

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2301T001 Dopravní a manipulační technika

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Studie podvozku pro regionální vozidlo

Autor: **Bc. Jiří Štěno**

Vedoucí práce: **Doc. Ing. Petr HELLER, CSc.**

Akademický rok 2013/2014

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Jiří ŠTĚNO**
Osobní číslo: **S12N0027P**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní a manipulační technika**
Název tématu: **Studie podvozku pro regionální vozidlo**
Zadávající katedra: **Katedra konstruování strojů**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Základní požadavky:

Studie trakčního podvozku pro regionální vozidlo. Výkon trakčního motoru cca 230 kW. Hledat cesty pro nízkou hmotnost a dobré jízdní vlastnosti. Využít nestandardní způsoby vypružení.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. Rešerše současných podvozků pro regionální vozidla.
2. Návrh vlastního koncepčního řešení.
3. Celková dispozice podvozku.
4. Pevnostní výpočet vybraného dílu.
5. Výrobní výkres vybraného dílu.

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

HELLER, P., DOSTÁL, J. Kolejová vozidla I. Plzeň: ZČU, 2007

HELLER, P., DOSTÁL, J. Kolejová vozidla II. Plzeň: ZČU, 2009

HELLER, P., DOSTÁL, J. Kolejová vozidla III. Plzeň: ZČU, 2011

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


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

Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. Petr Heller, CSc.**
Regionální technologický institut
Konzultant diplomové práce: **Ing. Robert Zemánek**
Konstrukční kancelář Ing. Robert Zemánek

Datum zadání diplomové práce: **23. září 2013**
Termín odevzdání diplomové práce: **23. května 2014**


Doc. Ing. Jiří Staněk, CSc.
děkan




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

V Plzni dne 23. září 2013

Prohlášení o autorství

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

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

V Plzni dne:

.....
podpis autora

Poděkování

Děkuji svému vedoucímu diplomové práce Doc. Ing. Petru Hellerovi, CSc. za odborné vedení, poskytnutí množství informací, ochotu a trpělivost po celou dobu naší spolupráce.

Dále děkuji Ing. Robertu Zemánkovi za poskytnutí odborné konzultace, množství dat a cenných rad.

Děkuji Ing. Petru Kořarovi z firmy Knorr-Bremse za rychlou komunikaci a informace.

Rád bych poděkoval celé své rodině za trpělivost a hlavně děkuji svým rodičům za to, že mi dali prostor pro dokončení práce. Na závěr děkuji Ing. Veronice Vavruňkové, Ph.D. za pečlivé pročtení textu a provedenou jazykovou korekturu.

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Bc. Štěno	Jméno Jiří	
STUDIJNÍ OBOR	2301T001 „Dopravní a manipulační technika“		
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Heller, CSc.	Jméno Petr	
PRACOVÍŠTĚ	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Studie podvozku pro regionální vozidlo		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2014
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	83	TEXTOVÁ ČÁST	58	GRAFICKÁ ČÁST	67
---------------	----	---------------------	----	----------------------	----

<p style="text-align: center;">STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</p> <p>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>Diplomová práce obsahuje přehled podvozků pro regionální vozidla, souhrn poznatků a možností. Studie se zabývá možností úspory celkové hmotnosti podvozku pomocí nestandardního způsobu primárního vypružení. V konstrukční části byl navržen podvozek s primárním vypružením pomocí torzní tyče a s vedením dvojkolí kyvným ramenem. Cílem bylo posoudit, zda navrhovaný způsob vypružení dokáže přinést úsporu hmotnosti.</p>
<p style="text-align: center;">KLÍČOVÁ SLOVA</p> <p style="text-align: center;">ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</p>	<p>regionální jednotka, elektrická jednotka, trakční podvozek, primární vypružení, torzní tyč, zkrutná tyč, vedení dvojkolí, kyvné rameno, kývačka, hmotnost</p>

SUMMARY OF DIPLOMA (BACHELOR) SHEET

AUTHOR	Surname Bc. Štěno	Name Jiří	
FIELD OF STUDY	2301T001 “Transport Vehicles and Handling Machinery“		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Heller, CSc.	Name Petr	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Research Study of a Traction Bogie for an Electrical Regional Unit		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2014
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	83	TEXT PART	58	GRAPHICAL PART	67
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	<p>This diploma thesis contains traction bogie survey for regional multiple units, summary of information and possibilities. Research study is about mass reduction by using unusual suspension. In the design part a traction bogie was designed. There are torsion bars used in primary suspension. The wheelset guidance is performed by swing arm. The objective of thesis is to assess possible mass reduction.</p>
KEY WORDS	<p>regional train, electric multiple unit, EMU, motor bogie, traction bogie, primary suspension, wheelset guidance, swing arm, mass</p>

Obsah

Přehled použitých zkratk	8
Přehled použitých symbolů	8
1 Úvod	10
1.1 Cíle práce	11
2 Základní pojmy	12
3 Přehled vozidel provozovaných v České Republice	14
4 Rešerše současných podvozků pro regionální vozidla	17
4.1 Podvozky jednonápravové	18
4.2 Podvozky dvounápravové	18
4.2.1 Siemens SF 5000 E TDG	18
4.2.2 Siemens SF 500 DSW	20
4.2.3 Siemens SF 6500	20
4.2.4 Siemens SF 7000	21
4.2.5 Bombardier série 3 Electrostar	22
4.2.6 Bombardier podvozek Regina	23
4.2.7 Podvozky Bombardier ET 432 – 426	24
4.2.8 Bombardier C20	24
4.2.9 Bombardier FLEXX Compact	25
4.2.10 Bombardier FLEXX Eco	25
4.2.11 Stork série podvozků RMO 9000 flexy	26
4.2.12 TransTec podvozek pro příměstské dráhy S-Bahn	27
4.2.13 Další podvozky světových výrobců	28
4.2.14 Podvozek Škoda 7 Ev	28
4.2.15 Trakční podvozek jednotky řady 471	29
4.3 Shrnutí	30
5 Návrh řešení	32
5.1 Filozofie návrhu a úspora hmotnosti	32
5.2 Volba pohonu, brzd a referenčního vozidla	35
5.3 Výpočet vypružení	37
5.4 Volba ložiska	43
5.5 Výpočet nápravy	43
5.6 Návrh kývačky	48
5.7 Návrh podvozku	59
5.8 Rám podvozku	62
5.9 Zhodnocení návrhu	64
6 Technicko-ekonomické zhodnocení	67
7 Závěr	68
Seznam použité literatury	69
Použitý software	71
Seznam obrázků	71
Seznam tabulek	73
Seznam příloh	73
Seznam výkresů	73

Přehled použitých zkratk

TDG	Trakční podvozek (Triebdrehgestell)
TK	temeno kolejnice

Přehled použitých symbolů

A	sklon kývačky	(°)
b	polovina vzdálenosti středů ložisek	(mm)
d	vnitřní průměr torzní tyče	(mm)
d'	průměr vývrtu nápravy	(mm)
D	vnější průměr	(mm)
D_A	maximální průměr	(mm)
F_f	přítlačná síla na brzdový kotouč	(N)
$F_{brzdná}$	maximální brzdná síla	(N)
$F_{tlumič}$	maximální tlumící síla	(N)
E	vertikální vzduchová mezera	(mm)
f_p	první vlastní frekvence prázdného vozidla	(Hz)
f_L	první vlastní frekvence plně obsazeného	(Hz)
F	zatěžující síla	(N)
g	tíhové zrychlení	(ms ⁻²)
G	modul pružnosti ve smyku	(MPa)
h_N	konstrukční výška měchu	(mm)
h_1	výška těžiště	(mm)
H	vodorovná síla (příčný směr)	(N)
HT	pracovní výška	(mm)
i	počet náprav	(-)
$I_{kýv}$	moment setrvačnosti kývačky	(kg·mm ²)
J_p	polární kvadratický moment setrvačnosti	(mm ⁴)
k_c	celková tuhost vypružení	(N/m)
k_1	tuhost jedné pružiny primárního vypružení	(N/m)
k_2	tuhost jedné pružiny sekundárního vypružení	(N/m)
K	součinitel koncentrace napětí	(-)
L	délka kývačky	(mm)
m_{dv}	hmotnost dvojkolí	(kg)
m_{ep}	hmotnost při výjimečném užitečném zatížení	(kg)
m_{kolo}	hmotnost kola	(kg)
m_{ld}	hmotnost ložiskového domku	(kg)
m_L	hmotnost loženého vozidla	(kg)
$m_{náprava}$	hmotnost nápravy	(kg)
m_p	hmotnost rámu podvozku	(kg)
m_{pb}	hmotnost běžného podvozku	(kg)
m_{ph}	hmotnost hnacího podvozku	(kg)
m_s	hmotnost skříně vozidla	(kg)
$m_{už}$	výjimečné užitečné zatížení	(kg)
m_{wo}	hmotnost v provozu	(kg)
M	krouticí moment	(Nm)
P_1	svislá síla	(kN)

P_{1L}	síly na jednotlivé pružiny pod loženým vozem (primární vypružení)	(kN)
P_{1L}	síly na jednotlivé pružiny pod loženým vozem (sekundární vypružení)	(kN)
P_{1p}	síly na jednotlivé pružiny pod prázdným vozem (primární vypružení)	(kN)
P_{2p}	síly na jednotlivé pružiny pod prázdným vozem (sekundární vypružení)	(kN)
R	poloměr kola	(mm)
R_b	poloměr brzdového kotouče	(mm)
R_e	mez kluzu	(MPa)
R_m	mez pevnosti	(MPa)
y	poměr tuhosti vypružení	(-)
y_p	poměr celkové tuhosti primárního a sekundárního vypružení pro prázdné vozidlo	(-)
y_L	poměr celkové tuhosti primárního a sekundárního vypružení pro ložené vozidlo	(-)
z_{dyn}	dynamická stlačení pružiny	(mm)
$z_{už}$	maximální užitečné stlačení	(mm)
z_{1dyn}	dynamické stlačení	(mm)
z_{1p}	stlačení pružiny pod prázdným vozem (primární vypružení)	(mm)
z_{2p}	stlačení pružiny pod prázdným vozem (sekundární vypružení)	(mm)
z_{1L}	stlačení pružiny pod loženým vozem (primární vypružení)	(mm)
z_{2L}	stlačení pružiny pod loženým vozem (sekundární vypružení)	(mm)
σ	napětí	(MPa)
τ_{dov}	mezní napětí	(MPa)
τ_k	napětí v torzní tyči	(MPa)
τ_{1DL}	napětí při dynamickém namáhání primárního vypružení	(MPa)
Γ	součinitel tření kotoučové brzdy	(-)
μ	součinitel adheze mezi kolem a kolejnicí	(-)

1 Úvod

Osobní železniční doprava je z ekologického hlediska jednou z nejšetrnějších variant, která se výborně uplatňuje jak na tratích na krátkou vzdálenost, tak na dálkových spojích. V současné době v tomto odvětví dochází k výrazným změnám. Cestující požadují, aby byla železniční doprava rychlá a flexibilní, bezbariérová, komfortní a ekonomická, a tak vlastně nepřímo ovlivňují trend, kterým se tato doprava vyvíjí. Motorové a elektrické vozy a jednotky tak prochází v současnosti rozsáhlým inovačním vývojem. Dochází k upouštění od tradičních vlaků, které byly sestavovány z lokomotiv a osobních vozů. Nový směr vede k vývoji ucelených jednotek, které jsou v optimálním složení a přepravují cestující na pravidelných linkách. Posun k motorovým a elektrickým vozům a jednotkám tedy vede k získání mnoha technických a především ekonomických výhod oproti konvenčním vlakům, které táhly lokomotivy.

Při konstrukci motorových a elektrických vozů a jednotek se dbá především na lehkou stavbu a zvýšení kvality jízdních vlastností v regionálním rychlíkovém provozu. Sledovaným parametrem je takzvaná měrná hmotnost, což je poměr celkové hmotnosti vozidla k hmotnosti sedadla. Pro dosažení příznivější hodnoty měrné hmotnosti vozové skříně se zde uplatňuje použití hliníkových slitin. Tento pohled a sledování hmotnosti je obzvláště významný ve stavbě elektrických jednotek pro příměstskou i vysokorychlostní dopravu. Sledováním měrné hmotnosti a držetím její hodnoty na přípustné hranici lze přispět ke snížení potřebných rozjezdových sil, výkonů a tím i k ovlivnění spotřeby energie. Dosahovaná měrná hmotnost je u prázdného vozu u příměstských jednotek až 450 kg/sedadlo.

Snížení celkové hmotnosti lze docílit nejen použitím lehkých hliníkových slitin, ale i snížením hmotnosti v pojezdu vozidla. Jedním z požadavků cestujících je i komfortní a plynulá doprava, což představuje v oblasti konstrukce nároky na dobré odpružení motorových a elektrických vozů a jednotek. Velkou roli však hraje i ekonomické hledisko, které pak určuje míru realizování daného návrhu. Tento dílčí problém se stal motivací této práce, ve které je řešen návrh primárního vypružení vozů s cílem snížit celkovou hmotnost konstrukční části podvozku, a tím ovlivnit ekonomické hledisko.

1.1 Cíle práce

V teoretické části shrnout současně používané podvozky pro regionální vozidla. Zhodnotit koncepce a provést vlastní koncepční řešení trakčního podvozku. Využít nestandardní způsoby vypružení a zároveň hledat cestu pro nízkou hmotnost a dobré jízdní vlastnosti.

Cílem práce bylo:

- využít poznatky ze současných podvozků
- pokusit se navrhnout způsob primárního vypružení a vedení dvojkolí
- aplikovat návrh do konstrukčního řešení podvozku
- zhodnotit celkové vlastnosti podvozku
- technicko-ekonomické zhodnocení

2 Základní pojmy

Charakteristika regionálních vozidel

Regionální vozidla poskytují rychlé a pohodlné cestování na tratích s menší frekvencí cestujících. Trendem je ústup od lokomotivních vlaků, které jsou pro tento účel nevhodné, a místo nich se používají motorových jednotek lehkého provedení, závislé i nezávislé trakce, tedy elektrické resp. dieselelektrické či diesellové jednotky. Bývají to dvoučlánkové kloubové nebo článkové motorové jednotky. Soupravy bývají plně průchozí a pohodlný, rychlý nástup umožňuje nízká podlaha.

Motorové a elektrické vozy a jednotky

Motorové vozy jsou hnací vozidla motorové trakce, elektrické vozy jsou hnací vozidla elektrické trakce. Skládají se z vozové skříně pro přepravu cestujících, kabiny a stanoviště pro strojvedoucího. Uspořádání vybavení interiéru vozové skříně pro cestující je podobné jako u osobních vozů, součástí je vytápění, větrání případně klimatizace, osvětlení, informační systémy. Kabiny a místa strojvedoucího jsou obvykle umístěny na obou koncích skříně (což představuje další výhodu tj. rychlou variabilitu, při změně v jízdě trase) někdy jsou s čelními dveřmi a přechodovými můstky. Trendem u motorových a elektrických vozů je navrhovat a stavět modulární sestavy, velice žádoucí je konstrukce v částečně nízkopodlažním provedení. Na méně zatížených tratích, kde je požadavek na ekonomický provoz, lze uplatnit asynchronní nebo synchronní trakční motory, kdy při zachování přijatelné výše nápravového zatížení (≤ 170 kN) lze vytvořit koncepční „modulární“ řešení elektrických vozů. Využití rekuperačního brzdění, které je energeticky poměrně efektivní, u těchto vozidel se střídavým přenosem výkonu, dosahuje až 50 % rozjezdové energie, což v příměstském provozu představuje úsporu 20 - 30 % celkové spotřeby energie. [1]

Hnací agregát motorových vozů a jednotek bývá umístěn pod hlavním rámem skříně vozidla, aby nedocházelo k nežádoucímu záběru místa a tím k zvýšení obsaditelnosti. Pohonnou jednotkou je naftový spalovací motor o výkonu od cca 175 - 630 kW (u výkonů do cca 350 kW zpravidla automobilový). Pouze pro větší výkony nebo náročnější klimatické podmínky je umístěn ve strojovně. Této dispozici odpovídá provedení naftového spalovacího motoru (plochý, řadový nebo stojatý s uspořádáním do V), přenosu výkonu i uspořádání pojezdové části. [1]

Motorové nebo elektrické vozy se vyskytují nejčastěji ve spojení s připojením několika osobních vozů s lehkou konstrukcí a stavbou. Spojení motorového vozu s dalším motorovým vozem tvoří motorový nebo elektrický vlak, přizpůsobovaný svou skladbou momentální potřebě provozu. Vzájemné spojení vozů vlaku je zpravidla provedeno klasickým spřáhlem (šroubovkou) a nárazníky. [1]

Takzvané kolejové autobusy, což jsou lehké dvounápravové motorové vozy s výkony 150 až 300 kW, našly dobré uplatnění v místní a regionální dopravě. Používá se zde váhově příznivý hydromechanický přenos výkonu s jednonápravovými podvozky v uspořádání pojezdu 1' A'. V náročném terénu, kde jsou výrazné sklonové poměry lze použít elektrický přenos výkonu v uspořádání pojezdu A' A'. Nejčastějším konstrukčním provedením vozů je především jednopodlažní provedení, dvoupodlažní uspořádání není příliš časté, přesto ho lze vidět například v Německu. [1]

U motorových vozů střední (200 - 400) kW a vyšší výkonové kategorie (> 400 kW) se používá koncepce čtyřnápravových podvozkových vozidel při hydromechanickém či

hydrodynamickém přenosu výkonu s uspořádáním pojezdu 2' B' nebo (1A) (A1). Případně při elektrickém přenosu výkonu s uspořádáním pojezdu 2' Bo' nebo (1A) (A1). [1]

Výrobci motorových či elektrických vozů a jednotek sestavují motorové či elektrické vozy a jednotky podle konkrétních provozních podmínek daných odběratelem. Sestavy tvoří optimalizovaná konfigurace dvou-, tří- nebo čtyř-vozového provedení. Jednotlivé vozy bývají spojeny centrálním spřáhlem (poloautomatické nebo automatické) a jsou propojeny vlakovou sběrníci. [1]

Dále vedle klasické koncepce jednotek (čtyřnápravové podvozkové vozy) existují článkové jednotky, které jsou opatřeny tzv. Jakobsovými podvozky, které umožňují společné uložení dvou sousedních skříní (Desiro Clasic - Siemens, Talent a Itino - Bombardier, Coradia LINT - Alstom aj.). Výhodou této koncepce článkových jednotek je úspora hmotnosti pojezdové části. Dále byly vyvinuty i jednotky s navěšenými krajními články (GTW 2/6 - Stadler, SLM - Adtranz) nebo jednotky s nesenými články (Integral - Jenbacher Energiesysteme) a jednonápravovými podvozky (LIREX Experimental – Alstom LHB + DB). [1]

Celkový instalovaný výkon je závislý na koncepčním řešení jednotky, tj. na počtu hnacích dvojkolí. U příměstských jednotek se instalovaný výkon na dvojkolí pohybuje v rozmezí 100 až 200 kW/na nápravu, u rychlíkových a expresních vysokorychlostních jednotek se zvyšuje na hodnotu 250 až 500 kW/na nápravu. [1]

Motorové vozy pro motorové vlaky a jednotky trakčního výkonu (400 - 500) kW jsou při důsledně lehké stavbě vozidel schopny zajišťovat osobní i regionální rychlíkovou dopravu maximálními rychlostmi (100 - 160) km/h ve tří- nebo čtyř-vozové skladbě soupravy; např. třívozová souprava tvořena motorovým vozem, koncovým řídicím vozem opatřeným stanovištěm strojvedoucího pro opačný směr jízdy a vloženým vozem. Uvedené rozmezí trakčního výkonu na obvodě hnacích kol 400 - 500 kW, kterému odpovídá přibližně 500 až 630 kW užitečného výkonu naftového spalovacího motoru, lze považovat ve střeoevropských podmínkách na vedlejších tratích za horní pásmo pro účelné uplatnění motorových vozů. [1]

Omezená výše měrného výkonu v motorové trakci brání uplatnění motorových jednotek, poháněných spalovacími motory, ve vysokorychlostní dopravě, neboť potřeba velkého hnacího výkonu ($P \approx v^3$) způsobuje nárůst hmotnosti vozidla a nápravových sil. Tím se dostávají do střetu se zájmem snížit jejich velikost s ohledem na výši dynamického namáhání a únosnost koleje. [1]

V současnosti dochází k výraznému modernizování tratí, na kterých dochází ke zvyšování rychlosti ve směrových obloucích. Tento trend vede k výraznému vývoji v konstrukci pojezdu motorových a elektrických jednotek (podvozků a vypražení), což vede k zavádění systémů naklápění vozové skříně a systémů rejdovných dvojkolí. V těchto konstrukčních úpravách je pak nutné řešit otázky zvýšení bezpečnosti proti vykolejení a snížení nároků na údržbu tratí. [1]

3 Přehled vozidel provozovaných v České Republice

Většina regionální tratí není elektrifikována a provozují se na nich vozidla nezávislé trakce, tedy motorové vozy a motorové jednotky s dieselvými motory. Elektrické vozy jsou v českých zemích spojeny s předměstskou dopravou, ovšem s výjimkami. V této kapitole budou uvedeny vozidla provozovaná v současnosti s popisem zaměřeným na přenos výkonu a pojezdovou část.

Mezi motorovými vozy to jsou řady 810, 840, 841, 842, 843 a 854.

Jako motorové vozy řad 840 a 841 jsou označeny dvě verze vozidel Stadler Regio-Shuttle RS1. ČD je pojmenovaly obchodním názvem RegioSpider. Motorové vozy pro Liberecký kraj označené řadou 840 mají jiný převodový poměr než řada 841 určená pro Kraj Vysočina. Důvodem je sklonově náročná trať z Tanvaldu do Harrachova. Jedná se o čtyřnápravové podvozkové vozy s hydromechanickým přenosem výkonu. Dvounápravové podvozky mají obě nápravy poháněné, čili pojezd B'B'. Rám podvozku má tvar H. Vedení dvojkolí je ojníčkové. Primární vypružení tvoří dvojice vinutých pružin a sekundární vypružení pneumatické měchy. Kvůli vysokému podílu nízké podlahy jsou použita dvojkolí, jejichž průměr je 710 až 770 mm. Brzdové kotouče jsou umístěny na nápravách. Prvnímu dvojkolí přísluší jeden kotouč, na druhém jsou kotouče dva. Podélné síly mezi skříní a podvozkem jsou přenášeny tažně tlačnou tyčí ukotvenou na příčnicku rámu podvozku.

Vůz 843 konstrukčně vychází z vozu 842. Převzat je pojezd řešený dvěma dvounápravovými podvozky. Hlavním rozdílem je přenos výkonu. Hydromechanický přenos byl nahrazen elektrickým, a to střídavě stejnosměrný. Uspořádání pojezdu se změnilo z (1A)'(A1)' na uspořádání Bo'Bo'. Nápravy jsou poháněny tlakovými trakčními elektromotory s valivým uložením. Pohon je na obrázku 1. Je možné si všimnout kotoučových brzd na kolech a inarážek otočného čepu skříně. Vazba mezi skříní a podvozkem je tedy antiparalelogramem, tzv. lemniskátovým mechanismem. Z obrázku 2 je patrný způsob provedení dvoustupňového vypružení podvozku. Oba vozy jsou provozovány v soupravách s přípojnými vozy. Za zmínku stojí, že druhý prototypový vůz 842.002 byl vybaven nuceným radiálním řízením dvojkolí v oblouku [2].



Obrázek 1: Pohon podvozku vozu 843[3]



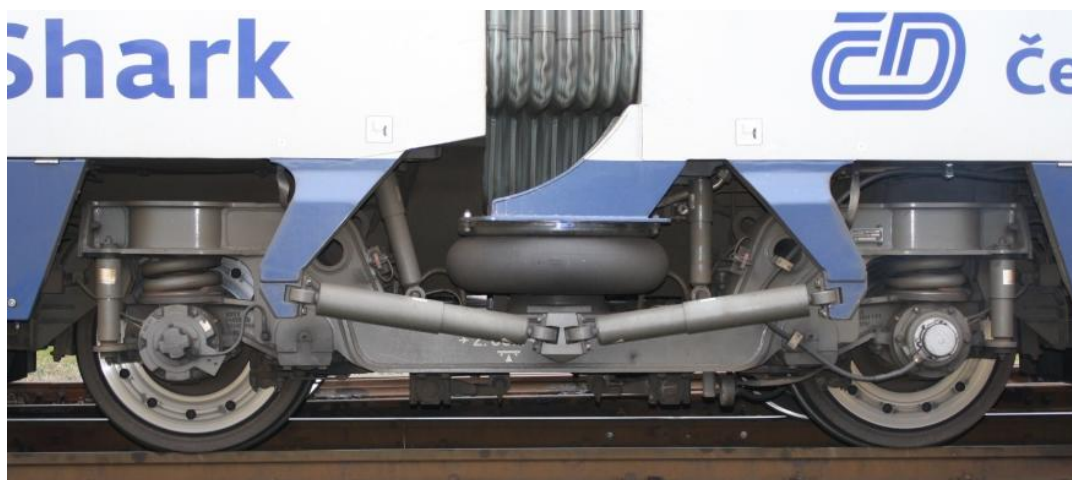
Obrázek 2: Vypružení trakčního podvozku vozu 843

Řada 854 vznikla modernizací řad 852 a 853. Přenos výkonu je hydrodynamický a uspořádání pojezdu B'2'.

Na českých železnicích jsou velmi rozšířené vozy řady 810, které mají hydromechanický přenos výkonu a pojezd s uspořádáním 1'A'.

Z motorových vozů řady 810 a přípojných vozů řady 010 vznikaly modernizací firmou Pars nova Šumperk jednotky řady 814. České dráhy vlastní dvouvozové i přívozové jednotky, jenž dostaly obchodní název Regionova, resp. Regionova Trio. Přenos výkonu je hydromechanický a poháněno je pouze první dvojkolím na dvouvozové jednotce, uspořádání tedy A'1' + 1'1'. Na třívozové jednotce je uspořádání A'1' + 1'1' + 1'A'.

Další motorovou jednotkou provozovanou v ČR je PESA Link II, které bylo Drážním úřadem přiděleno řadové označení 844. ČD ji provozují pod obchodním názvem RegioShark. Jedná se o dvoučlánkové jednotky s uspořádáním pojezdu B'2'B'. Výkon je přenášen hydromechanicky. Prostřední podvozek je běžný typu Jakobs. Jeden konec článku je uložen na tomto podvozku a druhý článek spočívá kloubově na něm, jak je vidět na obrázku 3.



