRR2011_Kurzeck-Valente_-_A_novel_mechatronic_running_gear_-_Full_Paper.pdf
- [32] DLR Verkehr: *Einzelrad-Einzelfahrwerk des NGT HST* [online]. [Cit. 11.4.2018]. Dostupné z:
<https://verkehrsforschung.dlr.de/de/innotrans-2018/fahrwerk-modell-feder>
- [33] 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/legal-content/CS/TXT/PDF/?uri=CELEX:32008D0232&from=CS>
- [34] Kolář J.: Přednášky - Vozidla pro vysokorychlostní železnice, Fakulta strojní, ČVUT v Praze
- [35] UIC CODE 505-1: Railway transport stock, Rolling stock construction gauge, 10th edition, May 2006
- [36] UIC/OSJD CODE 505-6: General rules for interoperable rolling stock gauges (without unloading freight or disembarking passengers) in cross-border traffic between UIC and OSJD RUs, 1st edition, April 2006
- [37] Meruna Z., Hoffman V., Koula J., Kroupová Z.: Metodika konstruování kolejových vozidel - osobní a nákladní podvozky, Ediční středisko ČVUT, Praha, 1992
- [38] ČSN EN 15 663: Železniční aplikace - Definice referenčních hmotností vozidla, Leden 2010
- [39] https://www.transportesenegocios.pt/seminarios/anteriores/2006/TransporteFerroviario/Luis_Coimbra.pdf
- [40] Dr. Joachim Winter: *Next Generation Train - NGT Modularer Aufbau mit vielen Gleichteilen*, 2017 [online]. [Cit. 11.4.2018]. Dostupné z: https://www.knrbb-gmbh.de/de/dnl/2_Next-Generation-Train_NGT_DLR_Joachim-Winter.114.pdf
- [41] Kolář J.: Přednášky: Pohony kolejových vozidel, Fakulta strojní, ČVUT v Praze

- [42] Yasushi Karino: *Pneumatically Operated Floating Brake Caliper for Shinkansen Vehicles*, 2012 [online]. [Cit. 10.12.2018]. Dostupné z:
https://www.jstage.jst.go.jp/article/rtriq/53/4/53_205/_pdf/-char/en
https://www.jstage.jst.go.jp/article/rtriq/53/4/53_205/_pdf/-char/en
- [43] Kolář J.: *Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel*, České vysoké učení technické v Praze, 2009
- [44] V. Švejnoch a kolektiv: *Teorie kolejových vozidel*, České vysoké učení technické v Praze, Praha, 1991
- [45] ČSN EN 14 363: *Železniční aplikace - Přejímací zkoušky jízdních charakteristik železničních vozidel - Zkoušení jízdních vlastností a stacionární zkoušky*, Zář 2016
- [46] Kalivoda J.: *Cvičení: Výpočetní metody a zkoušení kolejových vozidel*, Fakulta strojní, ČVUT v Praze
- [47] Continental: *Primary and Secondary Suspension Systems for Rail Vehicles* [online]. [Cit. 14.12.2018]. Dostupné z:
<https://www.yumpu.com/en/document/view/26246016/primary-and-secondary-suspension-systems-for-rail-vehicles>

Seznam obrázků:

obr. 1.: Schéma jednotky AGV.....	2
obr. 2.: Podvozek Alstom CL 334 [5]	3
obr. 3.: Vedení dvojkolí pomocí pryžokovového prvku [6], [7]	3
obr. 4.: Schéma jednotky TGV	4
obr. 5.: Podvozek Alstom CL 511 [2]	4
obr. 6.: Kardanová hřídel - Tripod [10].....	4
obr. 7.: Schéma jednotky typu Velaro	5
obr. 8.: Podvozek Siemens SF 500 [11]	5
obr. 9.: Uchycení motoru a převodovky [12]	5
obr. 10.: Elektromagnetická brzda [13].....	6
obr. 11.: Princip EMB [14]	6
obr. 12.: Netrakční podvozek [15].....	6
obr. 13.: Schéma jednotky Talgo	7
obr. 14.: Pojezd Talgo [18].....	7
obr. 15.: Talgo - vedení dvojkolí [19].....	7
obr. 16.: Podvozek Bombardier Flexx Power [21].....	8
obr. 17.: Přenos výkonu s mechanismem pro variabilní rozchod [10].....	8
obr. 18.: Schéma jednotky Shinkansen	8
obr. 19.: Podvozek Shinkansen [25]	9
obr. 20.: Převodovka [25].....	9
obr. 21.: Vedení dvojkolí pomocí prstencových pryžokovových prvků [22]	10
obr. 22.: Vzduchové vypružení jednotky Shinkansen [26]	10
obr. 23.: Nelineární charakteristika sekundárního vypružení [26].....	10
obr. 24.: Vodicí mechanismus [27].....	11
obr. 25.: Schéma jednotky typu Zefiro	11
obr. 26.: Netrakční podvozek Bombardier FLEXX Speed.....	11
obr. 27.: Měrné výkony vybraných vysokorychlostních jednotek.....	14
obr. 28.: Podvozek NGT HST s volně otočnými koly [30]	14
obr. 29.: Podvozek NGT HST primární a sekundární vypružení pomocí pružnic [31]	14
obr. 30.: Model podvozku NGT HST představený na Innotransu 2018 [32]	15
obr. 31.: Požadavky TSI HS RST na vozidla [34]	18
obr. 32.: Schéma uspořádání VRJ.....	19
obr. 33.: Rozměrová analýza mezivozového přechodu.....	20
obr. 34.: Trakční charakteristika.....	22
obr. 35.: Průběh příčné vůle v závislosti na úhlu natočení podvozku pod skříní	24
obr. 36.: Konstrukční uspořádání narážky na rámu podvozku [37]	24
obr. 37.: Oblasti vozidla pro výpočet výškové redukce [35]	27
obr. 38.: Vliv kývání a kolébání skříně [35].....	28
obr. 39.: Kontrola obrysu pro konstrukci v CAD prostředí	30
obr. 40.: Obrys pro konstrukci - $n_a = 3$ m, $n_i = 7$ m.....	31
obr. 41.: Souřadný systém vozu	32
obr. 42.: Uspořádání sedadel 2 + 1.....	32

obr. 43.: Rozmístění zařízení vloženého vozu	35
obr. 44.: Stanovení sil působících na hlavní příčnický HS	36
obr. 45.: Stanovení kolových sil	37
obr. 46.: Rozmístění zařízení v hlavovém voze	39
obr. 47.: Stanovení nápravového zatížení HV	40
obr. 48.: Jednonápravový podvozek vloženého vozu - celkový pohled	42
obr. 49.: Upevnění motorů pomocí silentbloků	42
obr. 50.: Portálová náprava	42
obr. 51.: Podvozek vloženého vozu - pohled zespodu	43
obr. 52.: Mechanismu pro přenos tažných/tlačných sil z rámu podvozku na skříň	43
obr. 53.: Kinematika pohybu podvozku pod vozovou skříní	44
obr. 54.: Rám podvozku	44
obr. 55.: Primární vypružení a vedení dvojkolí	45
obr. 56.: Zástavba sekundárního vypružení	45
obr. 57.: Sestava pružiny sekundárního vypružení	46
obr. 58.: Přídavný vzduchojem	46
obr. 59.: Kládka vymezující proměnnou příčnou vůli	47
obr. 60.: Princip funkce plovoucího třmenu [42]	47
obr. 61.: Brzdová jednotka s plovoucím třmenem	47
obr. 62.: Elektromagnetická kolejnicová brzda	48
obr. 63.: Zachycení reakce brzděné síly	48
obr. 64.: Umístění vzduchového válce v dutině rámu podvozku	48
obr. 65.: Analýza polohy výšky nárazníku osobního vozu se vzduchovým vypružením [43]	49
obr. 66.: Jednomotové soustavy	53
obr. 67.: Závislost poměru vlastních kruhových frekvencí tlumeného a netlumeného pohybu soustavy na velikosti poměrného útlumu [44]	54
obr. 68.: Nahrazení hmotnosti skříně redukovanými hmotnostmi	55
obr. 69.: Matematický model se čtyřmi stupni volnosti	56
obr. 70.: Obecná poloha	57
obr. 71.: MBS model se čtyřmi stupni volnosti	61
obr. 72.: Grafické znázornění kmitových tvarů	62
obr. 73.: MBS model vloženého vozu	63
obr. 74.: MBS model podvozku	63
obr. 75.: Kmitavý pohyb	64
obr. 76.: Detail průběhu úhlové rychlosti v momentě vybuzení příčnou silou	66
obr. 77.: Odezva na vybuzení příčnou silou při rychlosti 385 km/h	66
obr. 78.: Kritická rychlost	67
obr. 79.: Zkušební trať	68
obr. 80.: Průběh vodící síly Y na nabíhající kole (Nouzové vypružení)	69
obr. 81.: Maximální hodnota vodící síly (Nouzové vypružení)	69
obr. 82.: Průběh vodící síly Y na nabíhající kole (Vzduchové pružiny v činnosti)	70
obr. 83.: Maximální hodnota vodící síly (Vzduchové pružiny v činnosti)	70
obr. 84.: Průběh zdvihu podpěr	71
obr. 85.: MBS model vozu pro stacionární zkoušku	71