Obrázek 3: Jakobsův podvozek na jednotce řady 844

Elektrické jednotky provozované v tuzemsku jsou řady 451 a 452, jejich nástupce 471, dále 460, 480, 560, 680 a konečně jednotky typového označení Škoda 7Ev, nesoucí označení řad 440, 640, 650.

Řada 451 a později vyrobená řada 452 jsou téměř shodné. Odlišují se typem kompresoru, typem brzdíčů, úpravami v budících obvodech a úpravami v interiéru. Jsou provozovány jako tři až šestivozové jednotky, kde vždy krajní vozy jsou elektrické. Třívozová souprava má tedy uspořádání pojezdu Bo'Bo' + 2'2' + Bo'Bo'. Určeny jsou pro příměstský provoz a významná je

pro tyto jednotky nízká podlaha ve střední části skříně, kde jsou hlavně nástupní prostory. Její výška je 580 mm nad temenem kolejnice (TK). Podvozky jsou pensylvánského typu s rozsochovým vedením. Pensylvánské podvozky jsou typické svými jhy, jež vážou obě dvojkolí a zachovávají trvale jejich rovnoběžnost. Vypružení je tvořeno kombinací šroubových a listových pružin, jak je patrné z obrázku 4, na němž je běžný podvozek. Konceptně shodný je i trakční podvozek, jehož stejnosměrné sériové trakční motory jsou v podvozku uloženy tlapově. [4] [5]



Obrázek 4: Běžný podvozek řady 451 a 452[6]

Jednotka řady 560 je určena pro napájecí soustavu 25 kV, 50 Hz a je vůbec první střídavou elektrickou jednotkou provozovanou na českém území. Soupravy jsou v provozu v pěti a šestivozovém provedení, přičemž krajní vozy jsou elektrické s uspořádáním pojezdu B'B', tzn. skupinový pohon dvojkolí. Stejnosměrný sériový trakční motor je uložen podélně ve skříně vozidla a přes kloubové hřídele a nápravové převodovky pohání obě dvojkolí přilehlého podvozku. [4]

Řada 460 vychází z řady 560, přičemž je použita stejná konstrukce vozidlové skříně. Napájecí soustava je však 3 kV ss a pohon dvojkolí je individuální. Stejnosměrné sériové trakční motory jsou opět uloženy tlapově. [4]

Dvoupodlažní elektrická jednotka řady 471 nese obchodní název City Elefant. Určena je pro provoz na příměstských tratích napájených stejnosměrným napětím 3 kV. Třívozová souprava se skládá z elektrického, vloženého a řídicího vozu. Uspořádání pojezdu je Bo'Bo' + 2'2' + 2'2'. Konceptí trakčního podvozku se zabývá kapitola 4.2.15.

Škoda 7Ev byly vyvinuty na objednávku ČD a nesou obchodní název RegioPanter. Jejich určení je především pro elektrifikované regionální tratě. Řada 440 je třívozová jednotka jednosystémová (3 kV ss), řada 650 je třívozová dvousystémová (3 kV ss a 25 kV 50 Hz) a řada 640 je dvouvozová dvousystémová. Dvouvozová jednotka má uspořádání pojezdu Bo'2' + 2'Bo', třívozová pak Bo'2' + Bo'2' + 2'Bo'. Podvozek bude detailně popsán v kapitole 4.2.14.

Řadové označení 480 přidělil Drážní úřad pětidílným soupravám Stadler FLIRT. Ty provozuje dopravce LEO Express na trase Praha-Pardubice-Olomouc-Ostrava-Bohumín, z čehož plyne elektrická výzbroj pro napájecí systém 3 kV ss. Dopravce upozorňuje na údajně nejvyšší akcelerační koeficient v Česku, a sice $1,2 \text{ ms}^{-2}$ [7]. Jednotky jsou nízkopodlažní s 90% podílem nízké podlahy o výšce 780 mm nad TK. Vždy pod dvěma sousedními články se nachází Jakobsovy podvozky, na koních soupravy jsou podvozky trakční s individuálním pohonem asynchronními trakčními motory. Obrázek 5 zachycuje trakční podvozek, na němž

je vidět primární vypružení vinutou pružinou, vedení dvojkolí kývačkou, sekundární vzduchové vypružení a kotoučová brzda s kotouči v kolech. Průměr kol je 870 mm.



Obrázek 5: Trakční podvozek řady 480[8]

Třísystémová sedmivozová jednotka 680 je zde uvedena spíše pro úplnost. Jedná se totiž o vysokorychlostní jednotku s aktivním naklápěním vozidlové skříně. Výrobce Alstom tuto sérii vysokorychlostních vozidel nazývá Pendolino, právě podle naklápěcího systému. Konstrukčně vychází z devítovozové jednotky řady ETR 470, provozované dopravcem Cisalpino. Mezi vysokorychlostní jednotky ji řadí maximální rychlost 230 km/h. Nutno dodat, že nejvyšší povolená rychlost na českých železnicích je 160 km/h. Každý vůz spočívá na dvou dvounápravových podvozcích, přičemž každý lichý vůz má podvozky trakční. Takový elektrický vůz má vždy dva asynchronní trakční motory podélně umístěné pod rámem vozidlové skříně. Od nich je výkon přenášěn přes kloubové hřídele na nápravu bližší středu vozidla. Pohon není skupinový, protože podvozky nesou naklápěcí ústrojí s hydraulickými válci a nezbyvá prostor pro mezi nápravový kloubový hřídel. Primární i sekundární vypružení je provedeno šroubovitými pružinami.

4 Rešerše současných podvozků pro regionální vozidla

Regionální vozidla jako taková nemají dlouhou historii, tato oblast je postavena na konstrukci motorových případně elektrických vozů, se kterou se vyvíjely i trakční a běžné podvozky. Oba podvozky mají obvykle sekundární pneumatické vypružení. Charakteristické pro trakční podvozky (v závislosti na koncepci vozidla) je skupinový pohon dvojkolí od hydromechanické převodovky (pro vozidla nezávislé trakce). U vozidel závislé trakce je obvykle individuální pohon každého dvojkolí. Průměry dvojkolí se pohybují pod 840 mm, nejčastěji 770 mm. Průměr dvojkolí tedy vede ke snaze o snížení podlahy i v oblasti podvozku, aby rozdíl podlahy v nízkopodlažní části a podlahy nad podvozkem se dal překonat maximálně dvěma schody. Běžné podvozky se vyskytují často u dvou a více-článekového vozidla, jako společné pro dvě skříně, tedy typu Jakobs. Vše je konstruováno tak, aby byla celková hmotnost celého vozidla co nejnižší a podíl nízké podlahy na celé jednotce byl co největší. Standardní konstrukce běžných podvozků se v podstatě téměř neliší od podvozků pro osobní vozy. Sekundární vypružení je vždy pneumatické. [5]

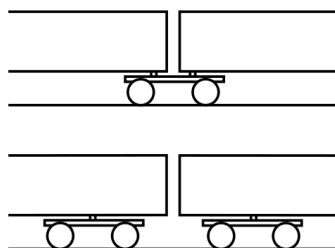
4.1 Podvozky jednonápravové

Jednonápravové podvozky se u regionálních vozidel vyskytují ojediněle. Nacházejí se například u rekonstruovaných vozidel Regionova. Koncepce celého vozidla s jednonápravovými podvozky bývá neobvyklá a často končí pouze u prototypových vozidel, jakým je Alstom Coradia Lirex Experimental. [5]

4.2 Podvozky dvounápravové

Regionální vozidla jsou zpravidla elektrické či dieselelektrické jednotky dvou či více článkové. Pod trakčním vozem mají trakční podvozky, pod vloženými a přípojnými vozy jsou podvozky běžné.

U článkových regionálních jednotek nachází v poslední době uplatnění dvounápravové podvozky typu Jakobs. Je zde uplatňována jejich specifická vlastnost. Jakobsův podvozek umožňuje uložení konce skříně dvou vozů na jednom podvozku. Podle správné terminologie se už nejedná o vozy, ale o články, proto tedy článkové jednotky. Dosaženo je tím snížení počtu podvozků pod jednotkou, odpadá spřahovací ústrojí mezi vozidly a usnadní se plná průchodnost z jednoho článku do druhého. Důsledkem snížení počtu podvozků je nízká vlastní hmotnost jednotky, na což je v této kategorii vozidel kladen důraz. Běžné podvozky typu Jakobs umožňují vytvořit nízkou výšku podlahy od temene kolejnice. V oblasti přechodu mezi články, kam je tento podvozek situován, je tato důležitá vlastnost, usnadňuje se tím průchod mezi články a zvyšuje se podíl nízké podlahy pro celou jednotku. Nevýhodou této aplikace těchto podvozků je nutnost vyvážení obou sousedních skříní při poruše jednoho podvozku. Schéma na obrázku 6 ukazuje princip použití Jakobsova podvozku. Jednotky s podvozky typu Jakobs mají zpravidla hlavové vozy jako trakční.



Obrázek 6: Schéma Jakobsova podvozku - nahoře[9]

Tato práce je však zaměřena na podvozek trakční a budou dále zmiňovány trakční podvozky pro elektrické či dieselelektrické jednotky. Mezi následujícími podvozky pro elektrické jednotky jsou zařazeny i podvozky pro vozidla pro příměstský provoz, které bývají koncipovány jako dvoupodlažní. Požadavky na podvozky ovšem jsou podobné, příměstské vozidla a regionální se liší především v provedení vozidlové skříně. Není důležité, zda se jedná o podvozek pro regionální či příměstskou jednotku, takovéto podvozky jsou obecně určeny pro elektrickou či dieselelektrickou jednotku, což je jejich charakteristika. Tyto podvozky zde budou zařazeny pro širší rozhled mezi koncepcemi. Budou rozebrány jejich koncepce, to je: primární vypružení a vedení dvojkolí, sekundární vypružení a přenos tažných sil, pohon dvojkolí, konstrukce rámu, umístění a typ brzd.

4.2.1 Siemens SF 5000 E TDG

Tyto trakční podvozky (označení TDG) určené pro elektrické i dieselelektrické jednotky jsou navrženy pro elektrické jednotky s nejvyššími nároky pro provoz do rychlosti 200 km/h.

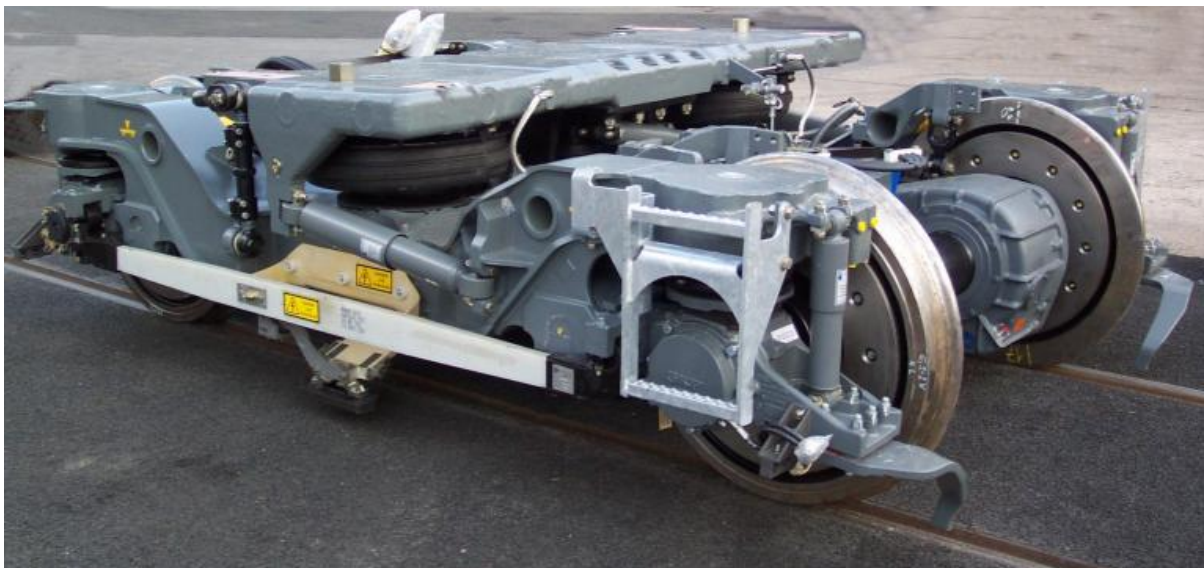
Podvozek má obvyklý dvoustupňový systém vypružení. Primární vypružení je provedeno vinutou pružinou umístěnou nad ložiskovými domky, doplněnou pryžovými elementy kvůli akustické a elektrické izolaci. Tlumení je zajištěno viskózním tlumičem a dvojkolí je vedeno kývačkami, které jsou s rámem spojeny přes elastická pouzdra. Sekundární vypružení je provedeno pneumatickými membránami s dvoubodovým regulačním ventilovým systémem pro kompenzaci různých zatěžovacích stavů. Dvojice torzních tyčí redukuje dynamické naklání vozidlové skříň v obloucích. Podvozek je možné opatřit dvěma tlumiči vlnivých pohybů podvozku pro zlepšení stability vozidla. Podélné síly jsou přenášeny na skříň vozidla přes tažně tlačnou tyč. Rám podvozku je otevřený, tvaru H, s prohnutými podélníky ve střední části, kde jsou situovány měchy pneumatického vypružení. Příčník spojující oba měchy slouží zároveň jako rezervoár stlačeného vzduchu a je na něm uložena skříň.

Motor je uložen příčně a je upevněn k rámu podvozku přes pryžové elementy kvůli akustické izolaci. Točivý moment je přenášen přes flexibilní zubovou spojku a přes čelní převodovku se šikmými zuby na dvojkolí. Převodová skříň je částečně zavěšena na rámu podvozku, pohon dvojkolí je tedy závěskový. Oddělení motoru od převodovky zubovou spojkou usnadňuje opravu dvojkolí, není nutná demontáž motoru. Brzdové kotouče integrované na kolech zajišťují mechanické brzdění.



Obrázek 7: Siemens SF 5000[10]

Podvozky ze série SF 5000 vyvinuté pro provoz ve Velké Británii nesou označení SF 5000 UK TDG (obr. 8).



Obrázek 8: Siemens SF 5000 UK[10]

4.2.2 Siemens SF 500 DSW

Podvozek SF 500 DSW (obr. 9) je odvozen od SF 500, které je určen pro vysokorychlostní jednotky. Typ DSW je určen pro dvoupodlažní elektrické jednotky s nízkou podlahou nástupních prostorů. Provedení podvozku i způsob vypružení je podobný jako u SF 5000: vedení kývačkou, primární vypružení vinutou pružinou, pneumatické sekundární vypružení. Přenos tažných sil je však přes otočný čep s vahadlem a ojnicemi.



Obrázek 9: Siemens SF 500 DSW[10]

4.2.3 Siemens SF 6500

Tyto podvozky vyhovují požadavkům moderních nízkopodlažních jednotek. Určen je zejména pro rychlíky a příměstské vlaky. Je použit na jednotkách Desiro MainLine. Uložení motoru a nízké provedení čelní převodovky se šikmými zuby umožňuje velice nízkou celkovou výšku podvozku. Trakční motory jsou chlazené vodou. Nápravové ložisko je

vedeno kývačkou a vinutá pružina primárního vypružení není umístěna nad ložiskovým domkem, jak bývá zvykem, nýbrž vedle něj v přední části, což je patrné z obrázku 10.



Obrázek 10: Siemens SF 6500[10]

4.2.4 Siemens SF 7000

Inovativní podvozek SF 7000 vznikl jako náhrada za SF 5000 a je použit na jednotkách Desiro City. Díky koncepci s vnitřním rámem má nižší hmotnost. Rozvor je také menší a nápravy jsou duté. Některé komponenty, jako jsou kývačky, jsou vyrobeny z oceli s vysokou mezí kluzu a tepelně zpracované, proto jsou štíhlejší. Všechna tato opatření uspořila na hmotnosti 37 % oproti SF 5000. Kvůli vnitřnímu rámu je prostor pro pohon značně omezen. Použit je konstrukčně krátký trakční motor, avšak s velkým průměrem a pohon dvojkolí je proveden hřídelí procházející dutým pastorkem se zubovou spojkou umožňující vzájemný pohyb při pružení. [11]

Na trakčním podvozku SF 7000 (obr. 11) jsou použity špalíkové brzdy z prostorových důvodů. Brzdové jednotky by se společně s vnitřním rámem a pohonem nevešly do rozkolí normálního rozchodu.

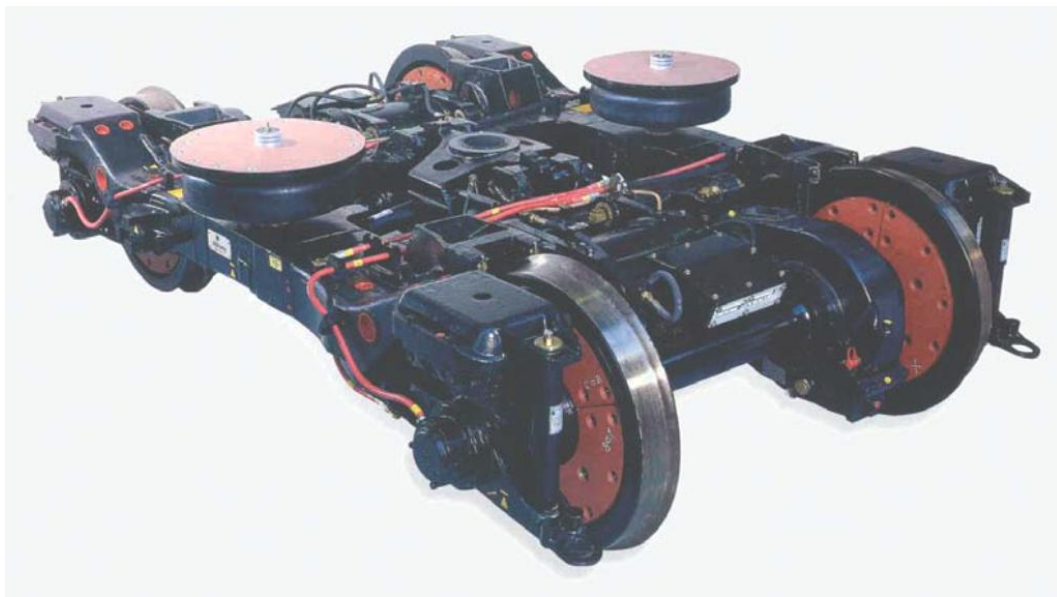


Obrázek 11: Hnací podvozek SF 7000[11]

4.2.5 Bombardier série 3 Electrostar

Electrostar varianta podvozku řady 3 byla vyvinuta pro elektrické jednotky 357 a 375 pro Velkou Británii.

Podvozek má otevřený H-rám. Vedení nápravy je pomocí kyvného ramene (dále jen kývačka) a klínové pryžové segmenty zajišťují primární vypružení. Sekundární vypružení je pneumatické, kombinované s elastomerní pružinou. Sekundární vertikální tlumení je za účelem redukce hmotnosti, nízké ceny a jednoduchosti provedeno přepouštěním vzduchu přes clonu, čili vzduchový tlumič. Trakční motor je uložen příčně pomocí tří silentbloků, pohon je závěskový. Přenos podélných sil na skříň vozidla je přes otočný čep. Brzdové kotouče jsou umístěny přímo na kolech.

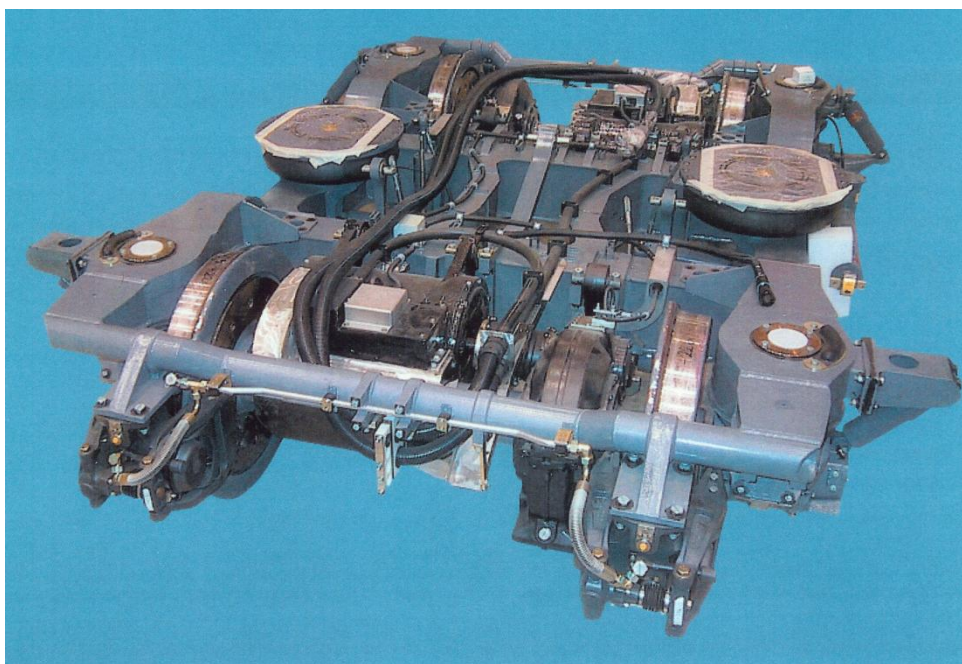


Obrázek 12: Bombardier Series 3 Electrostar [12]

4.2.6 Bombardier podvozek Regina

Tyto podvozky byly primárně navrženy pro provoz ve Skandinávii s využitím pro příměstská a regionální vozidla. Bombardier po vytvoření rodin podvozků FLEXX tento podvozek zařadil mezi ně pod názvem FLEXX Link.

Primární vypružení obsahuje vinutou pružinu a pryžový blok kvůli odhlučnění. Měkká charakteristika v kombinaci s vedením dvojkolí kývačkou využívá tzv. gravitační rejdrovosti dvojkolí. To způsobuje snížení opotřebení v malých obloucích. Hydraulické tlumiče jsou uloženy pod úhlem 45° , aby tlumily příčné i svislé pohyby. Sekundární vypružení je standardně pneumatické s torzním stabilizátorem a podélné síly na skříň přenáší tažné tlačná tyč. Rám podvozku je uzavřený čelníky trubkového průřezu, na kterých jsou upevněny čelisti kotoučové brzdy. Kotouče jsou přímo na kolech.



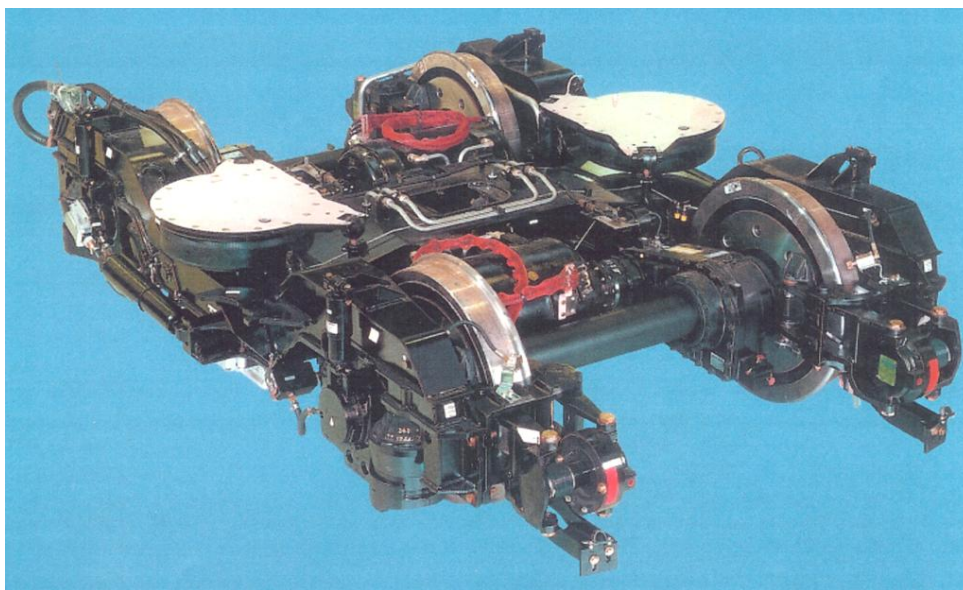
Obrázek 13: Bombardier Regina [13]

4.2.7 Podvozky Bombardier ET 432 – 426

Jsou určeny pro městskou a regionální dopravu, vykazují jednoduchou konstrukci a levný provoz.

Primární vypružení se skládá z dvojice kuželových pryžových pružin, které zároveň vedou dvojkolí. Umístěny jsou po obou stranách ložiskového domku a primární tlumení je hydraulickými tlumiči. V sekundárním vypružení se nachází pneumatické měchy, svislé a příčné hydraulické tlumiče a torzní stabilizátor. Do série k pneumatickému vypružení jsou přidány kuželové pryžové bloky, které zajišťují pružení v případě jeho nefunkčnosti.

Pohon se skládá z kapalinou chlazeného trakčního motoru a dvoustupňové převodovky. Moment je na převodovku přenášen přes torzně pružnou spojku. Čelisti kotoučové brzdy jsou umístěny na samém konci podvozku spolu se zařízením pro mazání okolků.

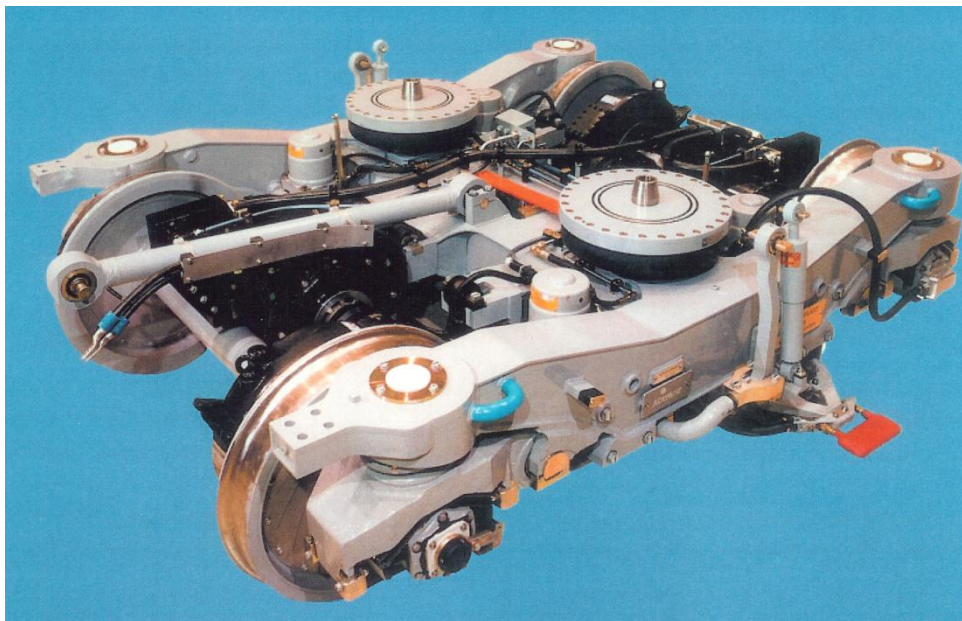


Obrázek 14: Bombardier ET 4xx[13]

4.2.8 Bombardier C20

Výrobce označuje C20 jako podvozek pro jednotky, ačkoliv byl nasazen pro Stockholmské metro.

Podvozek využívá rejdovosti dvojkolí za pomoci měkkého primárního vypružení a vedení kývačkou. Výrobce uvádí, že se tím sníží opotřebení kol o 70 % a odpor při průjezdu obloukem je o 80 % nižší než u konvenčních podvozků. Pohon je závěskový a mechanické brzdění je provedeno špalíkovou brzdou. Podélné síly se přenáší na skříň tažně tlačnou tyčí. Na podvozku jsou prvky snižující vibrace a hluk: kombinace pryžového bloku s vinutou pružinou, pneumatické sekundární vypružení, spojení mezi skříní a podvozkem za pomoci pryžových prvků a protihlukové obložení kol.



Obrázek 15: Bombardier C20 [13]

4.2.9 Bombardier FLEXX Compact

Podvozek FLEXX Compact má široké využití pro příměstská a regionální vozidla. Disponuje torzně poddajným rámem zvyšující bezpečnost proti vykolejení. Svoji kompaktní konstrukcí jsou vhodné pro nízkopodlažní jednotky, u kterých je pod podlahou limitovaný prostor pro výzbroj. Dvojkolí je poháněno poněkud neobvyklým způsobem. Dutý kloubový hřídel kolem nápravy je částečně skryt v převodové skříni spolu s druhou spojkou s pryžovými segmenty. Trakční podvozek je vidět i s převodovou skříní na obrázku 16.

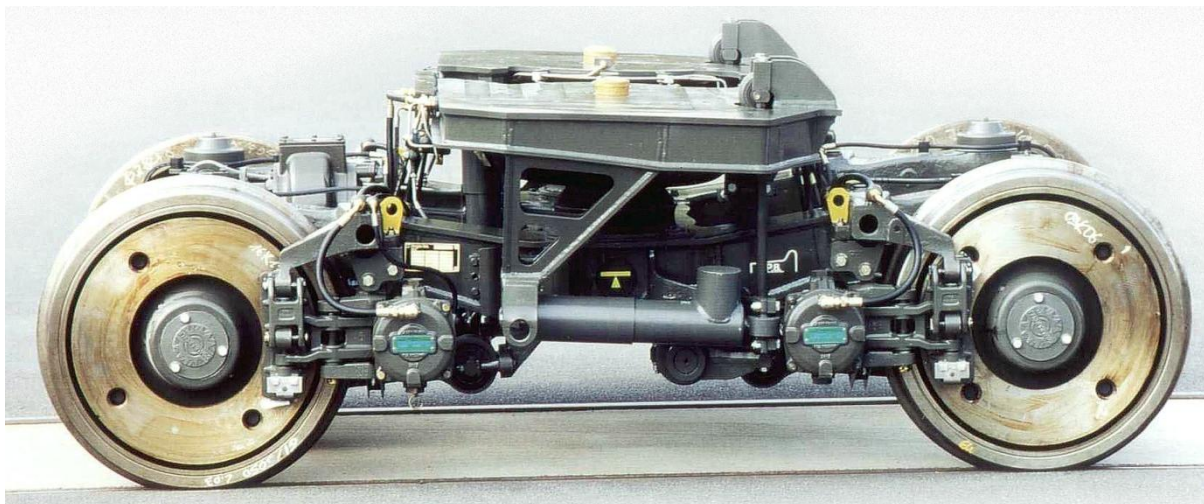


Obrázek 16: Bombardier FLEXX Compact[14]

4.2.10 Bombardier FLEXX Eco

Díky výborným vlastnostem umožňuje použití pro příměstská, dálková i vysokorychlostní vozidla. Použit byl například u vysokorychlostních dielelektrických jednotek britské řady 220 Voyager. Nutno podotknout, že na rozdíl od podvozku Siemens SF 7000, jsou na FLEXX Eco pouze nápravové převodovky a motory musí být umístěny na vozidlové skříni.

Torzně poddajný vnitřní rám a celkově kompaktní provedení snižuje hmotnost o 30 % oproti konvenčním podvozkům. Podvozek obsahuje následující prvky: primární vypružení pryžovými kuželovými bloky Metacone, pneumatické sekundární vypružení se zásobníkem vzduchu, kotoučové brzdy na kolech, duté nápravy s velkým průměrem otvoru. [15]



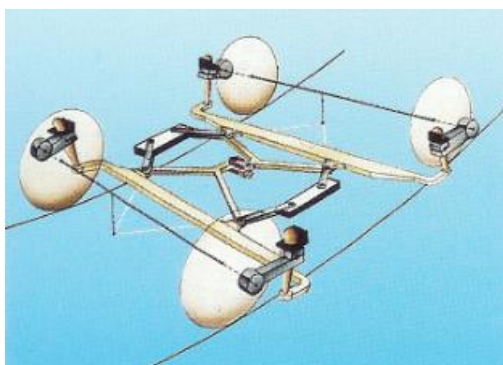
Obrázek 17: Bombardier FLEXX Eco[15]

4.2.11 Stork série podvozků RMO 9000 flexy

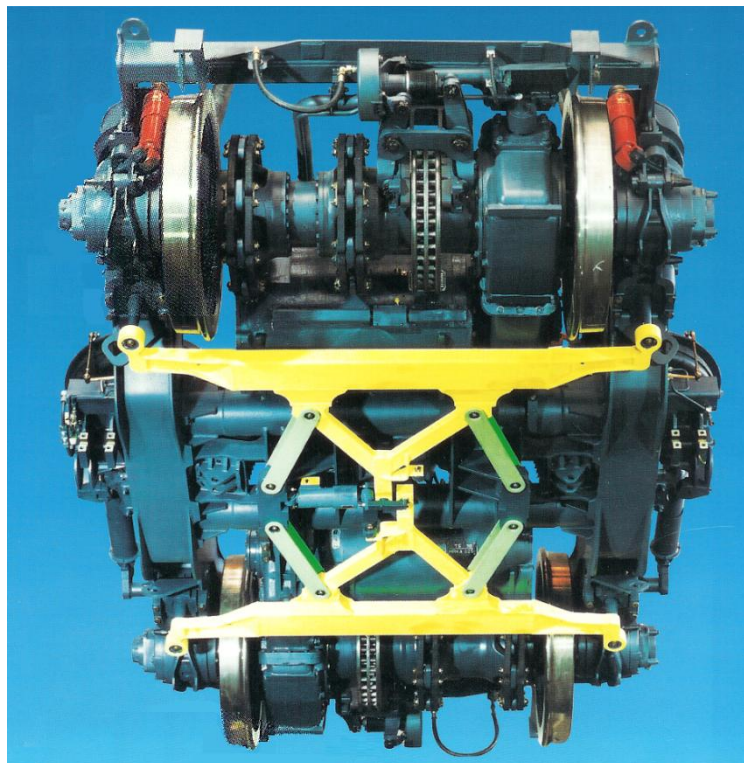
Výrobce Stork RMO uvádí v referencích použití těchto podvozků mimo jiné i na elektrických jednotkách nizozemských drah SM-90. Běžné i trakční podvozky pro tyto jednotky disponují gravitačním radiálním stavěním dvojkolí do oblouku. Mechanismus pracuje se setrvačnými účinky vozidlové skříně na podvozek při najetí do oblouku. Obvyklé zařízení na přenos tažných sil je nahrazeno pákovím, které je připojeno na kloubově spojené trojúhelníkové díly. Ty jsou dále připojeny na ložiskové domky a zajišťují vedení dvojkolí. Mění rozvor a staví tak dvojkolí různoběžně v oblouku. Podélné vychýlení nastává ve vinuté pružině v primárním vypružení. Funkce je schematicky na obrázku 18. Celý mechanismus je vidět na obrázku 19.

Pohon je z hlediska nevypružených hmot vyřešen nekompromisně, a sice dutým kloubovým hřídelem kolem nápravy. Od převodovky vede dutý hřídel, na němž je umístěn brzdový kotouč, a za ním je dutý kloubový hřídel s ojníčkovými mechanismy. Z toho plyne, že jsou všechny části vůči dvojkolí vypruženy.

Rám trakčního podvozku je uzavřený kvůli umístění čelistí kotoučových brzd na čelníky.



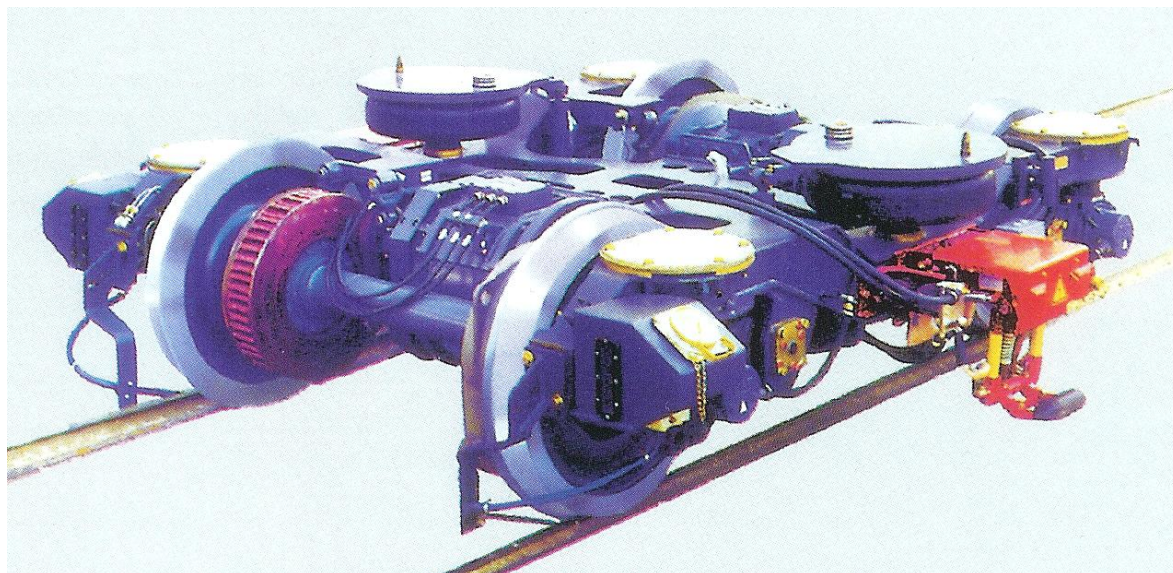
Obrázek 18: Schéma rejdového dvojkolí podvozku Stork RMO 9000 flexy [16]



Obrázek 19: Stork RMO 9000 flexy, pohled zespodu na mechanismus radiálního stavění dvojkolí [16]

4.2.12 TransTec podvozek pro příměstské dráhy S-Bahn

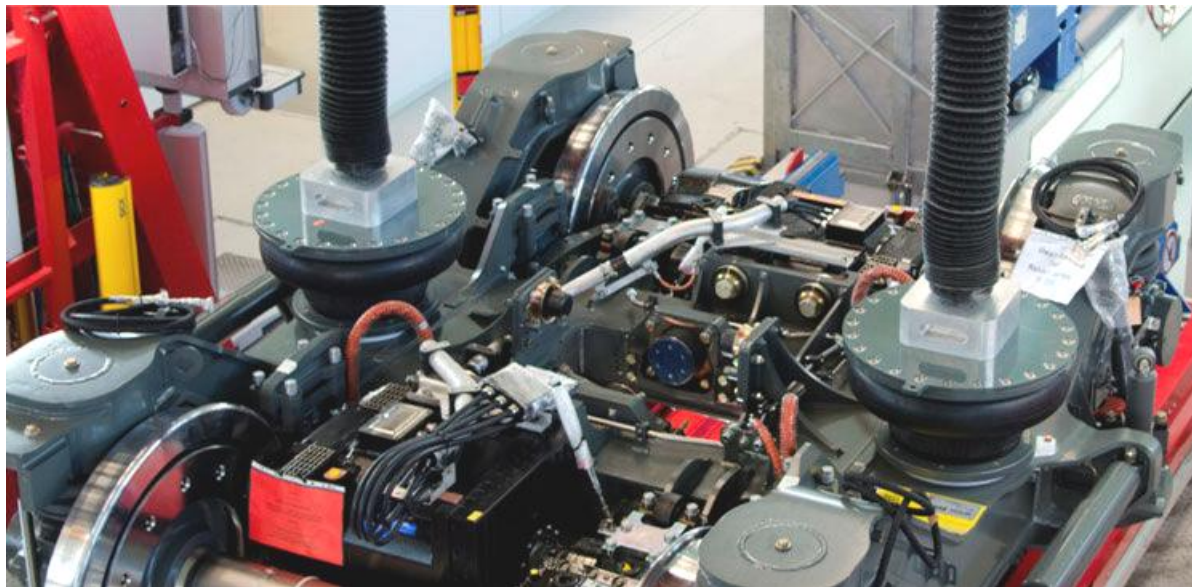
Příčně uložený trakční motor a pohon kloubovou hřídelí procházející dutým rotorem s lamelovými spojkami umožňují díky své krátké zástavbové délce umístění brzdového kotouče přímo na nápravě. Svým určením i parametry spadá více do podvozků vozidel metra, avšak jsou na něm vidět určité směry pro nízkou hmotnost. Snížení hmotnosti podvozku napomáhají komponenty odlité z hliníku, jako jsou kývačky a převodové skříně.



Obrázek 20: Podvozek TransTec pro dráhy S-Bahn [17]

4.2.13 Další podvozky světových výrobců

Na objednávku Ruských železnic (RŽD) firma Siemens vyrobila všestrannou regionální jednotku Desiro RUS. Je založena na platformě Desiro MainLine a byly pro ni vyvinuty nové podvozky s širokým rozchodem 1520 mm [18]. Z obrázku 21 jsou patrné rozdíly oproti podvozku SF 6500. Například brzdové jednotky se podařilo díky širokému rozchodu umístit na hlavní příčníky rámu, vinuté pružiny jsou umístěny na obvyklém místě nad ložiskovým domkem apod.



Obrázek 21: Trakční podvozek jednotky Desiro RUS[19]

Na obrázku 22 je podvozek vysokokapacitní dvoupodlažní regionální jednotky Alstom Coradia Duplex. Zajímavým způsobem je řešení svislý tlumič sekundárního vypružení. Je připojen na torzní stabilizátor přes kratší páku, než je páka, která převádí svislý pohyb při pružení na otáčení torzní tyče. Pohyb tlumiče je tedy menší, ale síly tlumení musí být naopak větší.



Obrázek 22: Podvozek Alstom Coradia Duplex

4.2.14 Podvozek Škoda 7 Ev

Elektrické jednotky Škoda 7 Ev jsou sestaveny z jednotlivých vozů. Každý vůz má jeden hnací a jeden běžný podvozek. Kvůli maximální míře unifikace jsou oba typy podvozků konstrukčně podobné. Oba mají brzdové jednotky s brzdovými kotouči v kolech. Vypružení je dvoustupňové s hydraulickým tlumením. K ušetření hmotnosti jsou nápravy duté.

Primární vypružení a vedení dvojkolí je provedeno pomocí kompaktních bloků, které sestávají z vinuté pružiny a čepového vedení s válcovými silentbloky. Bloky jsou po dvojicích z každé strany ložiskové skříně. Vodící čep má kluzně uložený válcový silentblok s rozdílnou tuhostí v příčném a podélném směru. Mezi vodícím čepem a válcovým silentblokem je samomazné kluzné pouzdro.

Sekundární vypružení je pneumatické a je doplněno torzním stabilizátorem. Vzduchové pružiny mají integrovány pryžokovovou pružinu pro nouzové dojetí. Dvojice je pak spojena hlavním příčnickem. Pohyb podvozku je tlumen soustavou svislých, příčných a podélných hydraulických tlumičů, které jsou uchyceny mezi rámem podvozku a hlavním příčnickem.

Pohon každé nápravy zajišťuje asynchronní trakční motor s cizím chlazením. Přenos momentu na dvojkolí je proveden pomocí zubové naklápěcí spojky s olejovou náplní a jednostupňové závěskové převodovky s čelním ozubením se šikmými zuby. Zubová spojka je vybavena pojistným prokluzovým pouzdem.

Skřín je uložena na hlavní příčník. Přenos tažných sil je přes otočný čep s vahadlem a ojnicemi, tzv. lemniskátový mechanismus. Čep mechanismu je zalisován v hlavním příčnicku a prochází otvorem v příčnicku rámu pod podvozek, kde je připojen k ojnicovému mechanismu.

H-rám trakčního podvozku je uzavřen na obou koncích přišroubovanými čelníky, které nesou ventilační jednotky trakčních motorů, ochranné pluchy před koly, čisticí jednotky a mazání okolků. Čisticí jednotka má za úkol čistit jízdní plochu kola, přítlak je automaticky vyvozován na začátku každého brzdění.



Obrázek 23: Trakční podvozek Škoda 7 Ev

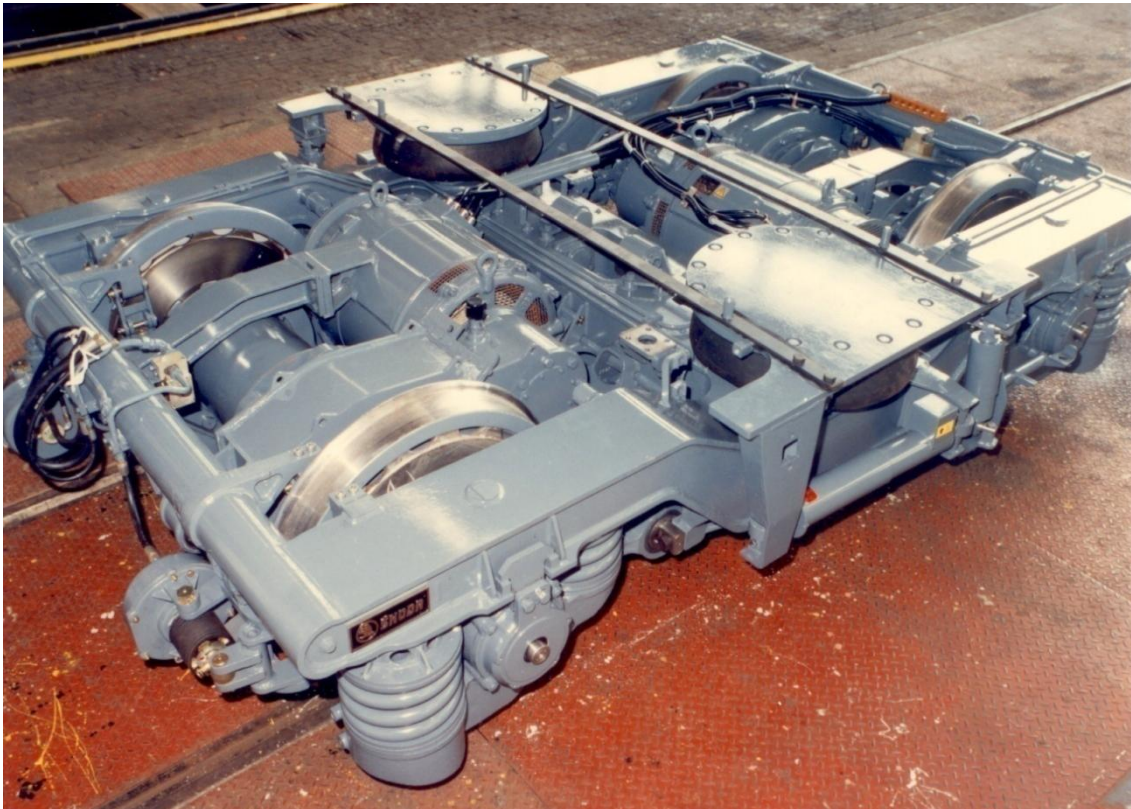
4.2.15 Trakční podvozek jednotky řady 471

Škoda Vagonka pro své dvoupodlažní jednotky řady 471 vyvinula podvozek disponující pohonem dutou kloubovou hřídelí kolem nápravy. Hřídel je na každé straně připojena pomocí ojnic, které jsou rozmístěny tangenciálně po obvodu a jsou doplněny pryžovými pouzdry. U vozů řady 671 pro slovenské dráhy, které konstrukčně vychází z elektrických jednotek 471,

jsou místo ojníčkových mechanismů na dutých hřídelích použity spojky s pryžovými segmenty.

Dvojkolí má ojníčkové vedení. Primární vypružení dvojicí šroubovitých pružin flexicoil na každé ložiskové skříni je tlumeno hydraulickým tlumičem, ukrytým uvnitř vnější pružiny. Sekundární vypružení je pneumatické se svislým, příčným a podélným tlumičem. Tažnou sílu z rámu podvozku na skříň přenáší lemniskátový mechanismus.

Svařovaný rám je uzavřen čelníky, na kterých jsou upevněny brzdové čelisti a částečně zavěšen asynchronní trakční motor s převodovkou, jež tvoří pevný celek. Dvojkolí má dutou nápravu a kola průměru 920 mm s brzdovými kotouči.



Obrázek 24: Podvozek elektrické jednotky 471 [20]

4.3 Shrnutí

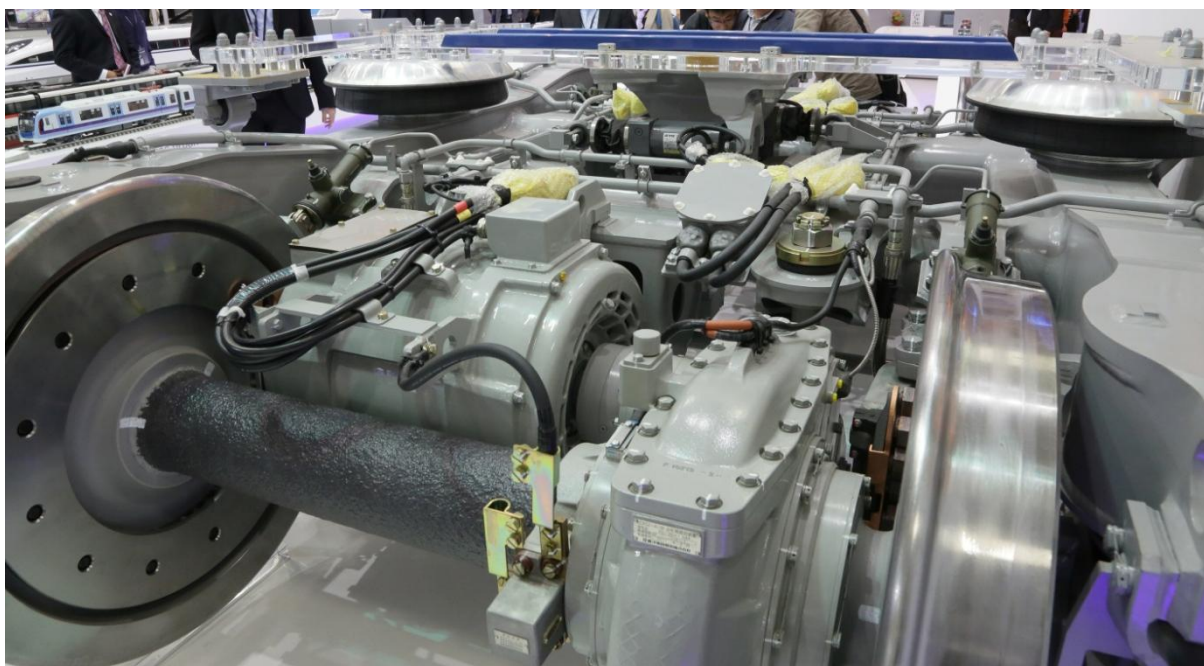
Pro mechanické brzdění se ve většině případů používá kotoučová brzda. Trendem je integrovat brzdové kotouče přímo do kol. Výjimku představuje špalíková brzda u trakčního podvozku SF 7000. Výrobce výběr brzdy odůvodňuje ušetřením hmotnosti. U běžného podvozku z této série jsou však kotoučové brzdy po dvojicích na každé nápravě.

Rámy podvozků bývají tvaru H svařované konstrukce. Složeny jsou ze dvou hlavních příčníků v prostředku a ze dvou podélníků, snížených ve střední části, kde jsou umístěny pryžové membrány pneumatického vypružení. Někdy jsou uzavřeny čelníky kvůli umístění čelistí kotoučové brzdy. Ovšem výrobci se snaží použití čelníku vyhnout a ušetřit tím tak na hmotnosti. Pokud čelisti nelze upevnit na hlavní příčníky, jsou umístěny na konzolách na koncích podélníků.

Podvozky s prostorem mezi koly pro nízkou podlahu mají zvlášť nízké motory a zvláštní nápravovou převodovku. Aby byly zachovány nízké rozměry skříň, nemůže mít výstupní kolo velký průměr. Proto takové převodovky mají nízký převodový poměr a k překonání

velké osové vzdálenosti dvojkolí a hřídele motoru je potřeba v soukolí použít vložené kolo. Nevýhodou je pak nižší účinnost převodu, výše zmíněný nízký převodový poměr a životnost vloženého kola, které je opotřebováváno záběrem obou sousedních kol. Další možností, také často využívanou, jsou dvoustupňové převodovky.

Nutnost použití pohonu dutými hřídelemi u podvozků regionálních vozidel je potřeba předem zvážit. Nízké nevypružené hmoty jsou nutné především pro vysoké rychlosti nad 160 km/h. Pohony využívající duté hřídele kolem nápravy jsou častěji k vidění u elektrických lokomotiv než u elektrických jednotek obecně, avšak je toto řešení vidět na příkladu u podvozků FLEXX Compact, Stork RMO série 9000, či u podvozku jednotky 471. Zdá se však, že použití závěskových pohonů ani pro vysoké rychlosti nečiní problém. Na obrázku 25 je tento pohon vidět u podvozku čínského vysokorychlostního vlaku CIT500.