obr. 86.: Průběh změny kolových sil (Nouzové vypružení)	72
obr. 87.: Průběh změny kolových sil (Vzduchové pružiny v činnosti)	72
obr. 88.: Působení sil v dotykovém bodě na okolku	73
obr. 89.: Limitní poměr vodící síly a kolové síly v závislosti na součiniteli tření a úhlu okolku [45]	74
obr. 91.: Princip funkce regulačního ventilu	75
obr. 92.: Schéma zapojení vzduchového vypružení	75
obr. 93.: Deformace pružiny sekundárního vypružení v krajní poloze	76
obr. 94.: Objem membrány a přídavného vzduchojemu	77

Seznam tabulek:

tab. 1.: Technické parametry podvozku CL 334 [2]	2
tab. 2.: Technické parametry podvozku CL 511 [2]	4
tab. 3.: Technické parametry podvozku SF 500 [11]	5
tab. 4.: Technické parametry podvozku Flexx Power, Talgo [16]	7
tab. 5.: Technické parametry podvozku jednotek Shinkansen [22]	8
tab. 6.: Technické parametry podvozku FLEXX Speed [29]	11
tab. 7.: Porovnání parametrů vybraných vysokorychlostních podvozků	12
tab. 8.: Porovnání parametrů vybraných jednotek	13
tab. 9.: Rozdělení vozidel podle max. rychlosti	16
tab. 10.: Dynamická kolová síla	17
tab. 11.: Systémy napájení vozidla	19
tab. 12.: Celková hmotnost jednotky	21
tab. 13.: Parametry nárazky na podvozku	23
tab. 14.: Hodnoty příčných vůlí pro $R = 150$ m a $R = 250$ m	23
tab. 15.: Parametry vozidla pro výpočet obrysu pro konstrukci	25
tab. 16.: Šířkové zúžení pro odlehlosti $n_{a,i}$	27
tab. 17.: Výšková redukce pro odlehlosti $n_{a,i}$	29
tab. 18.: Výšková redukce pro odlehlosti $n_{a,i}$	30
tab. 19.: Odlehlosti $n_{a,i}$ pro vytvoření hraniční obálky	31
tab. 20.: Normální užitečné zatížení VV	33
tab. 21.: TGV Duplex - technické parametry	34
tab. 22.: Hmotnostní bilance skříně VV	35
tab. 23.: Hmotnostní bilance VV	36
tab. 24.: Statické nápravové zatížení VV pro stav PV a PL	37
tab. 25.: Statické kolové zatížení pro stav PV a PL	38
tab. 26.: Normální užitečné zatížení hlavového vozu	38
tab. 27.: Hmotnostní bilance skříně HV	39
tab. 28.: Hmotnostní bilance HV	40
tab. 29.: Statické nápravové zatížení HV pro stav PV a PL	41
tab. 30.: Statické kolové zatížení HV pro stav PV a PL	41
tab. 31.: Hodnoty tuhostí pro výpočet vlastních frekvencí	60
tab. 32.: Parametry modelu pro výpočet vlastních frekvencí	60
tab. 33.: Vlastní frekvence	61
tab. 34.: Výpis vlastních čísel pro rychlost $v = 385$ km/h	65
tab. 38.: Parametry navržené vzduchové pružiny	77

Seznam příloh:

Přiložené:

- Příloha č.1.: Typový výkres čelního a vloženého vozu vysokorychlostní jednotky
Příloha č.2.: Sestavný výkres trakčního podvozku vloženého vozu

Obsah CD:

- Příloha č.3.: Výpočtový program pro stanovení obrysu pro konstrukci vloženého vozu
Příloha č.4.: Výpočtový program hmotnostní bilance vloženého vozu
Příloha č.5.: Výpočtový program hmotnostní bilance hlavového vozu
Příloha č.6.: Matematický model vozu - 4DOF
Příloha č.7.: MBS model - 4DOF
Příloha č.8.: MBS model - Jízda v přímé trati
Příloha č.9.: MBS model - Jízda zkušební obloukem
Příloha č.10.: MBS model - Zkručovací zkouška
Příloha č.11.: CAD model trakčního podvozku vloženého vozu