Obrázek 25: Hnací podvozek vysokorychlostního vlaku CIT500[21]

V současnosti velmi rozšířené bezkolébkové podvozky jsou konstrukčně mnohem jednodušší, než kolébkové. U moderních jednotek se stalo standardem pneumatické sekundární vypružení, pro které je typická progresivní tuhost a možnost výškového nastavení skříně při různém stupni obsazení vozidla. U nízkopodlažních vozidel toto pomáhá udržet výšku podlahy v úrovni nástupiště. Vazba skříně s podvozkem je realizována buď lemniskátovým mechanismem, nebo tažně tlačnou tyčí připojenou na příčník podvozku. Každý způsob má svoje specifika. Lemniskátový mechanismus lze umístit pod hlavní příčníky podvozku, přenos sil se tak uskutečňuje nízko, což přispívá k menšímu klopnému momentu podvozku při působení tažné síly a tím i nižšímu rozdílu nápravového zatížení přední a zadní nápravy. Konstrukční jednoduchost tažně tlačné tyče se využívá pro menší tažné síly, které nevyvolávají velký rozdíl nápravového zatížení.

Moderní podvozky mají vedení dvojkolí provedeno kyvnými rameny. Primární vypružení šroubovitou válcovou ocelovou pružinou s paralelně řazenými hydraulickými tlumiči. Pokud je vedení provedeno ojníčkou, jsou v primárním vypružení šroubovitě pružiny flexi-coil.

Obecně platí: čím vyšší je konstrukční rychlost vozidla, tím mají podvozky větší rozvor pro zajištění stability jízdy při těchto rychlostech. Vzhledem k tomu, že tratě pro vyšší rychlosti

mají oblouky větších poloměrů, nečiní větší rozvor podvozků problémy při průjezdu obloukem.

Významné hmotnostní úspory se dosahuje podvozky s dvojkolími s vnitřními nápravovými ložisky z důvodu minimalizace hmotnosti a momentu setrvačnosti, tzv. podvozek s vnitřním rámem. Náprava je v takovém případě namáhána menšími momenty a je možné navrhnout její průměr menší, čímž se dosáhne dalších úspor. Jednoduchou, účinnou a rozšířenou možností úspory je použití náprav dutých. Jsou například u podvozků Škoda 7Ev i u podvozků jednotek řady 471. Platí, že čím větší je průměr nápravy, tím větší lze navrhnout vnitřní průměr a tím větší úspory hmotnosti se dosahuje. Tohoto využil Bombardier u svého podvozku FLEXX Eco. Podélný vývrt nejenže snižuje hmotnost dvojkolí, ale také umožňuje snadnou diagnostiku za provozu.

Trendem poslední doby je umísťovat kotoučové brzdy přímo do kola. Kola jsou celistvá a k přímé či mírně prohnuté desce jsou přišroubovány brzdové kotouče. Jelikož se k brzdění z vysokých rychlostí využívá elektrodynamická brzda a kotoučová brzda zajišťuje jen dobrzdění, není nutné se obávat oteplení disku kola od brzdového kotouče a jeho teplotní deformaci. U běžných podvozků kvůli tomuto bývají brzdové kotouče přímo na nápravě.

5 Návrh řešení

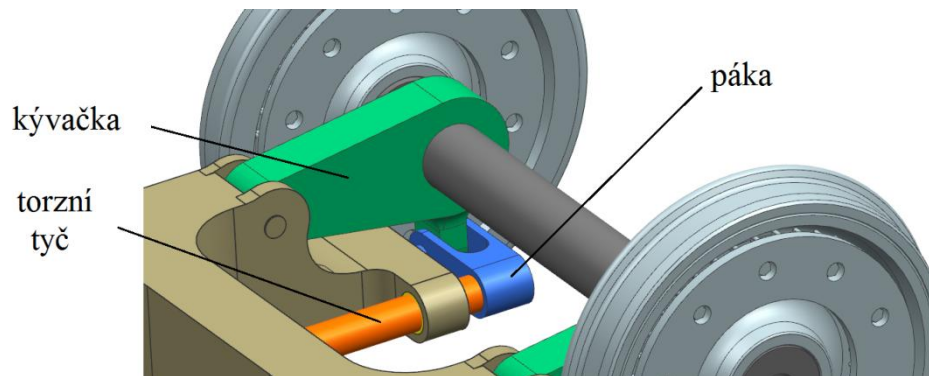
5.1 Filozofie návrhu a úspora hmotnosti

Hmotnostní optimalizace jsou v konkurenci výrobců nevyhnutelné. Podobnost podvozků napříč všemi výrobci je patrná a je v tomto ohledu vidět určitý trend. Výrobci tak mají jen velmi malé pole působnosti v úsporách. Pneumatické sekundární vypružení je z hlediska hmotnosti velice efektivní řešení. Pružícím prvkem je vzduch uzavřený v pryžovém měchu. Duté nápravy se stávají samozřejmostí a závěskový pohon je také velice rozšířen. Naopak v primárním vypružení situace není tak jednostranná. I když se zdá, že trendem se stává vedení kývačkou, často je možné se setkat i s ojníčkovým vedením či vedením svislými čepy. Zda způsob vedení dvojkolí dokáže přinést hmotnostní úspory, však není jasné. Když chtěli Siemens i Bombardier přinést výrazné úspory, zvolili vnitřní rám podvozku, jako zaručenou cestu k cíli. Nemohli se ale vyhnout kompromisům. V prostoru rozkolí je omezený prostor a ne vše sem lze umístit. Pokud by měl podvozek nést vlastní trakční motory, mít kotoučové brzdy a v primárním vypružení využívat obecně kovové pružiny, není téměř možné vnitřní rám použít. Výjimkou je návrh trakčního podvozku pro nízkopodlažní elektrickou jednotku v diplomové práci Tomáše Berezňáka, kde se mu podařilo všechny tyto prvky skombinovat.

Požadavek pro tuto práci byl využít nestandardní způsob vypružení. Hlavní myšlenka požadavku je prozkoumat jiné než doposud používané možnosti vypružení a zjistit, zda nebudou mít vliv na snížení celkové hmotnosti podvozku. Za osvědčené a i hmotnostně výhodné sekundární pneumatické vypružení by šlo jen těžko hledat lepší náhradu, avšak v primárním vypružení se nabízí mnohá řešení. Primární vypružení společně s vedením dvojkolí mají významný dopad na celkovou konstrukci rámu, a tím i na jeho hmotnost. Právě tímto směrem se práce bude ubírat. V této práci byly jako pružící prvek vybrány přímé pružiny, tzv. torzní tyče namísto standardních ocelových vinutých pružin. Torzní tyče nebyly dosud použity na žádném podvozku jako prvek primárního vypružení, a proto je tuto možnost potřeba dále studovat. V literatuře jako možný způsob vypružení v pojezdu jsou uvedeny, ale v praxi byly použity zatím jen pro torzní stabilizátory jako doplněk pneumatického sekundárního vypružení stabilizující kolébání skříně. Z hlediska principu je torzní tyč

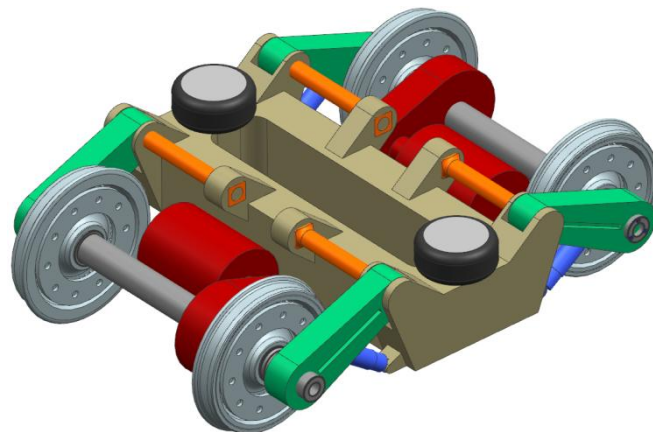
nápadně podobná vinuté pružině. Vinutá pružina je v podstatě šroubovitě stočená torzní tyč do tvaru válce. Zachovává tak malé rozměry při velké poddajnosti, kterou způsobuje hlavně značná délka navinuté tyče (velikost průřezu souvisí s dovoleným namáháním).

Prvotní představa bylo uložit torzní tyče do podvozku příčně a svislý pohyb dvojkolí vedeného kývačkou přenést na torzní tyč pákou. Podvozek by vyžadoval vnitřní rám. Pro lepší představu je řešení toho návrhu vidět na obrázku 26.



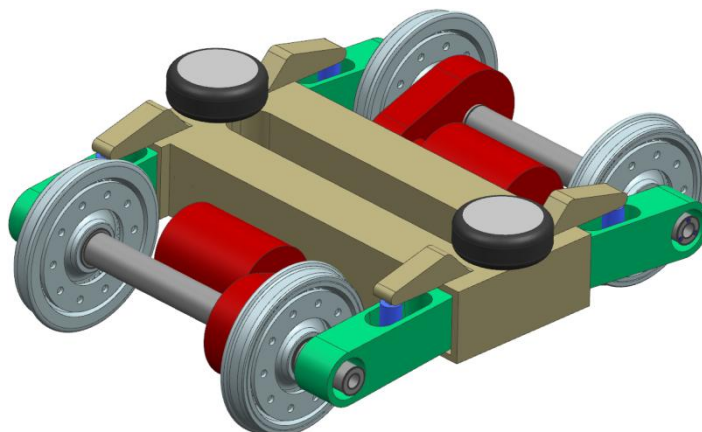
Obrázek 26: Podélně uložené torzní tyče v primárním vypružení

Následně se ukázala možnost princip zjednodušit a uložit torzní tyče příčně. Jako páka slouží přímo kývačka. Tyče musí být uloženy mimo prostor pohonu a lze je umístit buď nad pohon, jak ukazuje varianta na obrázku 27, nebo až za pohon. Získalo se tím navíc posunutí pružícího prvku blíže k ose otáčení podvozku. Důsledek koncentrace částí podvozku do jeho středu je snížení celkového momentu setrvačnosti. Při průjezdu obloukem či při vlnivém pohybu budou vznikat menší setrvačné účinky na koleje.



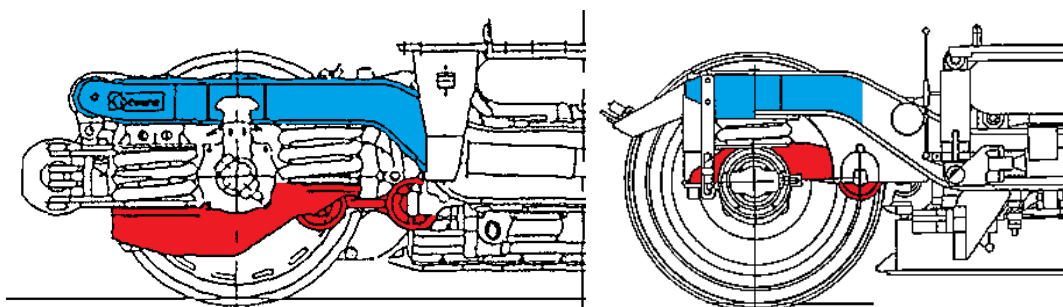
Obrázek 27: Příčné uložení torzní tyče nad prostor pohonu

Kývačky v této variantě nemusí být tak dlouhé, aby se torzní tyče dostaly mimo prostor pohonu. Je ale potřeba poměrně velký úhel jejich uložení a dále je potřeba vytvořit konzoly jak pro jejich uchycení, tak i konzoly pro ukotvení torzních tyčí. Umístění za pohon (obrázek 28) vyžaduje o něco delší kývačky, ale nemusí být pod úhlem. Torzní tyče by byly ukryty a ukotveny v příčnicích rámu. Svislé tlumiče vyžadují na rámu vlastní konzoly a prochází kývačkou kvůli úspoře místa. To se jeví jak lepší varianta, která byla dále rozpracována.



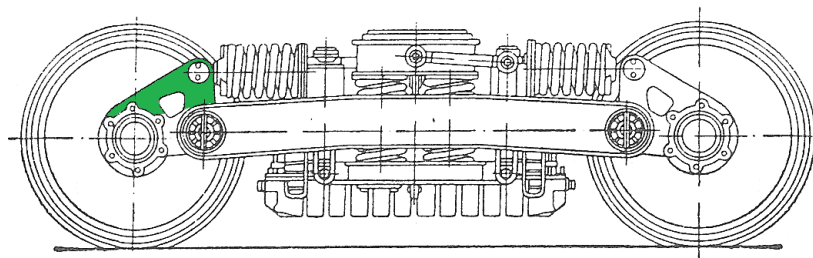
Obrázek 28: Příčné uložení torzní tyče za prostor pohonu

Jednou z myšlenek při hledání řešení bylo sloučit jednotlivé funkční části podvozku a vytvořit novou část či součást s těmito funkcemi. U podvozků s vinutými pružinami jsou vždy podélníky protaženy nad ložiskové domky, kde přenášejí tíhu vozidla na pružiny. Současně jsou ložiskové domky vedeny kývačkou či ojníčkou. Na obrázku 29 modré části značí protažené podélníky a červené části vedení dvojkolí. U ojníčkového vedení je červeně vyznačen i nosič pružin, protože je to hmota související jak s vedením ložiskového domu, tak i přenosem tíhy. Obdobně by to bylo i u vedení svislými čepy.



Obrázek 29: Podélníky a vedení dvojkolí [22]

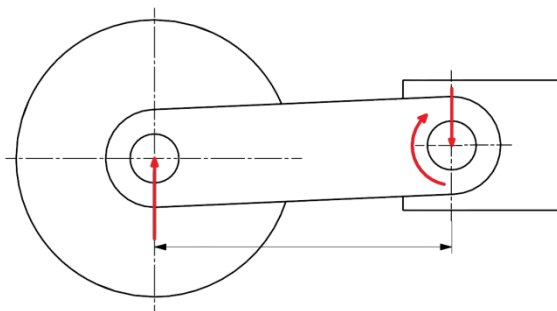
Známy způsob vypružení integrující přenos tíhy a vedení do jediné součásti je pomocí úhlové páky. Ta přenáší svislý pohyb při pružení na vodorovnou deformaci vinuté pružiny. Hmota na páce zajišťující tuto funkci je na obrázku 30 znázorněna zeleně.



Obrázek 30: Vedení úhlovou pákou [23]

Potřeba převádět kývavý pohyb na posuvný při použití torzní tyče však odpadá. Kývačka řešená v této práci integruje funkce vedení a přenosu síly na pružící prvek bez dodatečných geometrií. Její konstrukce má však neobvyklý uzel. Uložení v rámu podvozku a spojení s torzní tyčí je situováno do jednoho místa. Navíc uložení přenáší větší síly než klasická kývačka. Spíš je namáhaná jako úhlová páka. Klasická kývačka slouží pouze k vedení, jak už bylo zmíněno, a přenáší síly spojené s brzděním a se zrychlováním. Kdežto úhlová páka ze

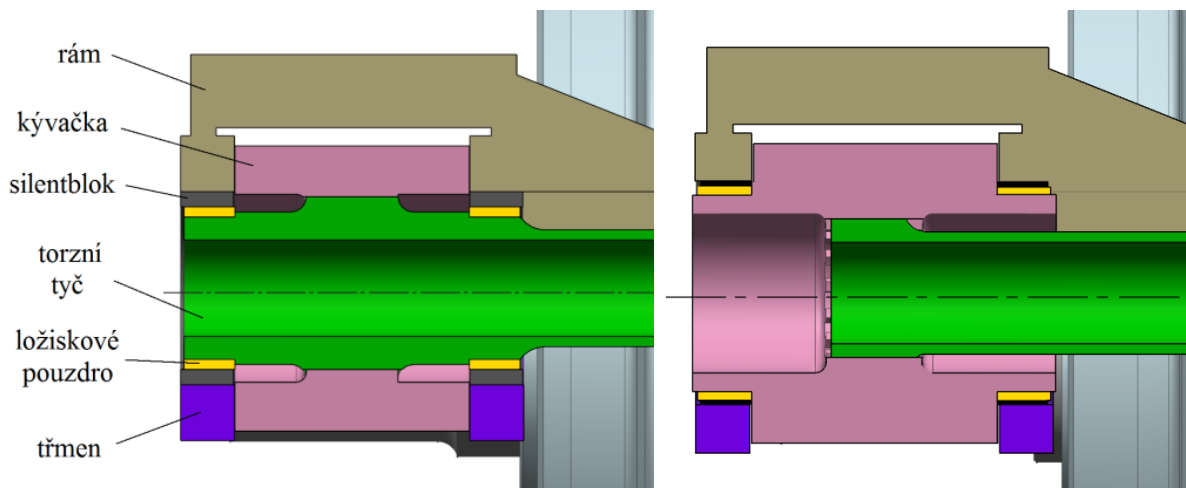
své podstaty přenáší navíc složku tíhy vozu. Síly působící na řešenou kývačku jsou naznačeny na obrázku 31. Silová dvojice tvořená tíhou vozidla a reakcí od nápravy vytváří moment, který zkrucuje tyč. Velikost momentu závisí na zakótovaném rameni silové dvojice, představující průmět délky kývačky. Mění se tak při pružení, což je nežádoucí jev.



Obrázek 31: Silové působení na kývačku

Právě v zachycení momentu se liší navrhovaná kývačka od úhlové páky a plyne z toho nemožnost použití obdobného principu uložení v rámu. Úhlová páka je obvykle uložena na čepu trubkového průřezu a už by nebylo možné provést spojení přenášející moment.

Na obrázku 32 jsou dvě varianty provedení konstrukčního uzlu.



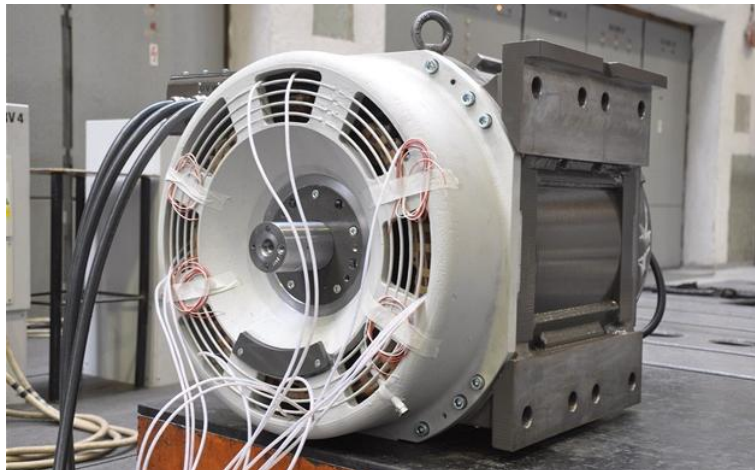
Obrázek 32: Varianty uložení kývačky a spojení s torzní tyčí

U varianty vlevo má torzní tyč osazení pro pouzdra kluzného ložiska a přestavuje nosník na dvou podporách s převislým koncem. Průhybová čára by pak pokračovala do převislého konce a torzní tyč by byla namáhána kombinací ohybu a krutu. I spoj v náboji přenáší vedle krutu i všechny síly. Toto by šlo vyřešit ještě dodatečnými úpravami, avšak jednodušším způsobem je varianta na obrázku 32 vpravo. Kývačka má vytvořené čepy ložiska jako trubková osazení a namáhání je odděleno. Kluzné ložisko musí být kvůli montáži kývačky dělené a jako výhodnou se zdála být vodorovná rovina, třmeny nemusí být připevněny tak masivními spoji, protože největší síly působí svisle směrem do dílu ložiska vyhotoveného v rámu.

5.2 Volba pohonu, brzd a referenčního vozidla

V požadavcích práce byl uveden výkon trakčního motoru přibližně 230 kW. Dostupnost informací o trakčních motorech však výběr značně omezuje. Pro návrh podvozku jsou potřebné celkové rozměry motoru s rozměry pro uchycení. Zde byl vybrán trakční motor,

k němuž byly potřebné parametry dostupné. Jedná se o model ML 3942 K/4 z produktového katalogu firmy Škoda Electric. Je určen pro elektrické lokomotivy a elektrické jednotky. Použit byl i u regionální jednotky Škoda 7 Ev. Motor je čtyřpólový, třífázový asynchronní s kotvou nakrátko a s nuceným chlazením. Výkon má poněkud větší než bylo uvedeno v požadavcích, a sice 340 kW. Uchytení k rámu podvozku umožňují přírubové patky jak je vidět na obrázku 33.



Obrázek 33: Trakční motor ML 3942 K/4[24]

Výběr typu pohonu měl určitá omezení, plynoucí z použitého způsobu primárního vypružení. Protože je torzní tyč uložena za pohonem, je nutné, aby vzdálenost mezi osou dvojkolí a osou torzní tyče byl co nejmenší. Tato vzdálenost totiž určuje velikost ramene silové dvojice, tím i moment působící na tento pružící prvek. V úvahu nepřipadá použití pohonu kloubovým dutým hřídelem kolem nápravy, ten by totiž svojí prostorovou náročností hlídáný rozměr výrazně prodlužoval. Vybrán byl tedy závěskový pohon, jehož kompaktní rozměry lze zajistit malou osovou vzdáleností převodovky, kdy trakční motor je v těsné blízkosti dřívku nápravy. Jak už bylo zmíněno v kapitole 4.3, závěskový pohon je velmi rozšířen u elektrických jednotek a jeho neodpružené hmoty nečiní problém ani u vysokorychlostních vlaků. Trakční motor s převodovou je spojen zubovou spojkou umožňující vzájemný pohyb os.

Pro mechanické brzdění byla zvolena kotoučová brzda s brzdovými kotouči integrovanými do kol. Navrhované primární vypružení definitivně určuje tvar rámu, který je otevřený a má společně s kývačkami tvar H. Upevnění brzdové jednotky kotoučové brzdy proto musí být na příčnicku rámu. V tomto omezeném prostoru bylo nutné vybrat brzdové jednotky kompaktních rozměrů. Firma Knorr-Bremse vyrábí kompaktní brzdové jednotky přímo pro tuto aplikaci. Konkrétně byl v návrhu použit typ RZS z rodiny kompaktních jednotek, vidět je na obrázku 34. Uchytení je pomocí jediného přírubového spoje.



Obrázek 34: Kompaktní brzdová jednotka kotoučové brzdy Knorr-Bremse RZS[25]

Byla to nakonec právě brzdová jednotka jakožto nejzazší komponenta, která rozhodovala o minimální délce kývačky. Podařilo se konstrukci provést s délkou kývačky 900 mm.

Rameno silové dvojice je tedy poměrně velké a torzní tyč je značně namáhána. Její průřez byl stanoven jako mezikružší kvůli maximálnímu využití hmoty torzní tyče. Rozložení smykového napětí v krutu naznačuje, že míra využití materiálu stoupá s rostoucí vzdáleností od neutrální osy. K zachování rozumných hmotností pružícího prvku je použití trubkového průřezu nezbytné. Výroba dutého profilu ale není problém na rozdíl od vinutých pružin. Ty vždy budou nést materiál kolem neutrální osy průřezu, který není tak dobře využit.

Aby bylo možné nadimenzovat podvozek, musí se určit referenční vozidlo. V práci byla vybrána tuzemská regionální jednotka Škoda 7 Ev (obr. 35). Hodně parametrů je na této jednotce známých a dobře poslouží jako zdroj vstupních hodnot pro výpočty.



Obrázek 35: Referenční vozidlo Škoda 7 Ev[26]

Rozměry podvozku byly navrženy na základě srovnání s podvozky ostatních výrobců a také podle použití. Rozvor podvozku 2400 mm je střední hodnota mezi vysokou rychlostí a snadným průjezdem oblouku. Stejný rozvor mají i podvozky referenčního vozidla.

Průměr kol bývá u elektrických jednotek 850 mm a opět je to ověřený optimální rozměr příměstských a regionálních jednotek.

5.3 Výpočet vypružení

Velikost maximálního možného stlačení vyplývá z rozdílu maximální a minimální možné výšky nárazníků nad TK. Při určení maximální možné výšky nárazníků se musí uvažovat s prázdným novým vozidlem, tedy s novými dvojkolími. Při určování minimální možné výšky nárazníků se musí uvažovat s maximálním zatížením vozidla a minimálním průměrem valivé kružnice dvojkolí. Mezní hodnoty výšky nárazníků vyplývá z vyhlášky UIC 530-1 a jsou pro prázdné vozidlo 1065 mm a pro zatížené vozidlo s přechodovými můstky 980 mm nad TK. Výjimečně až 950 mm. [27]

Průměr valivé kružnice nového kola je 850 mm. Minimální průměr zcela ojetého kola je 780 mm, to činí 35 mm na poloměru. Z maximální a minimální výšky nárazníku a z poloměru sjetí bylo stanoveno maximální užitečné stlačení. Z minimální výšky nárazníku a z výšky při výjimečném stavu bylo stanoveno dynamické stlačení pružiny. Všechny hodnoty potřebné pro výpočet vypružení jsou v tabulce 1.

Tabulka 1: Hodnoty pro výpočet vypružení

Hmotnost v provozu	m_{wo}	51750 kg [28]
Hmotnost při výjimečném užitečném zatížení	m_{ep}	66825 kg [28]

Výjimečné užitečné zatížení	$m_{už}$	15075 kg
Hmotnost hnacího podvozku	m_{ph}	9500 kg [29]
Hmotnost běžného podvozku	m_{pb}	7000 kg [29]
Hmotnost dvojkolí	m_{dv}	1250 kg [30]
Maximální užitečné stlačení	$z_{už}$	50 mm
Dynamická stlačení pružiny	z_{dyn}	25 mm
Materiál torzní tyče		14 260.7
Mezní napětí	τ_{dov}	785 MPa
Modul pružnosti ve smyku	G	78500 MPa

Pro výpočet torzní tyče bylo zpočátku postupováno podle výpočtu běžných svislých pružin.

Nutno dodat, že k udržení přípustných výšek nárazníků se u sekundárního pneumatického vypružení používá automatická regulace výšky a je tak možné docílit dostatečně měkkého vypružení bez nepříznivého vlivu na změnu výšky nárazníků. Tento výpočet je zaměřen především na návrh primárního vypružení a ve výpočtu změna charakteristiky není zohledněna.

Poměr tuhosti vypružení je

$$y = \frac{y_p + y_L}{2}, \quad (1)$$

kde y je poměr tuhosti vypružení, y_p je poměr celkové tuhosti primárního a sekundárního vypružení pro prázdné vozidlo a y_L pro ložené vozidlo. Tyto dva poměry se určí ve vztahů (2) a **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů..**

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

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

kde y_p je poměr celkové tuhosti primárního a sekundárního vypružení pro prázdné vozidlo, y_L je poměr celkové tuhosti primárního a sekundárního vypružení pro plně obsazené vozidlo, m_p je hmotnost rámu podvozku, m_s je hmotnost skříně vozidla a $m_{už}$ je výjimečné užitečné zatížení.

U zvoleného referenčního vozidla je však pod jednou skříní jak hnací, tak i běžný podvozek. Hmotnost obou rámu jako celek se určí jako

$$2m_p = m_{ph} + m_{pb} - 4 \cdot m_{dv}, \quad (4)$$

kde $2m_p$ je hmotnost obou rámu, m_{ph} je hmotnost hnacího podvozku, m_{pb} je hmotnost běžného podvozku a m_{dv} je hmotnost dvojkolí.

Hmotnost skříně vozidla

$$m_s = m_{wo} - m_{ph} - m_{pb}, \quad (5)$$

kde m_s je hmotnost skříně, m_{wo} hmotnost je při výjimečném užitečném zatížení, m_{ph} je hmotnost hnacího podvozku a m_{pb} je hmotnost běžného podvozku.

Poměr tuhosti primárního a sekundárního vypružení vychází 2,278 a je v doporučeném rozmezí 2 až 2,5. V tomto případě jsou amplitudy svislého zrychlení skříně vozidla při širokospektrálním dynamickém buzení nejmenší, resp. frekvenční charakteristika má velmi plochý průběh. [27]

Pro celkovou tuhost vypružení platí

$$k_c = \frac{m_{už}}{z_{už}} \cdot g, \quad (6)$$

kde k_c je celková tuhost vypružení, $m_{už}$ je výjimečné užitečné zatížení, $z_{už}$ je maximální užitečné stlačení a g je tíhové zrychlení.

Celková tuhost sekundárního vypružení

$$k_{2c} = \frac{(1 + y) \cdot k_c}{y}. \quad (7)$$

Celková tuhost primárního vypružení

$$k_{1c} = y \cdot k_{2c}. \quad (8)$$

Tuhost jednotlivých pružin:

$$k_1 = \frac{k_{1c}}{8}, \quad (9)$$

$$k_2 = \frac{k_{2c}}{4}, \quad (10)$$

kde k_1 je tuhost jedné pružiny primárního vypružení a k_2 je tuhost jedné pružiny sekundárního vypružení. Vztah (9) má ve jmenovateli počet primárních pružin pod jednou skříní a vztah (10) zase počet sekundárních pružin pod jednou skříní.

Vztahy pro první vlastní frekvenci jsou:

$$f_p = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_c}{m_s}}, \quad (11)$$

$$f_L = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_c}{m_s + m_{už}}}, \quad (12)$$

kde f_p je první vlastní frekvence prázdného vozidla a f_L plně obsazeného. Hodnota pro prázdné vozidlo je 1,458 Hz, resp. 1,22 Hz pro plně obsazené. Tyto hodnoty se pohybují v rozmezí 1 až 1,5 Hz, které je doporučeno pro osobní vozy, aby měli přiměřeně kvalitní chod. [27]

Síly na jednotlivé pružiny pod prázdným vozem:

- primární vypružení
$$P_{1p} = \frac{(m_s + 2m_p) \cdot g}{8}, \quad (13)$$

- sekundární vypružení
$$P_{2p} = \frac{m_s}{4} \cdot g. \quad (14)$$

Síly na jednotlivé pružiny pod loženým vozem:

- primární vypružení
$$P_{1L} = \frac{(m_s + 2m_p + m_{už}) \cdot g}{8}, \quad (15)$$

- sekundární vypružení
$$P_{2L} = \frac{(m_s + m_{už}) \cdot g}{4} \quad (16)$$

Stlačení pružiny pod prázdným vozem:

- primární vypružení
$$z_{1p} = \frac{P_{1p}}{k_1}, \quad (17)$$

- sekundární vypružení
$$z_{2p} = \frac{P_{2p}}{k_2}. \quad (18)$$

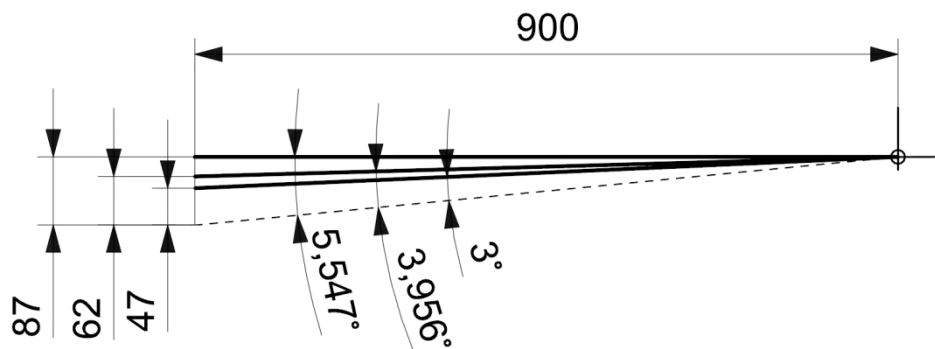
Stlačení pružiny pod loženým vozem:

- primární vypružení
$$z_{1L} = \frac{P_{1L}}{k_1}, \quad (19)$$

- sekundární vypružení
$$z_{2L} = \frac{P_{2L}}{k_2}. \quad (20)$$

Pro omezení dynamických účinků musí být k dispozici stlačení dynamické z_{1dyn} o velikosti 25 mm.

Pro výpočet torzní tyče je nutné určit úhel zkroucení torzní tyče ze svislé deformace. Při pružení pod loženým vozem s dynamickým stlačením (krajní poloha pružení) byla poloha kývačky stanovena jako vodorovná. Důvodem bylo zachovat tendenci zvětšujícího se rozvoru podvozku i v krajní poloze pružení. Z toho vyplývá, že kývačka je u prázdného vozu uložena pod úhlem. Velikosti stlačení a odpovídající úhly zkroucení jsou patrné z obrázku 36.



Obrázek 36: Velikosti stlačení a úhly zkroucení

Napětí při dynamickém namáhání primárního vypružení

$$\tau_{1DL} = \tau_{dov} \frac{z_{1L}}{z_{1L} + z_{1dyn}} \quad (21)$$

vychází 559 MPa a nesmí být překročeno.

Potřebná tuhost torzní tyče je ovlivněná i délkou kývačky. Délka kývačky totiž ovlivňuje velikost momentu zkroucení. Koncový bod se pohybuje po kružnici a délka ramene momentu se mění s cosinem úhlu kývačky. Tato geometrická nelinearita tak způsobuje nelinearitu v tuhosti pružení. Vzhledem ke zvolené délce kývačky a malým úhlům zkroucení lze nelinearitu zanedbat.

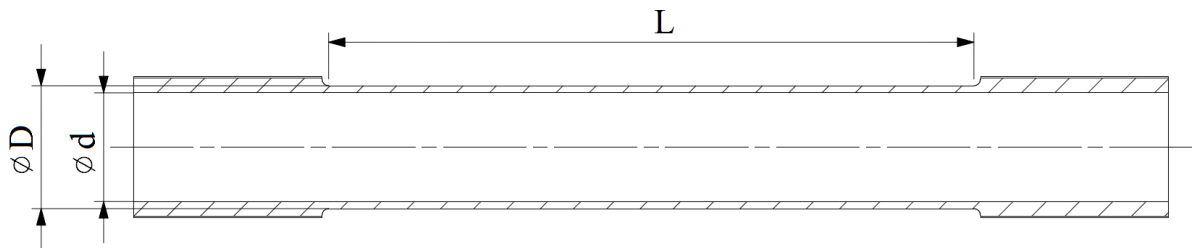
Krouticí moment je uvažován jako konstantní. Ramenem momentu je kývačka skloněná pod úhlem 2,547° u prázdného vozu, jak je možné určit z obrázku 36. Úhel zkroucení se vypočte ze vztahu

$$\varphi = \frac{M \cdot L}{G \cdot J_p} = \frac{F \cdot l \cdot \cos \alpha \cdot L}{G \cdot J_p}, \quad (22)$$

kde M je krouticí moment, L je délka torzní tyče, G je modul pružnosti ve smyku, J_p je polární kvadratický moment setrvačnosti, F je zatěžující síla, l je délka kývačky a α je sklon kývačky. Polární kvadratický moment setrvačnosti pro trubku je

$$J_p = \frac{\pi}{32} (D^4 - d^4), \quad (23)$$

kde D je vnější průměr a d vnitřní průměr torzní tyče. Ze vztahu (22) je patrné, že úhel zkroucení je přímo úměrný délce tyče a nepřímo úměrný polárnímu momentu setrvačnosti. Tyto rozměry určují tuhost a je potřeba je naladit odpovídajícímu úhlu zkroucení. Rozměry mají svá omezení. Délka je omezena šířkou podvozku a vnější průměr musí být dostatečně velký kvůli únosnosti spoje tyče s nábojem, protože je hmotnostně nevýhodné, aby tyč byla malého průměru a spojení kvůli vysoké únosnosti s velkým průměrem. Přechod mezi těmito průměry by byl zbytečně hmotný a také by bylo potřeba obrábět příliš velké množství materiálu. Pro názornost je na obrázku 37 řez tyčí s naznačenými spojeními s náboji na obou koncích.



Obrázek 37: Řez torzní tyčí

Průřez tyče je namáhán na krut podle vztahu

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k}. \quad (24)$$

Moment zkroucení se vyjádří ze vztahu (22)

$$M_k = \frac{\varphi \cdot G \cdot J_p}{L}. \quad (25)$$

Napětí po dosazení **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.** do vztahu (24) bude ve tvaru

$$\tau_k = \frac{\varphi \cdot G \cdot J_p}{L \cdot W_k} = \frac{\varphi \cdot G \cdot J_p}{L \cdot J_p} \cdot \frac{D}{2} = \frac{\varphi \cdot G \cdot D}{L \cdot 2}. \quad (26)$$

Spoj torzní tyče s nábojem musí přenést velmi vysoké zatížení. Byl vybrán spoj s vysokou únosností, a sice evolventní drážkování ISO 4156 – 30° se zaoblenými dny drážek. Zaoblená dna snižují nepříznivý vrubový účinek drážek. Pro návrh rozměrů byl využit software MITCalc, který umí zanést do návrhu i způsob zatížení a je tak přesnější než analytický výpočet. Velikost momentu je dána silou na jednu pružinu při plném obsazení a délkou kývačky. Navržené drážkování je 150,0 – 1,5 x 99 a délka spoje je 200 mm.

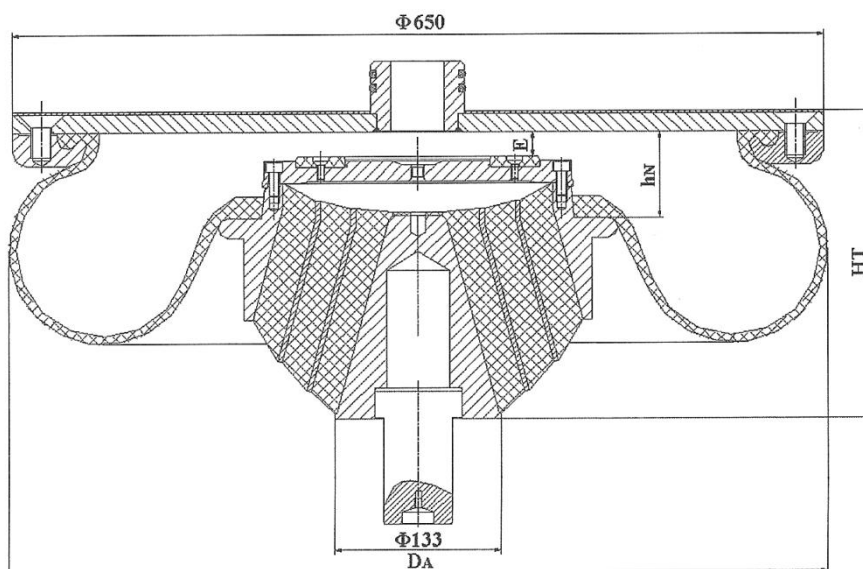
Celý výpočet s dosazenými hodnotami je příloze. Na volbu rozměrů měla vliv řada faktorů. Délka drážkování společně s šířkou podvozku omezuje délku tyče. Napětí v tyči a únosnost spoje zase určuje průřez. Výsledná tuhost musí odpovídat vypočtené svislé deformaci.

V tabulce 2 jsou shrnuty důležité výsledky výpočtu a navržené rozměry.

Tabulka 2: Důležité výsledky výpočtu vypružení a navržené rozměry

První vlastní frekvence prázdného vozidla	f_p	1,458 Hz
První vlastní frekvence loženého vozidla	f_L	1,22 Hz
Síla na jednu pružinu – primární vypružení – prázdný	P_{1P}	57 kN
Síla na jednu pružinu – primární vypružení – ložený	P_{1L}	76 kN
Síla na jednu pružinu – sekundární vypružení – prázdný	P_{2P}	86 kN
Síla na jednu pružinu – sekundární vypružení – ložený	P_{2L}	123 kN
Stlačení pružiny – primární vypružení – prázdný	z_{1P}	47 mm
Stlačení pružiny – primární vypružení – ložený	z_{1L}	62 mm
Stlačení pružiny – sekundární vypružení – prázdný	z_{2P}	81 mm
Stlačení pružiny – sekundární vypružení – ložený	z_{2L}	116 mm
Napětí při dynamickém namáhání primárního vypružení	τ_{1DL}	559 MPa
Napětí v torzní tyči	τ_k	498 MPa
Vnější průměr průřezu	D	125 mm
Vnitřní průměr průřezu	d	112 mm
Délka torzní tyče	L	680 mm

Výběr vzduchové pružiny sekundárního vypružení se odvíjí od síly na jednu pružinu pod loženým vozem. Požadavku odpovídá pružina SYS505/A/D/E.F68.C z katalogu čínského výrobce CNR. Její řez se základními rozměry je na obrázku 38 a technická data v tabulce 3.



Obrázek 38: Řez vzduchovou pružinou sekundárního vypružení [31]

Tabulka 3: Parametry vzduchové pružiny [31]

Hmotnost		68 kg
Maximální průměr	D_A	680 mm

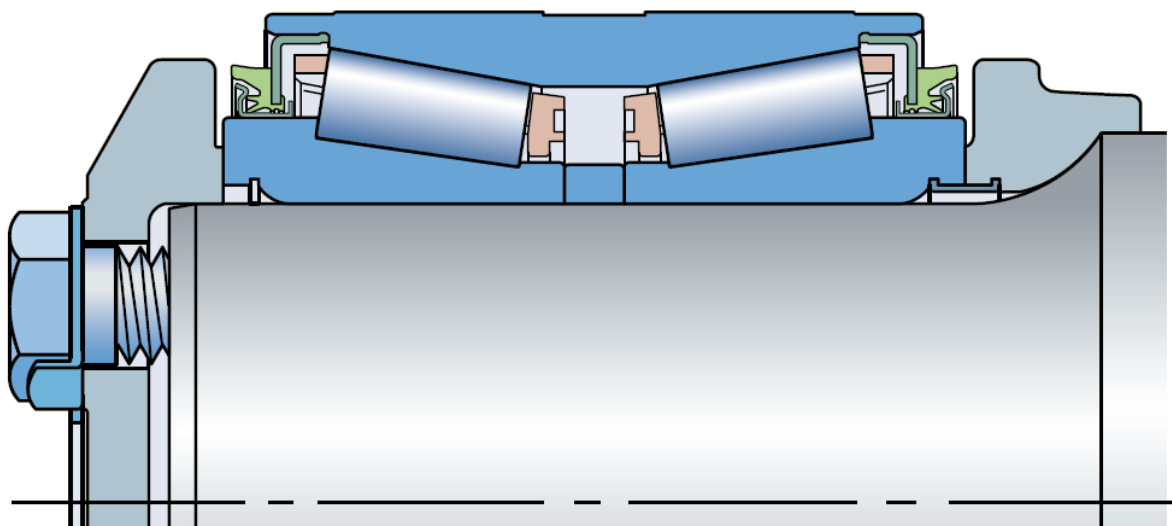
Pracovní výška	HT	248 mm
Konstrukční výška měchu	h_N	69 mm
Vertikální vzduchová mezera	E	20 mm

Všechny vzduchové pružiny jsou standardně vybaveny pryžokovovým blokem a kluznicí pro nouzové dojetí v případě poruchy dodávky stlačeného vzduchu.

5.4 Volba ložiska

Nápravové ložisko bylo vybráno z katalogu od výrobce SKF. Výběr spočíval v určení průměru dřívku nápravy a vybráním ložiska pro tento průměr. Protože je cílem nápravu navrhnout co nejlehčí, byl volen průměr dřívku větší, aby mohla být náprava dutá s velkým průměrem vývrtu. Byl zvolen průměr čepu 150 mm. Tato hodnota je spíše obvyklá u vysokorychlostních vlaků, než u regionálních a příměstských jednotek, pro ty je obvyklá hodnota 130 mm [30].

Vybrána byla kompaktní ložisková jednotka s kuželíkovými ložisky CTBU 150 x 250 x 160. Je navržena se speciálními labyrintovými (tzv. labyrinth-lip) těšeními na obou stranách. Způsob, jakým má být uložena na čepu nápravy, je patrný z obrázku 39. K čelu nápravy je přišroubována miskovitá koncová deska.



Obrázek 39: Uložení kompaktní ložiskové jednotky CTBU [32]

Dá se předpokládat, že životnost ložiska bude při použití pro regionální jednotku trochu naddimenzovaná. Výpočtem se tento předpoklad ověřit nedá, protože firma SKF ve svém katalogu neuvádí u nápravových ložisek únosnosti a v katalogu jednořadých kuželíkových ložisek párovaných zády k sobě není ekvivalentní typ, ze kterého by bylo možné vzít únosnost.

5.5 Výpočet nápravy

Podle průměru čepu nápravy byly navrženy i ostatní průměry nápravy: osazení pro zajištění ložiska, sedla nábojů, dřík. Délkové rozměry byly navrženy podle rozměrů komponent podvozku: kývačka, brzdové jednotky, pohon.

Pevnostní kontrola byla provedena podle normy ČSN EN 13 104, vztahující se na hnací nápravy. Veličiny vstupující do výpočtu jsou uvedeny v tabulce 4.

Tabulka 4: Vstupní hodnoty výpočtu nápravy

Hmotnost kola	m_{kolo}	411 kg
Hmotnost nápravy	$m_{\text{náprava}}$	355 kg
Hmotnost převodovky	m_p	350 kg
Hmotnost ložiskového domku	m_{ld}	63 kg
Hmotnost loženého vozidla	m_L	66825 kg
Počet náprav	i	4
Výška těžiště	h_1	800 mm
Poloměr kola	R	425 mm
Poloměr brzdového kotouče	R_b	275 mm
Polovina vzdálenosti styčných kružnic	s	750 mm
Polovina vzdálenosti středů ložisek	b	1045 mm
Působíště síly F_i	y_i	303,5 mm
Součinitel tření kotoučové brzdy	Γ	0,35
Součinitel adheze mezi kolem a kolejnicí	μ	0,3

Hmotnost nápravy je uvedena jako konečná navržená, výpočet je proveden jako ověření. Výška těžiště je také neznámá a je místo ní brána obvyklá hodnota. Ložiskový domek má představovat nevypruženou hmotu působící na nápravu. V případě vedení kývačkou působí na nápravu při pružení svým setrvačným účinkem celá hmota kývačky, přesněji její moment setrvačnosti k ose otáčení kývačky. Moment setrvačnosti byl tedy přepočten na hmotu soustředěnou do koncového bodu kývačky. Tento hmotný bod koná svislý pohyb při pružení a je ekvivalentem hmotnosti ložiskového domku. Vztah pro přepočet je

$$I_{kýv} = m_{ld} \cdot l^2, \quad (27)$$

kde $I_{kýv}$ je moment setrvačnosti kývačky k ose kývání, m_{ld} je ekvivalentní hmotnost ložiskového domku a l je délka kývačky. Z toho je vyjádřena ekvivalentní hmotnost

$$m_{ld} = \frac{I_{kýv}}{l^2}. \quad (28)$$

K momentu setrvačnosti přispívá částečně i torzní tyč. Vzhledem k tomu, že se při pružení natáčí jen její deformující se část a že její moment setrvačnosti je oproti kývačce řádově menší, je možné ji zanedbat.

Pro referenční hmotnost neodpružených částí platí

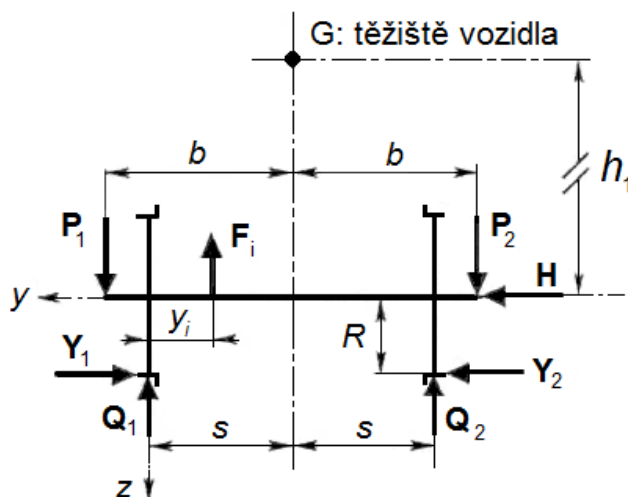
$$m_2 = m_{dv} + \frac{2}{3} \cdot m_p + 2 \cdot m_{ld}, \quad (29)$$

$$m_2 = 2 \cdot m_{\text{kolo}} + m_{\text{náprava}} + \frac{2}{3} \cdot m_p + 2 \cdot m_{ld}. \quad (30)$$

Pro referenční hmotnost, kterou je náprava rovnoměrně zatížena na oba čepy platí

$$m_1 = \frac{m_L}{i} - m_2. \quad (31)$$

Síly spojené s hmotností v pohybu jsou znázorněny na obrázku 40.



Obrázek 40: Síly spojené s hmotností v pohybu působící na nápravu

Jednotlivé síly se vypočítají z následujících vztahů:

$$P_1 = \left(0,625 + 0,0875 \cdot \frac{h_1}{b}\right) \cdot m_1 \cdot g, \quad (32)$$

$$P_2 = \left(0,625 - 0,0875 \cdot \frac{h_1}{b}\right) \cdot m_1 \cdot g, \quad (33)$$

$$Y_1 = 0,35 \cdot m_1 \cdot g, \quad (34)$$

$$Y_2 = 0,175 \cdot m_1 \cdot g, \quad (35)$$

$$H = Y_1 - Y_2 = 0,175 \cdot m_1 \cdot g. \quad (36)$$

Svislé zatížení nápravy částmi s ní spojenými:

$$F_i = \frac{2}{3} \cdot m_p \cdot g. \quad (37)$$

Svislé reakce:

$$Q_1 = \frac{1}{2s} [P_1(b + s) - P_2(b - s) + (Y_1 - Y_2)R - F_i(2s - y_i)], \quad (38)$$

$$Q_2 = \frac{1}{2s} [P_2(b + s) - P_1(b - s) - (Y_1 - Y_2)R - F_i y_i]. \quad (39)$$

Ohybový moment od sil spojených s hmotnostmi v pohybu působí v rovině yz (obr. 40). V místě mezi rovinou zatížení a rovinou styčné kružnice se vypočte jako

$$M_x = P_1 \cdot y \quad (40)$$

a v místě mezi oběma rovinami styčných kružnic jako

$$M_x = P_1 \cdot y - Q_1 \cdot (y - b + s) + Y_1 \cdot R - F_i \cdot (y - b + s - y_i). \quad (41)$$

Momenty vyvolané brzděním pro brzdové kotouče na náboji kola se pro místo mezi rovinami zatížení a styčné kružnice vypočítají následovně:

$$M'_x = F_f \cdot \Gamma \cdot y, \quad (42)$$

$$M'_y = 0, \quad (43)$$

$$M'_z = F_f \cdot \Gamma \cdot \frac{R_b}{R} \cdot y, \quad (44)$$

kde F_f je přítláčná síla na brzdový kotouč určená z rovnováhy brzdící síly a adheze kola ke kolejnici

$$F_f \cdot \Gamma \cdot R_b = P' \cdot \mu \cdot R, \quad (45)$$

v této rovnováze je P' kolová síla určená jako

$$P' = \frac{m_L}{2 \cdot i}. \quad (46)$$

Výsledek jmenovatele představuje počet kol vozidla. Po dosazení (46) do (45) a úpravě lze vyjádřit přítláčnou sílu jako

$$F_f = \frac{m_L \cdot \mu \cdot R}{2 \cdot i \cdot \Gamma \cdot R_b}. \quad (47)$$

Mezi rovinami styčných kružnic platí tyto vztahy:

$$M'_x = F_f \cdot \Gamma \cdot (b - s + y_i), \quad (48)$$

$$M'_y = 0,3 \cdot P' \cdot R, \quad (49)$$

$$M'_z = \frac{1}{2} \cdot F_f \cdot \Gamma \cdot (b - s) \cdot \frac{R_b}{R}. \quad (50)$$

Pokud je brzdový kotouč upevněn na disku kola, je v rovnici (48) y_i rovno nule.

Redukovaný moment se spočte podle zobecněné Pythagorovy věty jako

$$MR = \sqrt{MX^2 + MY^2 + MZ^2}, \quad (51)$$

kde

$$MX = M_x + \sum M'_x, \quad (52)$$

$$MY = \sum M'_y, \quad (53)$$

$$MZ = \sum M'_z. \quad (54)$$

V každém průřezu duté nápravy působí následující napětí:

$$\begin{aligned} & \text{- na vnějším povrchu} & \sigma &= \frac{K \cdot 32 \cdot MR \cdot d}{\pi \cdot (d^4 - d'^4)}, \end{aligned} \quad (55)$$

$$\begin{aligned} & \text{- na vnitřním povrchu} & \sigma &= \frac{K \cdot 32 \cdot MR \cdot d'}{\pi \cdot (d^4 - d'^4)}, \end{aligned} \quad (56)$$

kde K je součinitel koncentrace napětí, d je vnější průměr válcové části a d' je průměr vývrtu. Pro přechody mezi dvěma válcovými plochami, které se na navrhované nápravě vyskytují, lze hodnotu součinitele vypočítat ze vztahu

$$K = \frac{(4 - Y)(Y - 1)}{5(10X)(2,5X + 1,5 - 0,5Y)} + 1, \quad (57)$$

v němž X a Y jsou poměrová čísla. Jsou to poměry

$$X = \frac{r}{d'} \quad (58)$$

$$Y = \frac{D}{d'} \quad (59)$$

kde r je poloměr přechodového oblouku, d je průměr válcové části, pro kterou se počítá zvýšené napětí a D je průměr druhé válcové části. V případě nalisovaného kola na sedle nápravy se za D považuje vnější průměr náboje.

Pevnostní výpočet byl naprogramován, a proto je v příloze na ukázkou dosažení hodnot jen pro jeden průřez. Materiál nápravy byl zvolen EA4T. Nejvyšší přípustná napětí pro tento materiál a pro duté hnací nápravy se sedlem ozubeného kola jsou uvedeny v tabulce 5, přičemž součinitel bezpečnosti je 1,66.

Tabulka 5: Nejvyšší přípustná napětí pro duté nápravy v oceli jakosti EA4T

Součinitel bezpečnosti	1,66
Dřík nápravy, prohloubení mezi sousedními sedly, přechodové oblasti	145 MPa
Všechna sedla s výjimkou čepů ložisek	80 MPa
Čep ložiska (sedlo ložiska)	68 MPa
Povrch vývrtu	58 MPa

Výsledná napětí, dovolená napětí, navržené rozměry, vypočtené součinitele a jednotlivé momenty pro exponovaná místa nápravy jsou shrnuty v tabulce 6.

Tabulka 6: Výsledky pevnostního výpočtu nápravy

-	y (mm)	d (mm)	d' (mm)	D (mm)	r (mm)	K	M_x (Nmm) $\times 10^{-6}$	M'_x (Nmm) $\times 10^{-6}$	M'_y (Nmm) $\times 10^{-6}$	M'_z (Nmm) $\times 10^{-6}$	MR (Nmm) $\times 10^{-6}$	σ (MPa)	σ_{\max} (MPa)	$\sigma_{\text{vývrt}}$ (MPa)	σ_{\max} (MPa)
1	125	150	85	180	16	1,10	12,9	4,7	0	1,5	17,7	65,7	68	37,2	58
2	220	180	85	263	20	1,21	22,7	8,4	0	2,7	31,1	69,2	145	32,7	58
3	220	205	85	263	20	1,16	22,7	8,4	0	2,7	31,1	43,9	80	18,2	58
4	370	205	85	263	75	1,02	52,3	11,2	10,4	36,3	64,5	79,8	80	33,1	58
5	370	180	85	263	75	1,02	52,3	11,2	10,4	36,3	64,5	120,6	145	57,0	58
6	538,5	208	85	258	75	1,01	50,3	11,2	10,4	36,3	62,5	73,8	80	30,2	58
7	538,5	180	85	258	75	1,02	50,3	11,2	10,4	36,3	62,5	116,8	145	55,2	58
8	658,5	208	85	258	75	1,01	48,9	11,2	10,4	36,3	61,1	72,2	80	29,5	58
9	658,5	180	85	258	75	1,02	48,9	11,2	10,4	36,3	61,1	114,2	145	53,9	58
10	1045	180	85	180	-	1	44,4	11,2	10,4	36,3	56,7	104,2	145	49,2	58

Zajištění ložiska je pomocí koncové desky přišroubované k čelu nápravy. Doporučené provedení je třemi šrouby M24 a povolená varianta je čtyřmi šrouby M20. Kvůli velkému průměru vývrtu je nutno zvolit čtyři menší šrouby.

5.6 Návrh kývačky

Kývačce jakožto stěžejnímu prvku celého podvozku byla věnována mimořádná pozornost. Při navrhování nešlo vycházet z již používaných konstrukcí, protože kývačky doposud takto zatěžovány nebyly. Způsob zatížení kývačky ve vedené dvojkolí, s jakou je možné se setkat, byl popsán v kapitole 5.1. Bylo tedy potřeba navrhnout zcela vlastní tvar kývačky. Požadavky na konstrukci jsou: nízká hmotnost, malý moment setrvačnosti a technologičnost, tzn. vyrobitelnost reálnými a dostupnými technologiemi. Prvky, které musí kývačka obsahovat, jsou: uložení nápravového ložiska, uchycení hydraulického tlumiče, uložení kývačky a spojení s torzní tyčí (viz kapitola 5.1).

Síly, kterými je kývačka zatížena byly vzaty z výpočtu nápravy neboť působí na základě akce a reakce a je v nich zahrnuta dynamika při pohybu. Další uvažovanou silou je maximální brzdící síla. Její hodnota byla určena ve vztahu

$$F_{brzdná} = \frac{m_L \cdot g}{2 \cdot i} \cdot \mu. \quad (60)$$

A konečně síla od hydraulického tlumiče. Ten prochází kývačkou jeho působíště je v polovině ramene kývačky. Tlumící síla tak musí být dvojnásobná, aby se tlumící účinek vyrovnal tlumiči umístěnému v blízkosti ložiskového domku. Z katalogu tlumičů firmy ST-OS [33] byla zjištěna maximální tlumící síla pro tlumiče primární vypružení 14 kN. Tlumiče s dvojnásobnou tlumící silou však firma nevyrábí a nejbližší nižší hodnota je 25 kN. Lze tedy očekávat, že tlumící účinek bude nepatrně slabší.

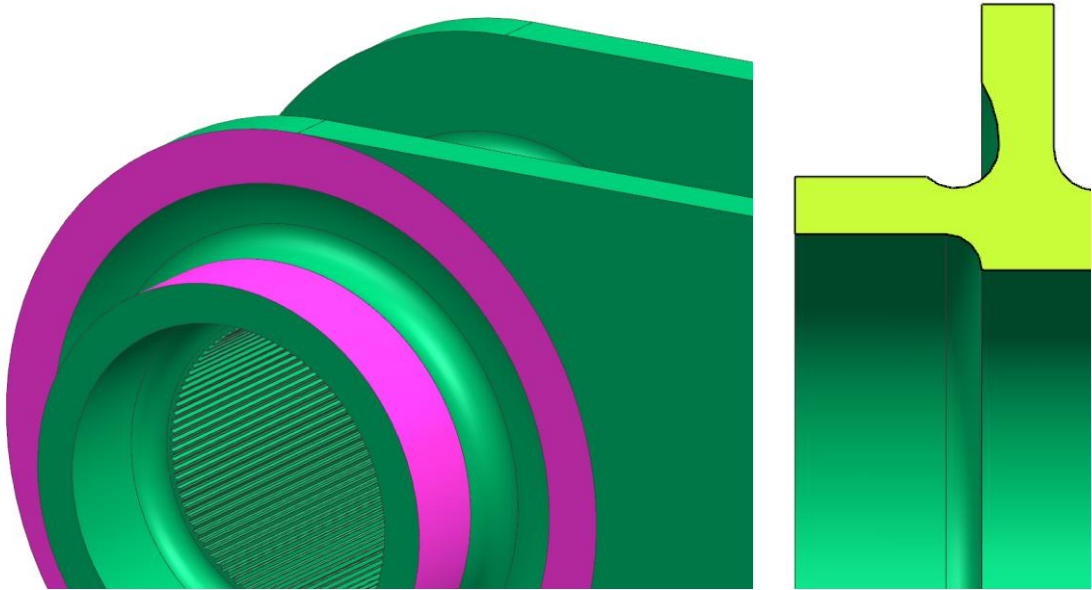
Hodnoty všech sil potřebných k návrhu kývačky jsou uvedeny v tabulce 7.

Tabulka 7: Síly v návrhu kývačky

Svislá síla	P_1	102979 N
Vodorovná síla (příčný směr)	H	26043 N
Maximální brzdná síla	$F_{brzdná}$	24583 N
Maximální tlumící síla	$F_{tlumič}$	25000 N

Rozměry trubkového osazení jako čepu pro kluzné ložisko by do jisté míry ovlivněny i drážkovým spojem s torzní tyčí. Spoj určil průměry mezikruží a délka osazení pak byla dopočtena na základě měrného tlaku v ložisku. Kontrola měrného oteplení nemá význam, protože vykonávaný pohyb není otáčivý, pouze kývavý.

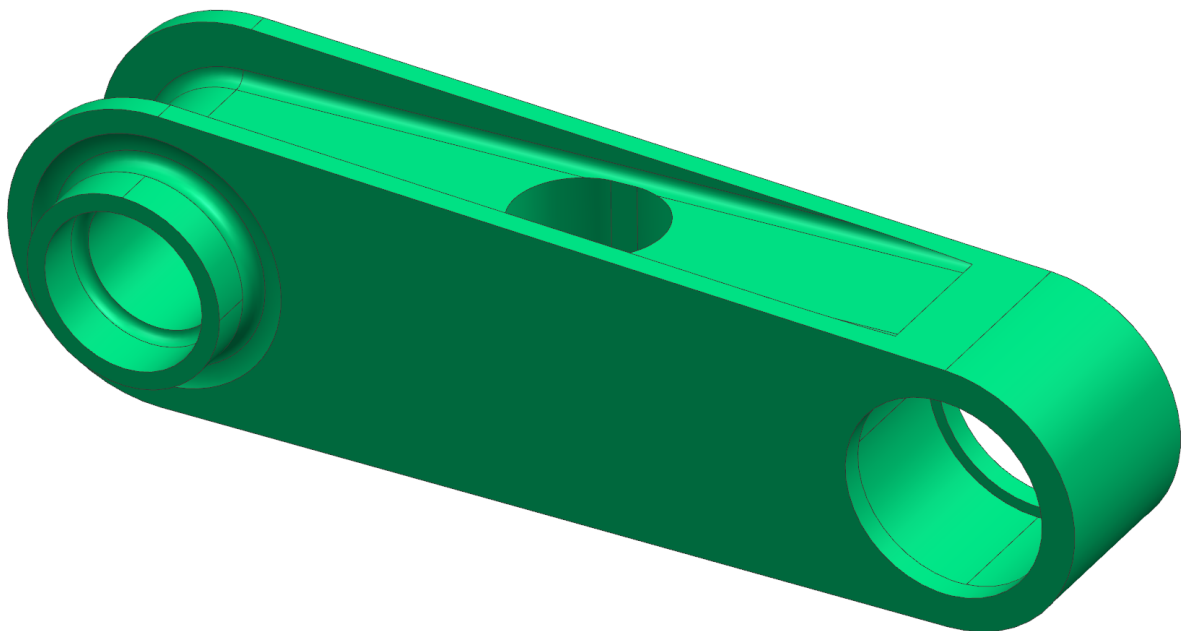
Kluzné ložisko se dělí na dvě části. Na část zachycující svislé reakce a na přírubovou část zachycující příčné síly, obě jsou vyznačeny vlevo na obrázku 41. Svislá síla vzniklá vektorovým součtem svislé a maximální brzdné síly vyvozuje měrný tlak na čepu 2,5 MPa a příčná síla vyvozuje na přírubu měrný tlak 1 MPa. Vpravo na obrázku 41 je ukázán přechod mezi oběma částmi, jehož úkolem je jednak snížit vrubový účinek a také vytvořit mělkou drážku pro zamezení nebezpečí, že by okraj pouzdra vytvořil zářez v povrchu čepu.



Obrázek 41: Plochy kluzného ložiska – vlevo, vrubové odlehčení – vpravo

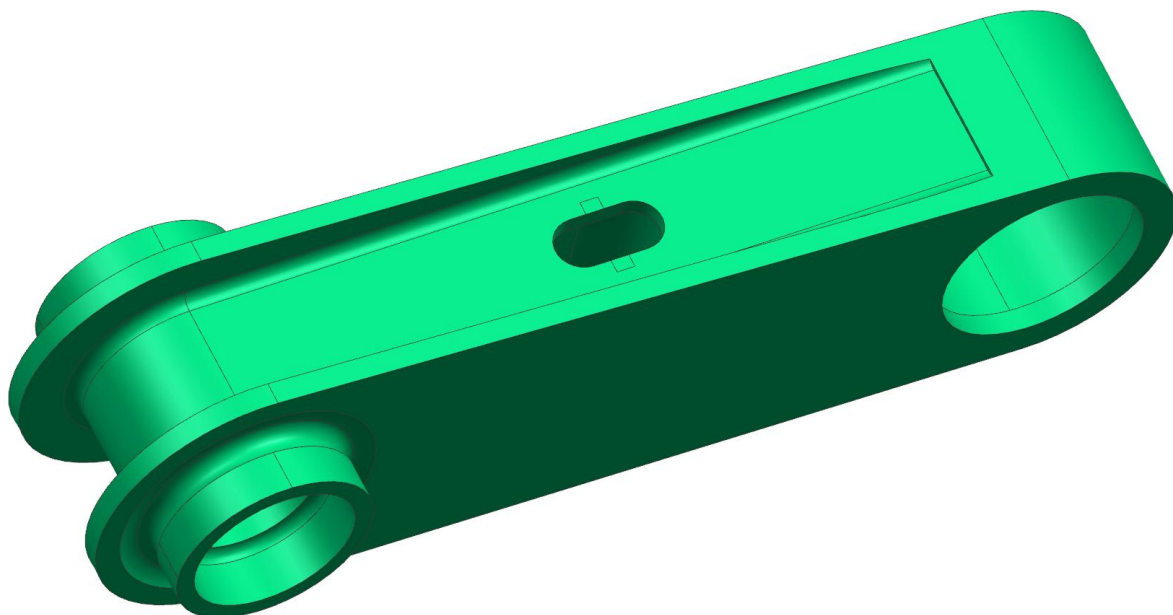
Na celé řešení kývačky bylo nahlíženo jako na černou skříňku. Jednotlivé části byly spojeny v jeden plný celek, z kterého byl následně odebrán nepotřebný materiál na základě výpočtu. Tento způsob se nazývá topologická optimalizace a je založena na metodě konečných prvků. Jejím cílem je zajistit co nejlepší využití materiálu navrhovaného spojení.

Model vstupující do výpočtu je na obrázcích 42 a 43. V plném spojení obou konců je vytvořen otvor pro tlumič. Doporučená vzálenost ostatních komponent od tlumičů je 10 mm. Otvor je oválný s šířkou 140 mm. Tlumič s tlumící silou 25 kN má největší průměr 110 mm [33], tudíž je doporučení splněno.



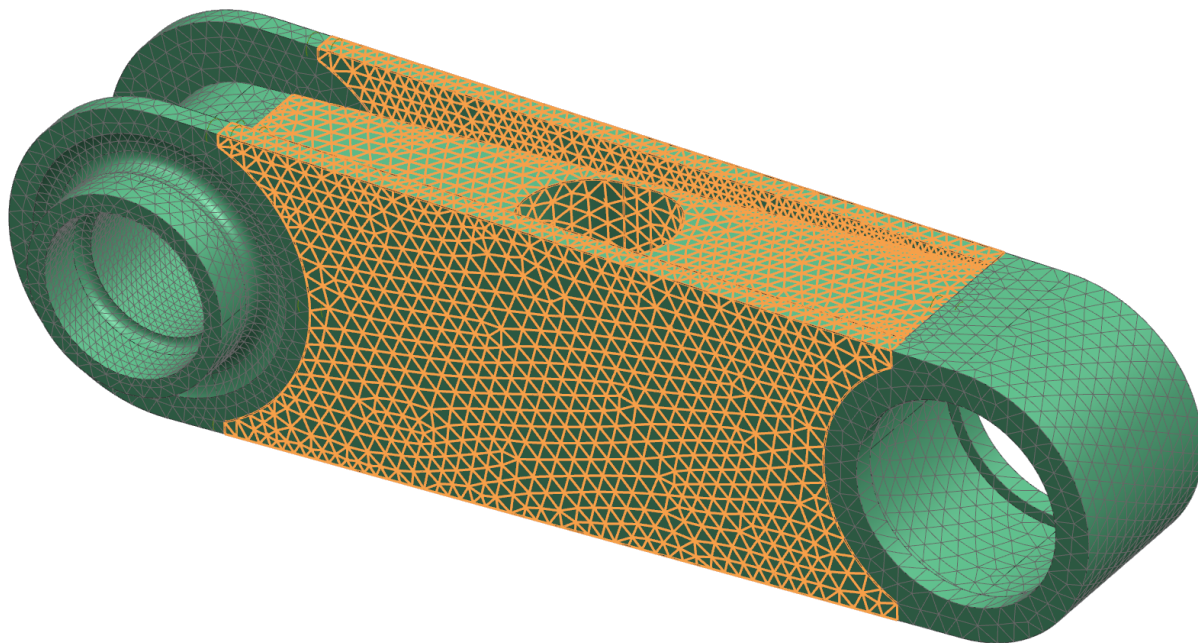
Obrázek 42: Model kývačky pro topologickou optimalizaci – celkový pohled

Na obrázku 43 je ukázán otvor pro upevňovací oko tlumiče a dosedací plochy šroubů. Namodelovány byly jako čtvercové pro následnou kvalitnější diskretizaci, avšak na výsledek optimalizace toto nemá vliv.



Obrázek 43: Model kývačky pro topologickou optimalizaci – pohled zespodu

Diskretizace modelu byla provedena tetraedrovými prvky s mezi uzly. Velikost prvku s ohledem na topologickou optimalizaci byla volena 20 mm. U příliš hrubé sítě by mohlo dojít k nepřesnému odebrání nevyužitých prvků v jednotlivých krocích optimalizace a tím k nekvalitnímu výsledku. S příliš jemnou sítí zase výrazně narůstá optimalizační čas. Konečnoprvkový model s vyznačenou oblastí prvků, kterých se optimalizace týká, je na obrázku 44.



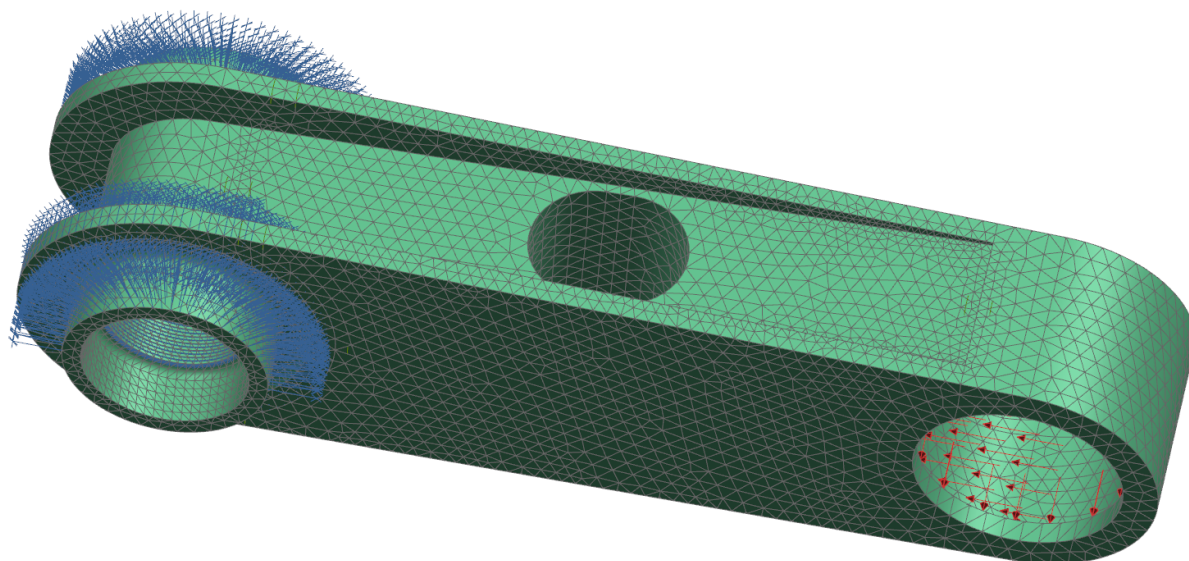
Obrázek 44: Konečnoprvkový model s vyznačenou optimalizovanou oblastí

Stanovení okrajových podmínek řešení:

Obě plochy čepu kluzného ložiska zamezují posuvům ve svislém a podélném směru, ale zároveň musí dovolit otáčení kolem osy kývání. Byla na ně použita cylindrická vazba, která dokáže zamezit pouze posuvům v radiálním směru. Vybrána byla horní polovina čepu tak,

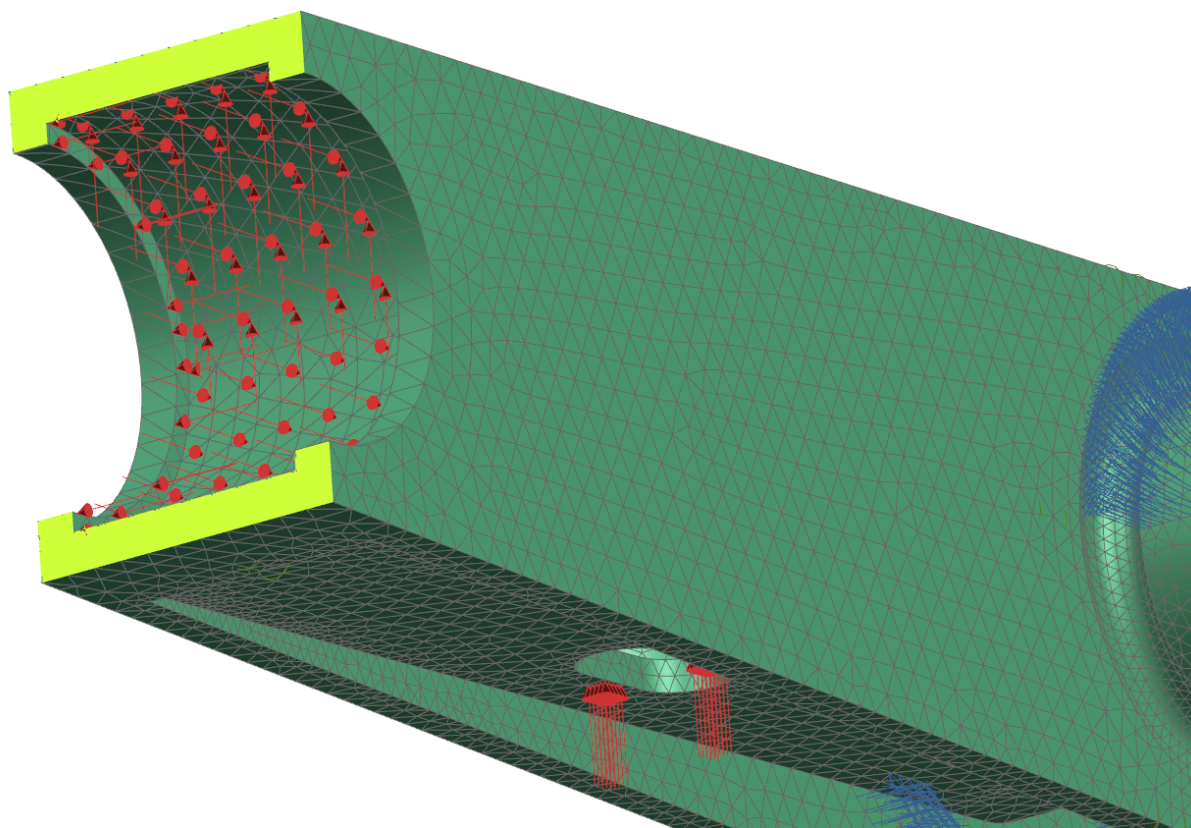
jako by dosedala do dílu ložiska zhotoveného v rámu podvozku. Tím je simulace reálného uložení přesnější. Příčnému posuvu zamezuje plocha, na níž dosedá příruba ložiskového pouzdra. Rotaci okolo osy kývání zamezuje drážkování. V tomto fyzikálním modelu drážkování představuje plocha náboje, na níž je použita opět cylindrická vazba, tentokrát s rozdílným nastavením tak, aby zamezovala axiální rotaci.

Zatížení svislou, příčnou a maximální brzdou silou bylo aplikováno na vnitřní plochy náboje stejně, jako by na ně působilo nápravové ložisko svými akčními silami. Smysl maximální brzdě síly byl pro optimalizaci stanoven tak, aby kývačku namáhal tlakem. Posledním zatížením je maximální tlumicí síla tlumiče. Ta působí na dosedací plochy upevňovacích šroubů ve svislém směru a její smysl je shodný se svislou akční silou nápravového ložiska, tzn., působí proti zpětnému pohybu kývačky. Zatěžovací stav je brán jako nejhorší možná kombinace působících sil. Tlumicí síla vytvoří napětí v oblasti upevnění tlumiče a nebudou zde optimalizací prvky odebrány. Fyzikální model s definovanými okrajovými podmínkami je na obrázku 45.



Obrázek 45: Fyzikální model s definovanými okrajovými podmínkami

Na obrázku 46 je detailně zobrazeno zatížení jak akčními silami nápravového ložiska, tak i tlumicí silou.



Obrázek 46: Detail zatížení modelu

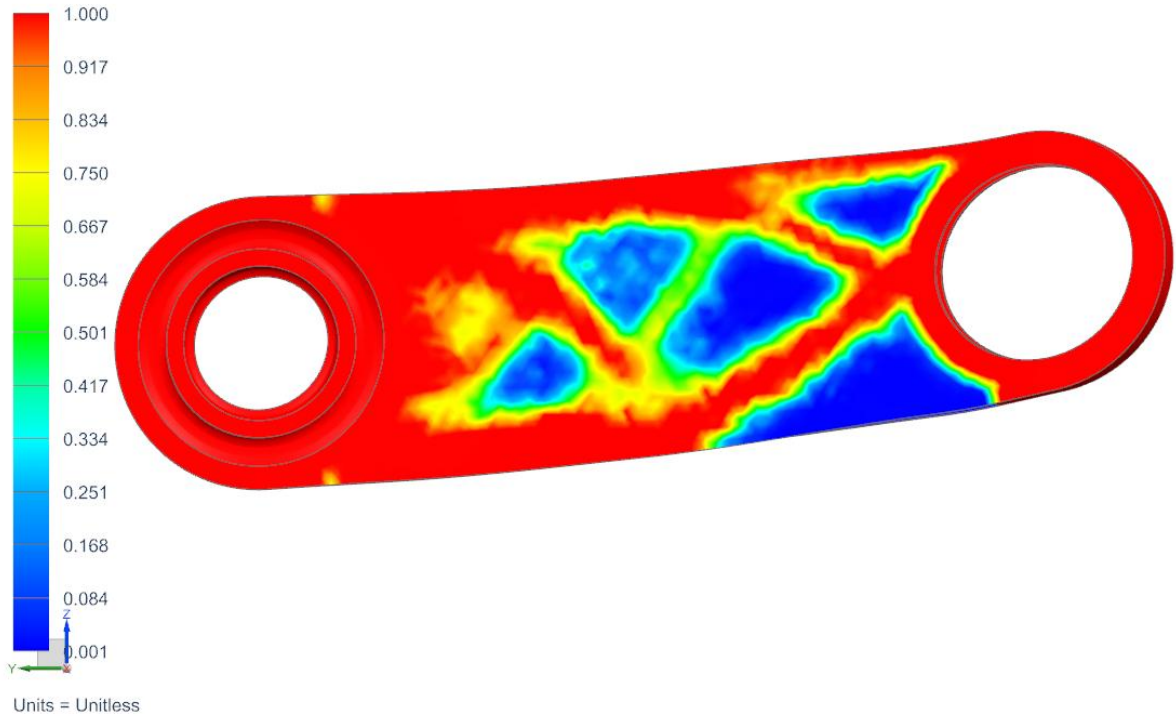
Nastavení topologické optimalizace:

Za cíl optimalizace bylo určeno zmenšit objem optimalizované oblasti na 27 % původního objemu. Tato hodnota byla určena experimentálně, aby byl výsledek uspokojivý. Výsledný objem přímo odráží hmotnost konstrukce. Jako optimalizační kritérium byla zadána minimalizace deformační energie s ohledem na všechny prvky, ta je odrazem napjatosti. Jako omezení byla nastavena rovinná symetrie optimalizované oblasti podle roviny určené podélnou a svislou osou. Tím dojde k symetrickému odebrání prvků a výsledná topologie nebude náchylná na změnu smyslu příčné síly. Kývačka v provozu bude namáhána střídajícím se směrem příčné síly podle toho, jestli vozidlo bude projíždět pravým či levým obloukem. Maximální počet iterací byl omezen na 50 cyklů.

Na obrázku 47 je výsledný stupeň využití materiálu. Jednička je maximální využití a nula minimální využití. Je patrné, že podíl nevyužitého materiálu stoupá blíž k nápravovému ložisku. Toto plyne ze způsobu zatížení kývačky, která představuje vetknutý nosník zatížený silami od nápravy a tlumiče. Reakce ve vetknutí zachytává kluzné ložisko a moment vetknutí zachytává torzní tyč. Ohybový moment vetknutého nosníku má své maximum ve vetknutí a je zde potřeba nejvíce materiálu. Naopak na konci nosníku je minimum a materiál zde není využit přesně tak, jak je to i ve výsledném stupni využití.

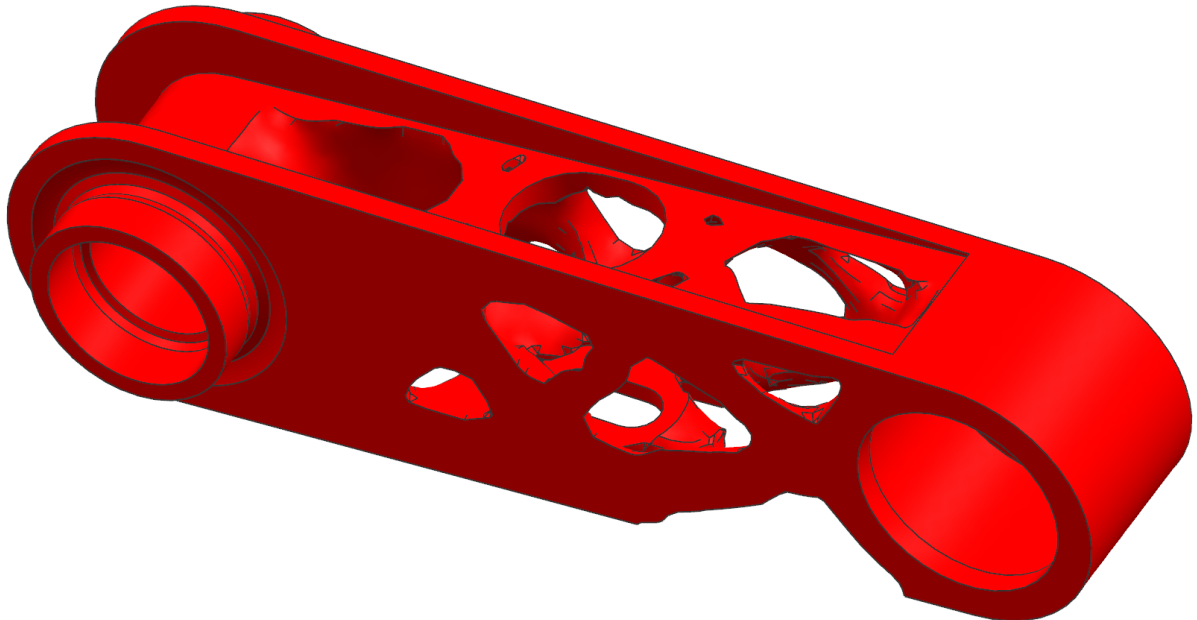
Z pohledu nevypružených hmot, které kývačka představuje, je takové namáhání velmi výhodné, protože hmota je koncentrována k vetknutí, kde je i osa kývání, k níž je vztažen moment setrvačnosti.

kyvacka4_topo1_sim1 : TopoOptSolution Result
Subcase - Loads, Constraints 1, Design Cycle 50
Normalized Material Density - Elemental, Averaged, Scalar
Min : 0.001, Max : 1.000, Units = Unitless
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude

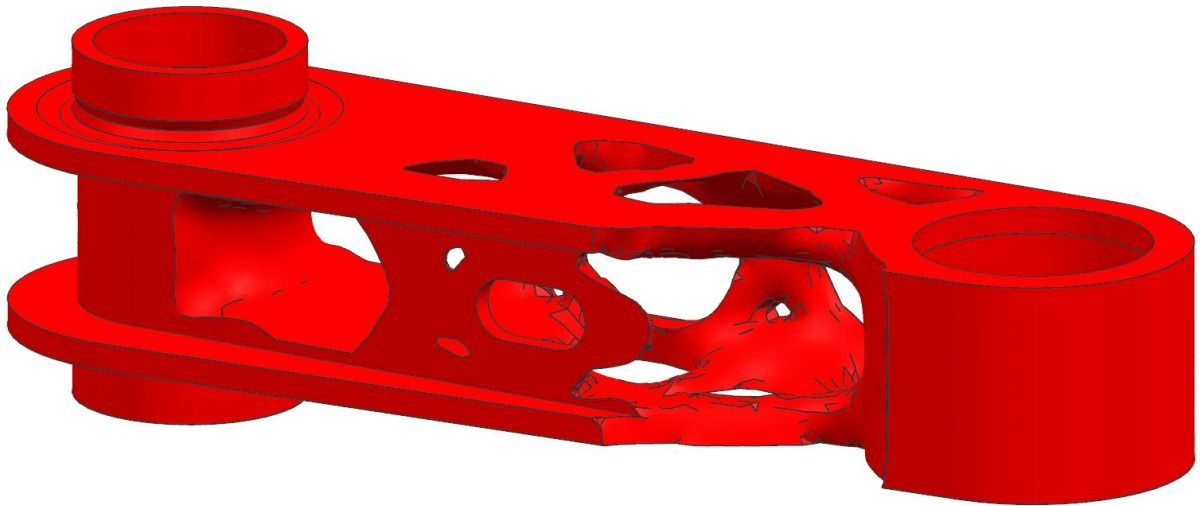


Obrázek 47: Stupeň využití materiálu křivky

Nevyužitý materiál byl odebrán a výsledná topologie je na obrázcích 48 a 49.



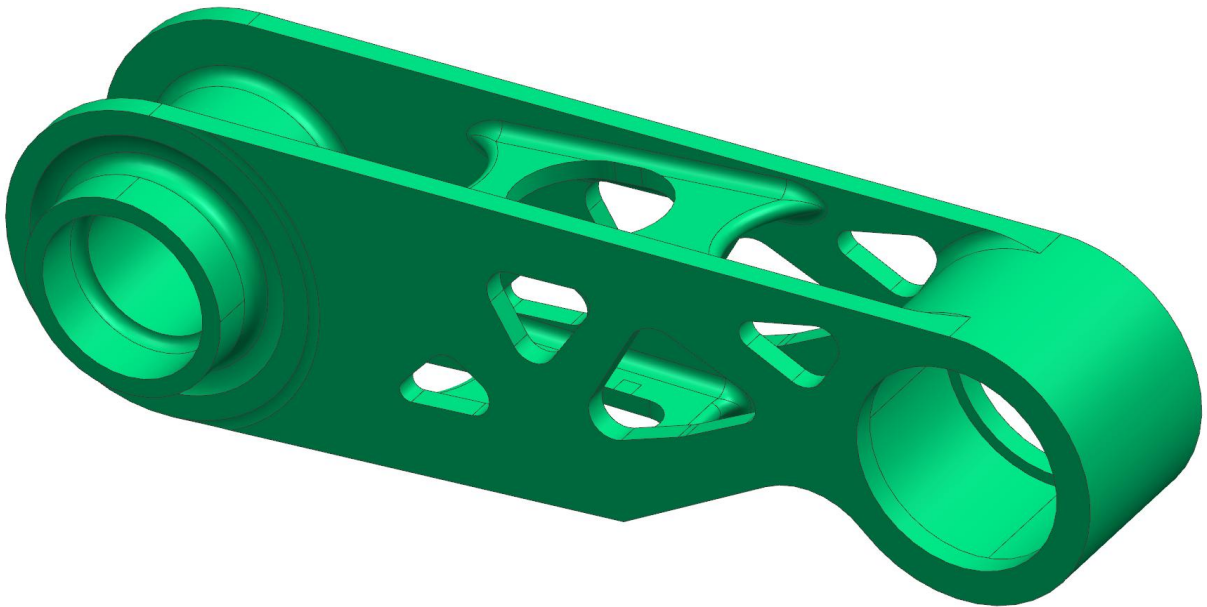
Obrázek 48: Výsledná optimální topologie – celkové pohled



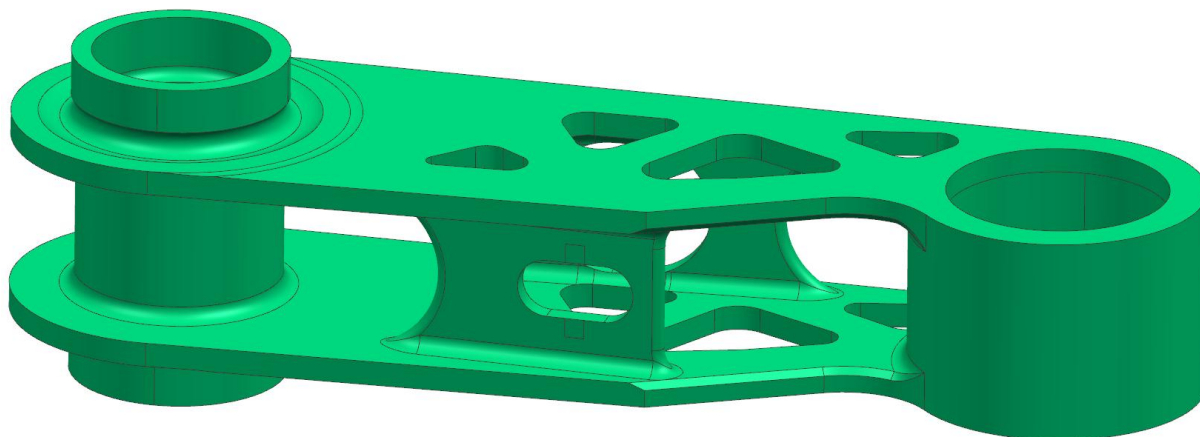
Obrázek 49: Výsledná optimální topologie – pohled zespodu

Ve výsledku je vidět určitá podobnost s příhradovou konstrukcí v oblasti stojin kývačky. Faktem je, že tento typ konstrukce umožňuje nejlepší využití mechanických vlastností materiálu, z čehož plyne i nízká hmotnost konstrukce. Topologická optimalizace proto vždy navrhuje takovéto tvary.

Topologii je dále potřeba převést na výrobitelné tvary a výsledek zkontrolovat, zda určitá zjednodušení nezpůsobila přílišné napěťové špičky. Tvar byl zjednodušen na dvě stojiny a pásnicové vzpěry. Stojiny jsou z plechu o tloušťky 25 mm a jejich složitý tvar by mohl být vyříznut laserem. Pásnicové vzpěry jsou také z plechu, ale tloušťky 20 mm. Celá konstrukce je svařovaná s velkými koutovými svary. Model, na něhož byly přeneseny poznatky z topologické optimalizace, je na obrázcích 50 a 51.



Obrázek 50: Optimalizovaný model kývačky – celkový pohled



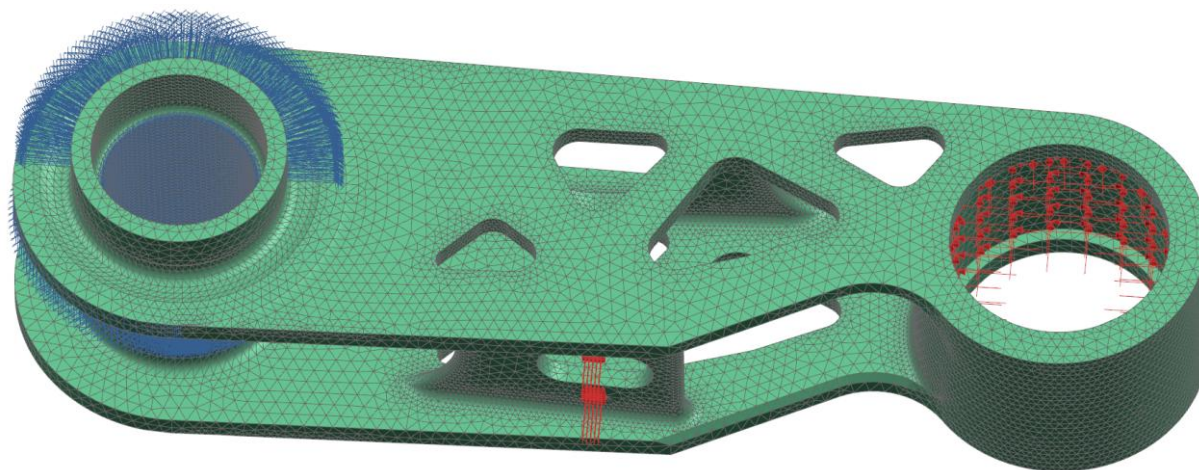
Obrázek 51: Optimalizovaný model kývačky – pohled ze spodu

Materiál kývačky byl zvolen stejný, jaký se používá pro rámy podvozků, tedy S355J2G. Jeho mechanické vlastnosti jsou uvedeny v tabulce 8.

Tabulka 8: Mechanické vlastnosti oceli S355J2G [5]

Tloušťka (mm)	Do 3	3 – 16	17 – 40
Mez kluzu R_e (MPa)	355	355	345
Mez pevnosti R_m (MPa)	510 - 680	490 – 630	490 - 630

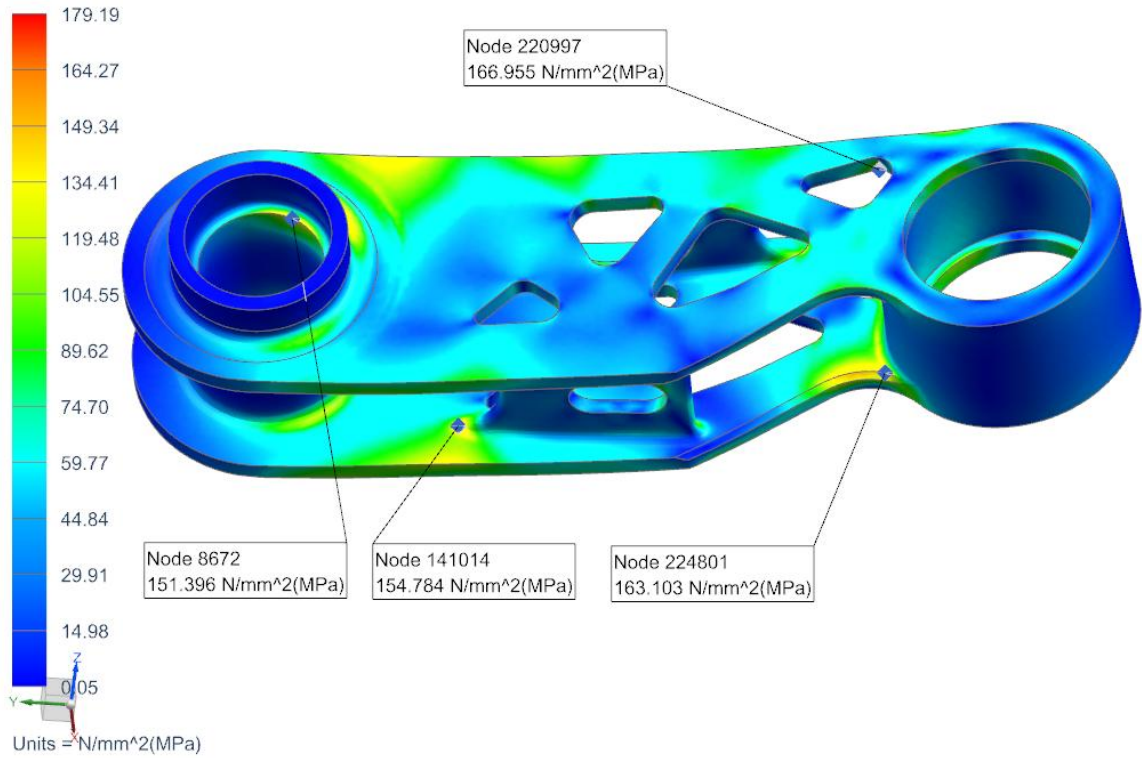
Diskretizace proběhla tentokrát s velice jemnou sítí v exponovaných oblastech, kvůli sledovanému napětí. Na obrázku 52 je konečnoprvkový model s definovanými okrajovými podmínkami shodnými s podmínkami pro topologickou optimalizaci.



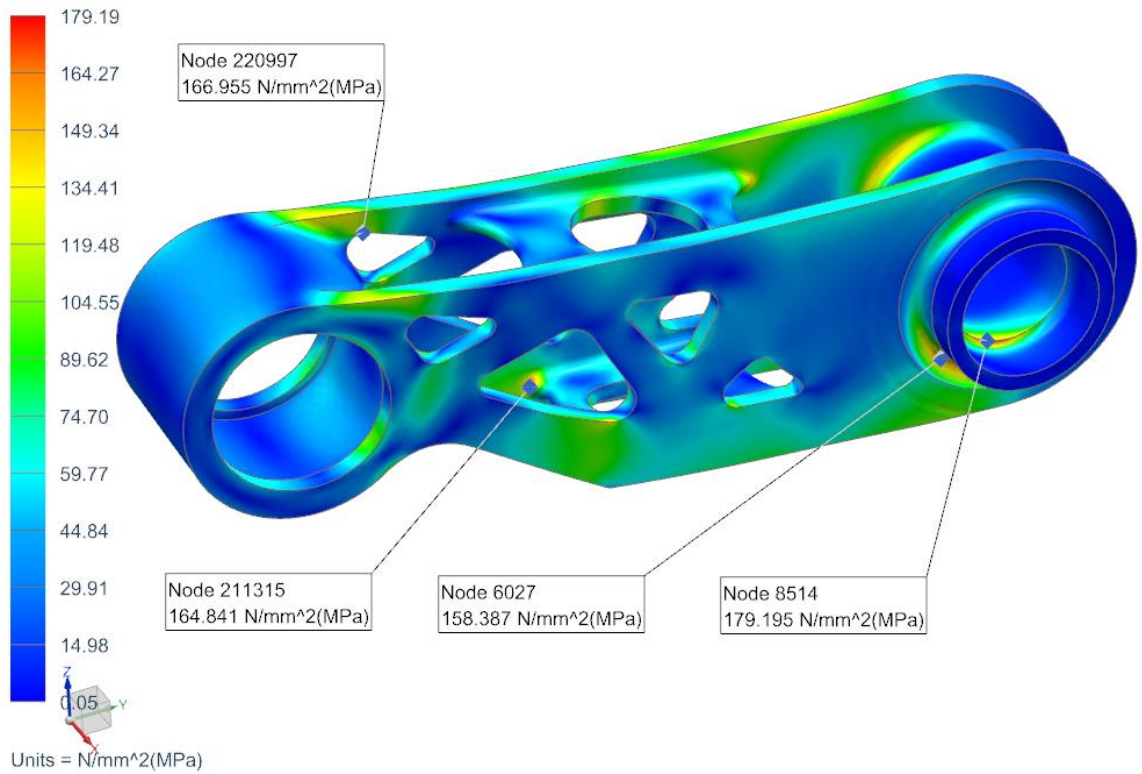
Obrázek 52: Optimalizovaný konečnoprvkový model s definovanými okrajovými podmínkami

Výsledné redukované napětí podle von Misesovy hypotézy je na obrázcích 53 a 54 a jsou zde vyznačeny oblasti s nevyšším napětím. Rozdíl mezi zprůměrovaným a nezprůměrovaným napětím je do 5 %, konkrétně 3 %. Síť tak lze považovat za dostatečně jemnou. Maximální napětí dosahuje 179,2 MPa a to v místě drážkového spoje. Zde je aplikována okrajová podmínka a napětí v její blízkosti je zkreslené. Nicméně to není nijak vysoká hodnota oproti mezi kluzu, která je pro navržené tloušťky plechu 345 MPa. Bezpečnost je 1,92. V oblasti odlehčovacího výřezu je další gradient napětí, lokální maximum činí 167 MPa. Největší napětí ve svarovém spoji je vidět na obrázku 54 a dosahuje hodnoty 164,8 MPa.

kyvacka4_fem1_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Loads, Constraints 1, Static Step 1
Stress - Element-Nodal, Averaged, Von-Mises
Min : 0.05, Max : 179.19, Units = N/mm²(MPa)
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude

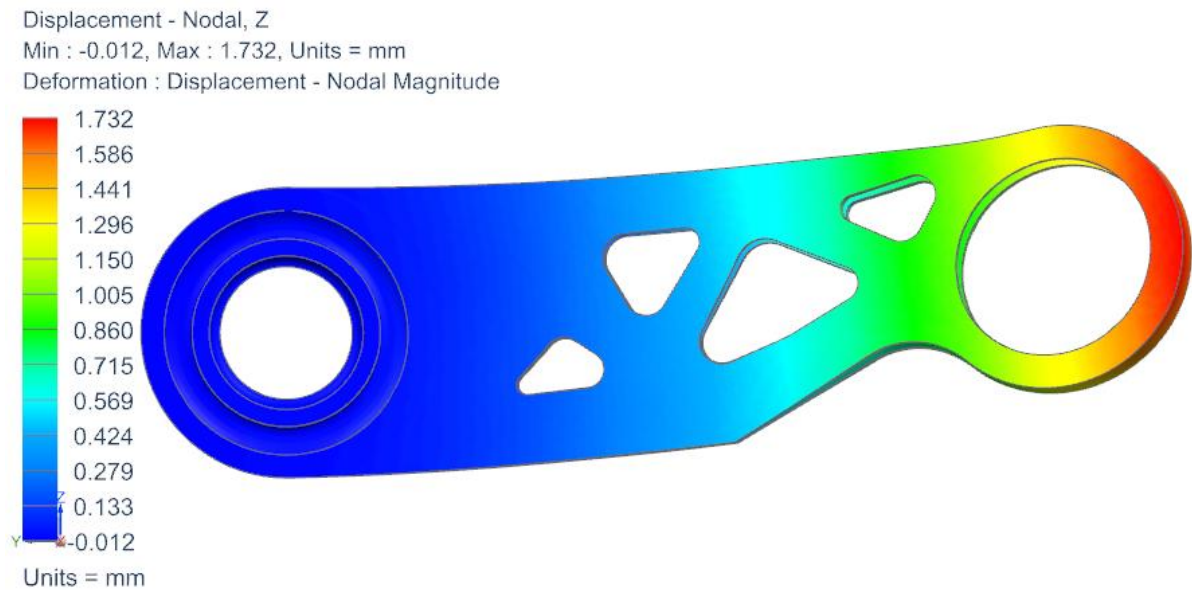


Obrázek 53: Redukované napětí von Mises – první pohled



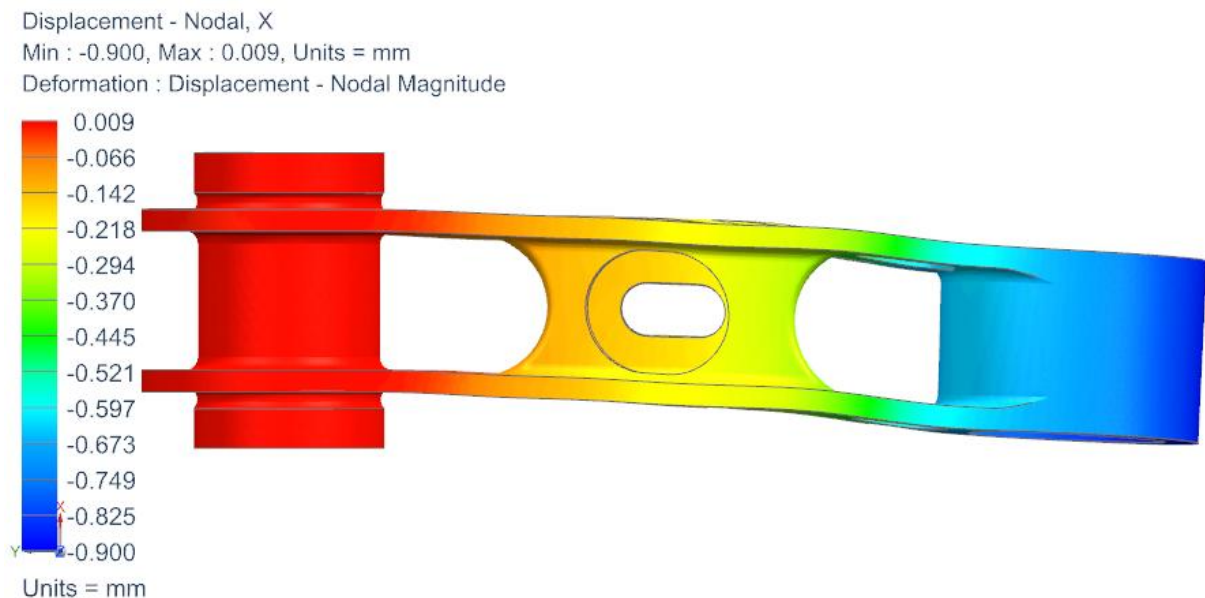
Obrázek 54: Redukované napětí von Mises – druhý pohled

Posunutí ve svislém směru jsou patrná z obrázku 55. Měřítko zobrazené deformace je 10 % z velikosti modelu. Konec kývačky nabývá maximálního posunutí přibližně 1,7 mm. Ovšem úloha neřeší kontakt s nápravovým ložiskem a lze očekávat, že reálná posunutí budou mít o něco nižší hodnoty kvůli menší deformaci náboje.



Obrázek 55: Posunutí ve svislém směru

Posunutí v příčném směru jsou na obrázku 56. Maximální hodnota je 0,9 mm. Deformace kývačky jsou malé. Maximální svislý posuv činí necelé 0,2 % z délky kývačky a lze konstatovat, že tuhost je uspokojivá.



Obrázek 56: Posunutí v příčném směru

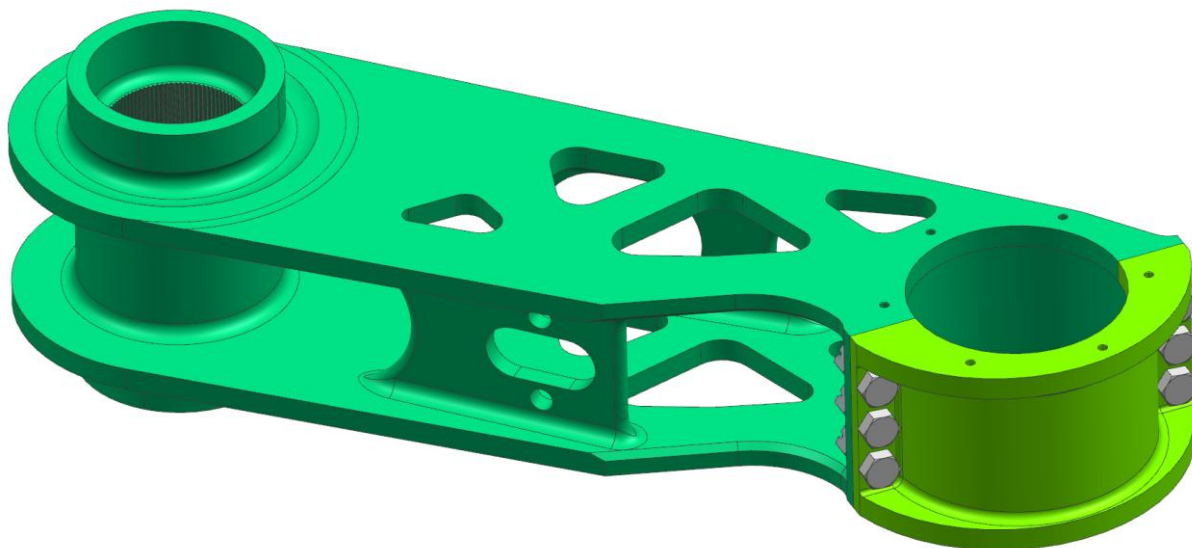
Topologie propojení částí kývačky byla navržena a ověřena. Zbývalo navrhnout způsob, jakým se bude montovat nápravové ložisko do náboje. Kvůli revizi či opravě dvojkolí a pohonu je nutné, aby demontáži byla co nejsnazší. V práci bylo přistoupeno na požadavek umožnění demontáže samotného dvojkolí bez kývaček. Byl vybrán způsob, při kterém má náboj dělicí rovinu pod úhlem 45°. Tento způsob se používá u tramvajových podvozků a je

spolehlivě v provozu. Je možné se s ním setkat např. u podvozků Tatra K2, KT4D, KT8D5, u podvozku EVO pro tramvaje TW Team EVO2 nebo u podvozku nízkopodlažní tramvaje ruského výrobce UKVZ (obr. 57). U podvozku pro regionální vozidlo musí být spoj adekvátně zvětšen.



Obrázek 57: Podvozek nízkopodlažní tramvaje výrobce UKVZ [34]

Spojení všech částí navržené topologickou optimalizací umožnilo provést dělicí rovinu bez jakéhokoliv zásahu do konstrukce. Konečnou podobu kývačky s děleným nábojem pro ložisko a s drážkováním ukazuje obrázek 58.



Obrázek 58: Model kývačky

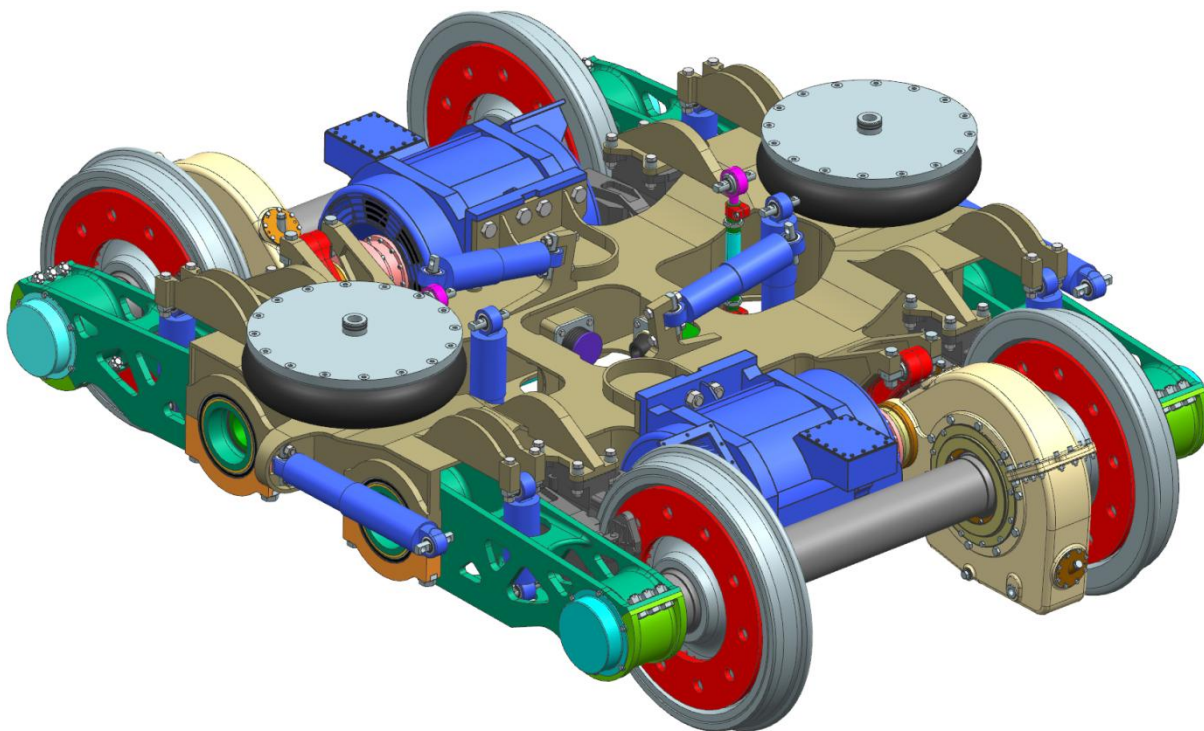
Použitá kompaktní ložisková jednotka přináší některé výhody. Vnější kroužek přebírá současně funkci ložiskové skříně a není potřebné žádné pouzdro. Při demontáži dvojkolí drží celá jednotka pohromadě. Důsledkem je menší hmotnost nápravového ložiska a celkový podíl nevypružené hmoty působící na nápravu.

V části stojiny, kde dosedá příruba ložiskového pouzdra, je vytvořena mělká drážka, která má opět za úkol zamezit nebezpečí, že by okraj pouzdra vytvořil zářez v povrchu stojiny.

Aby bylo dosaženo stejné únosnosti drážkování, jaké je vytvořené na torzní tyči, musí být použit buď jiný materiál této části, nebo musí být drážkování chemicko-tepelně zpracované.

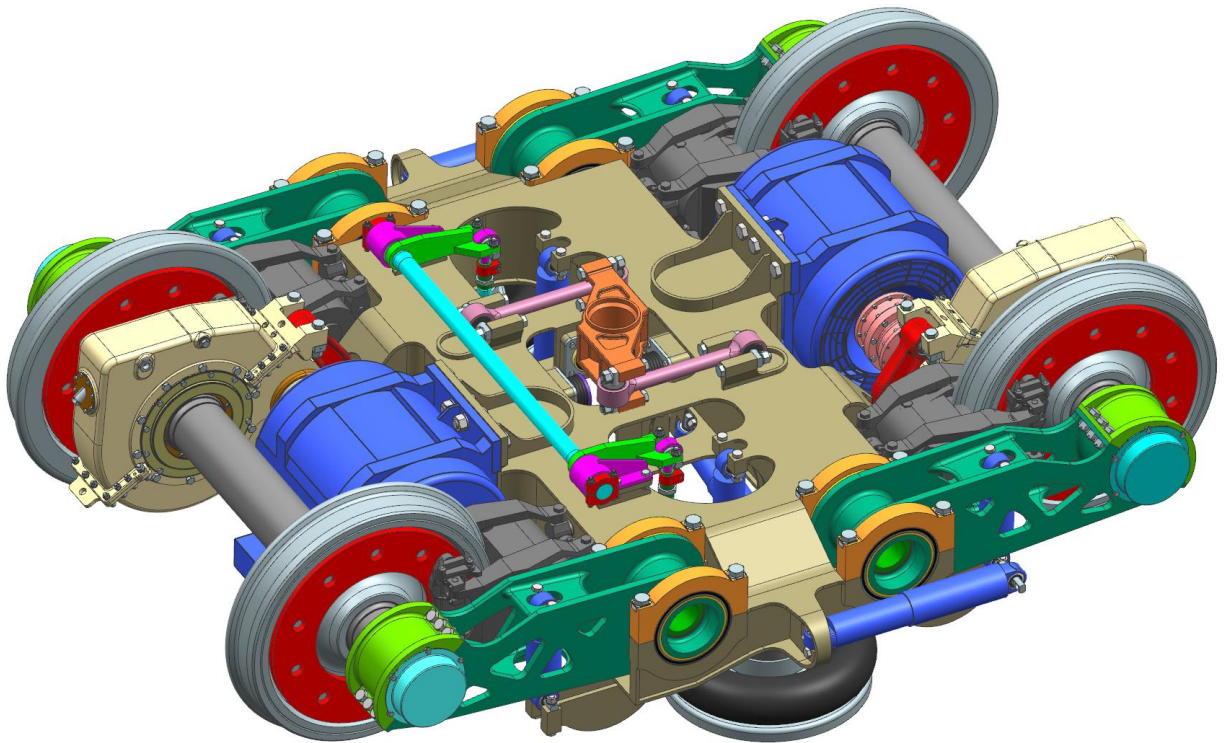
5.7 Návrh podvozku

Všechny dosud zvolené a vypočtené prvky byly aplikovány do návrhu podvozku. Pro přenos tažných sil byl zvolen lemniskátový mechanismus, a to hlavně z toho důvodu, že podvozek spadá díky trakčním motorům do vyšší výkonové kategorie. Je očekávána vyšší tažná síla a k tomu přímo úměrné odlehčení svislého zatížení dvojkolí způsobené klopným momentem podvozku. Celý podvozek je na obrázku 59. Sekundární vypružení bylo doplněno tlumiči: svislého, příčného a vrtivého pohybu. Umístění příčného tlumiče musí být takové, aby i při vzájemném natočení skříně a podvozku byl ve správné poloze a tlumil efektivně příčný pohyb.



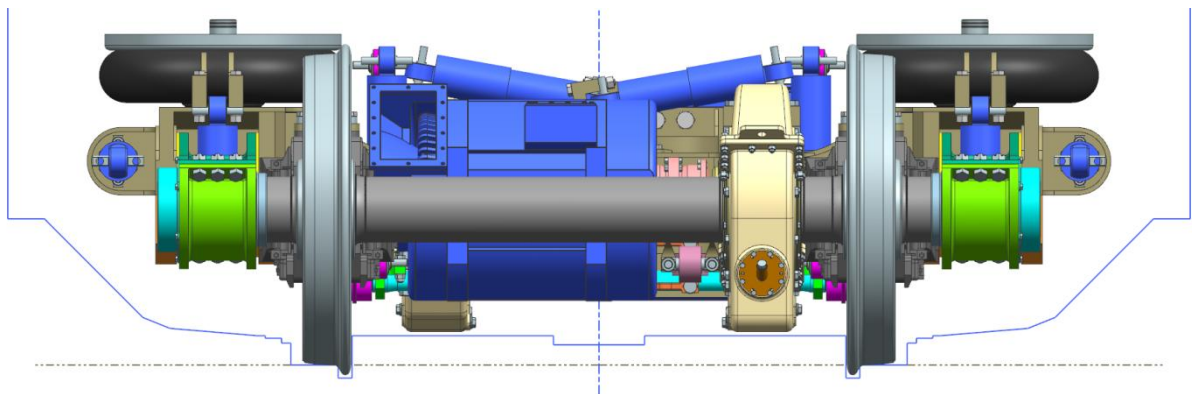
Obrázek 59: Navržený podvozek - pohled shora

Pohled zespodu je na obrázku 60. Na spodku jsou umístěny některé komponenty jako lemniskátový mechanismus či torzní stabilizátor, který je nezbytným doplňkem pneumatického sekundárního vypružení. Je možné si všimnout netypického umístění svislých tlumičů a táhel torzního stabilizátoru. Takové uspořádání je použito například na podvozku Bombardier FLEXX Link (kapitola 4.2.6).



Obrázek 60: Navržený podvozek - pohled zespodu

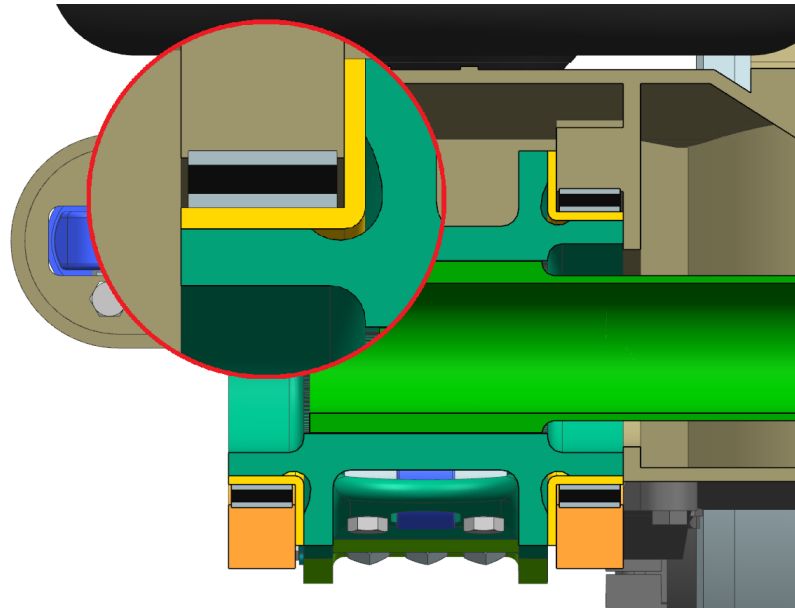
Podvozek s vyznačeným vztažným obrysem kinematického obrysu pro hnací vozidlo podle UIC 505-1 je na obrázku 61.



Obrázek 61: Podvozek se vztažným obrysem kinematického obrysu podle UIC 505-1

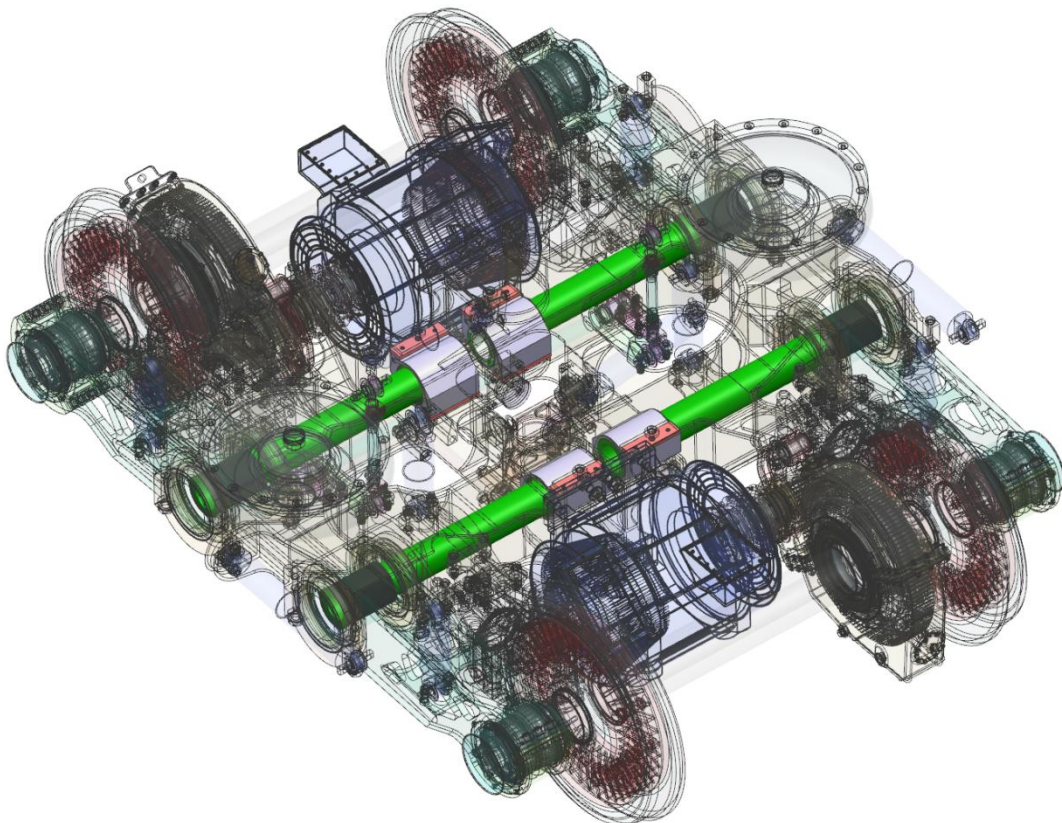
Žádná část kromě kol nesmí klesnout pod rovinu TK. Podmínka, podle níž musí být dolní části trakčního vozidla umístěny výše, než 80 mm nad TK, se týká středních nebo krajních částí vozidla, a to z důvodu schopnosti projíždět vypuklá nebo vydutá zaoblení [35].

Detail uložení kývačky a provedení zajištění silentbloku ukazuje obrázek 62. Zespodu ji zajišťují třmeny.



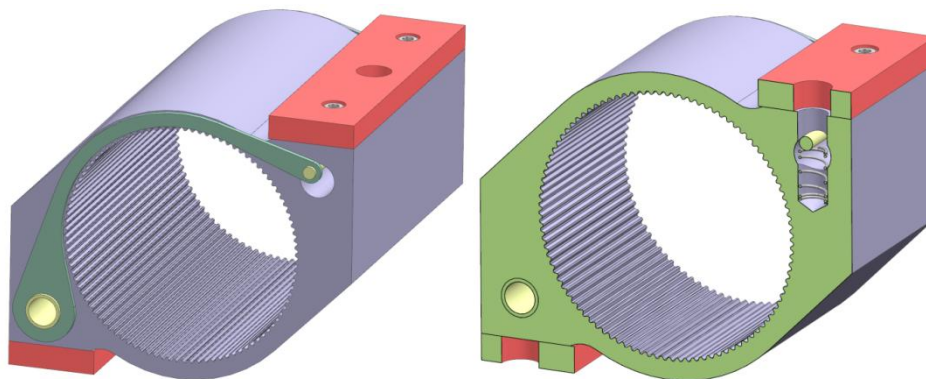
Obrázek 62: Uložení kývačky s detailem

Torzni tyče ukryté v příčnicích rámu podvozku odhaluje obrázek 63.



Obrázek 63: Torzní tyče v rámu podvozku

Moment přenášený torzními tyčemi je zachycen v rámu podvozku pomocí unašečů. Vložení unašečů do rámu bylo vyřešeno přes otvory v přírubách trakčních motorů. Zajištění polohy je prostřednictvím šroubu, který při dotažení současně zajišťuje i torzní tyč proti axiálnímu posuvu. Unašeč a jeho jednoduchý zajišťovací mechanismus je na obrázku 64. Červeně jsou naznačeny destičky pro případné doladění úhlových odchylek při montáži.

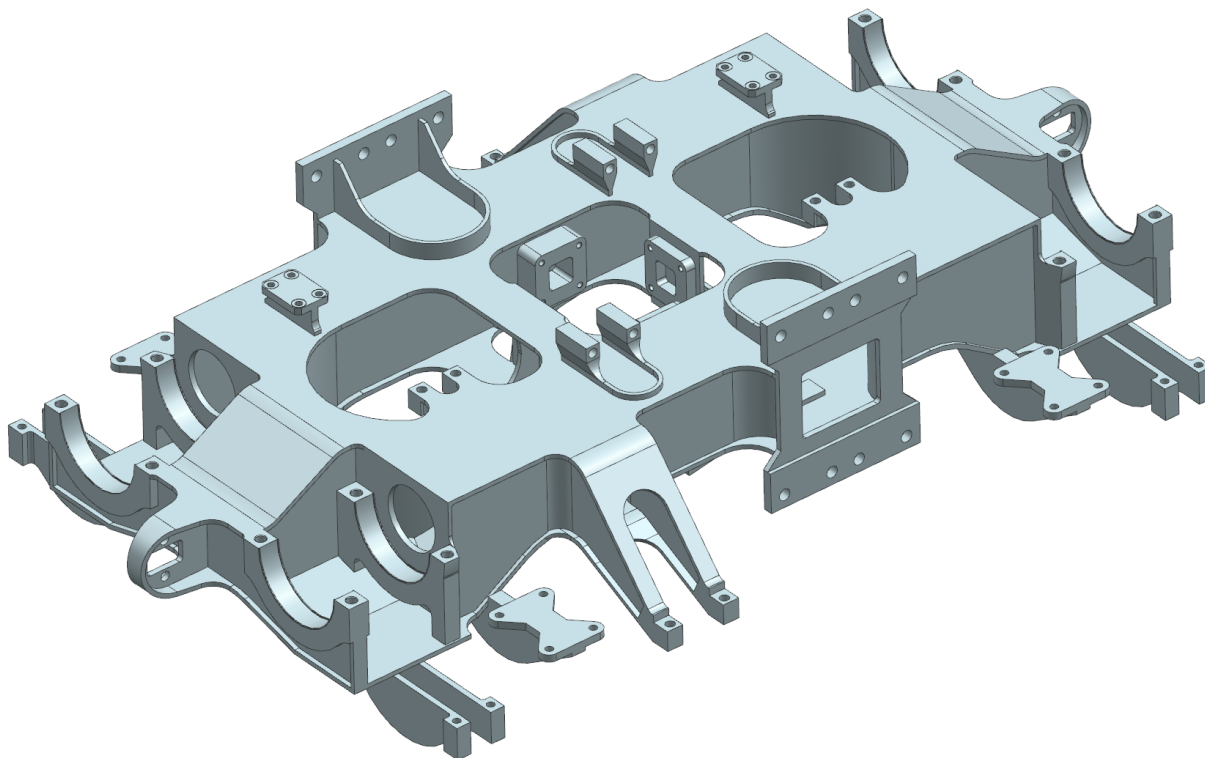


Obrázek 64: Unašec

5.8 Rám podvozku

Rám je svařovaná skříňová konstrukce a skládá se ze dvou podélníků a dvou příčníků. Tvar je kvůli uchycení kývaček a torzních tyčí velice komplikovaný. Podélníky jsou v prostředku sníženy a jsou zde plochy pro sekundární vypružení. Příčnky jsou také sníženy a svažují se už od místa napojení s podélníky. Tloušťka stojin byla zvolena 10 mm a tloušťka pásnic 12 mm.

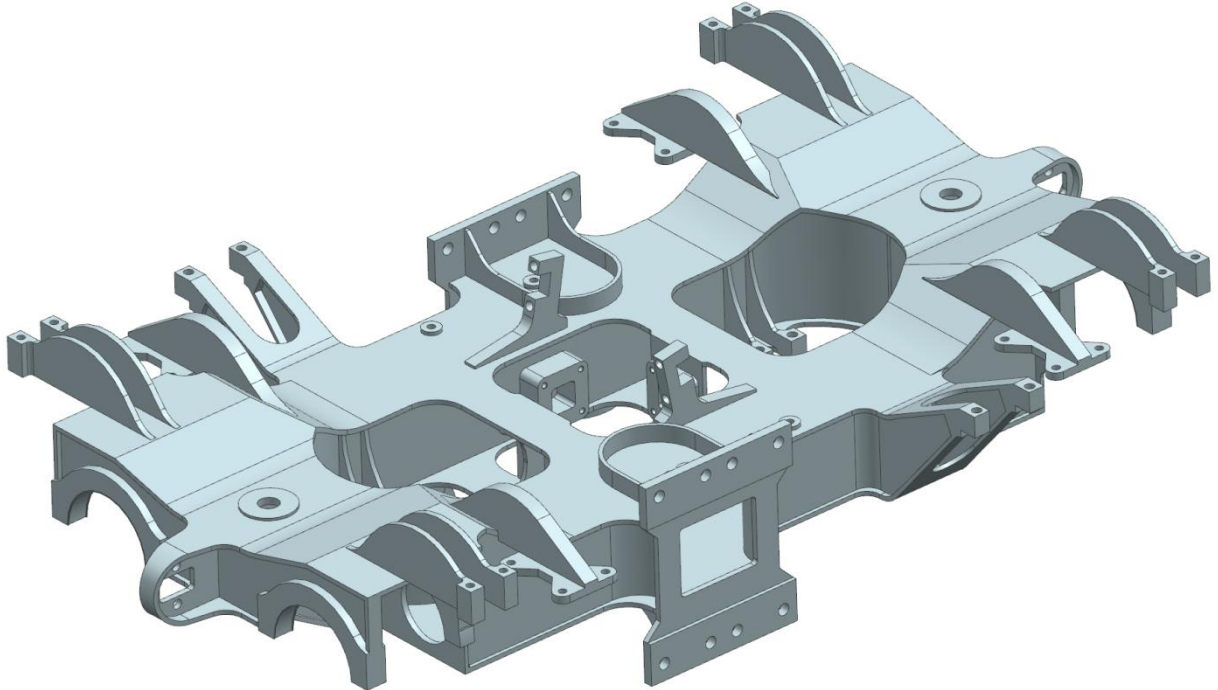
Při pohledu zespodu (obr. 65) jsou patrné otvory ve stojině podélníku, kterými prochází torzní tyče. Dále jsou zde konzoly přenosu sil na skříň a konzoly torzního stabilizátoru. V prostředku jsou vytvořeny patky k uchycení nárazek otočného čepu, příčné nárazky spočívají na propojených pásnicích obou příčníků. Na podélníky se kromě ložisek vešly konzoly tlumičů vrtivého pohybu, které jsou napojeny na pásnice.



Obrázek 65: Rám podvozku - pohled zespodu

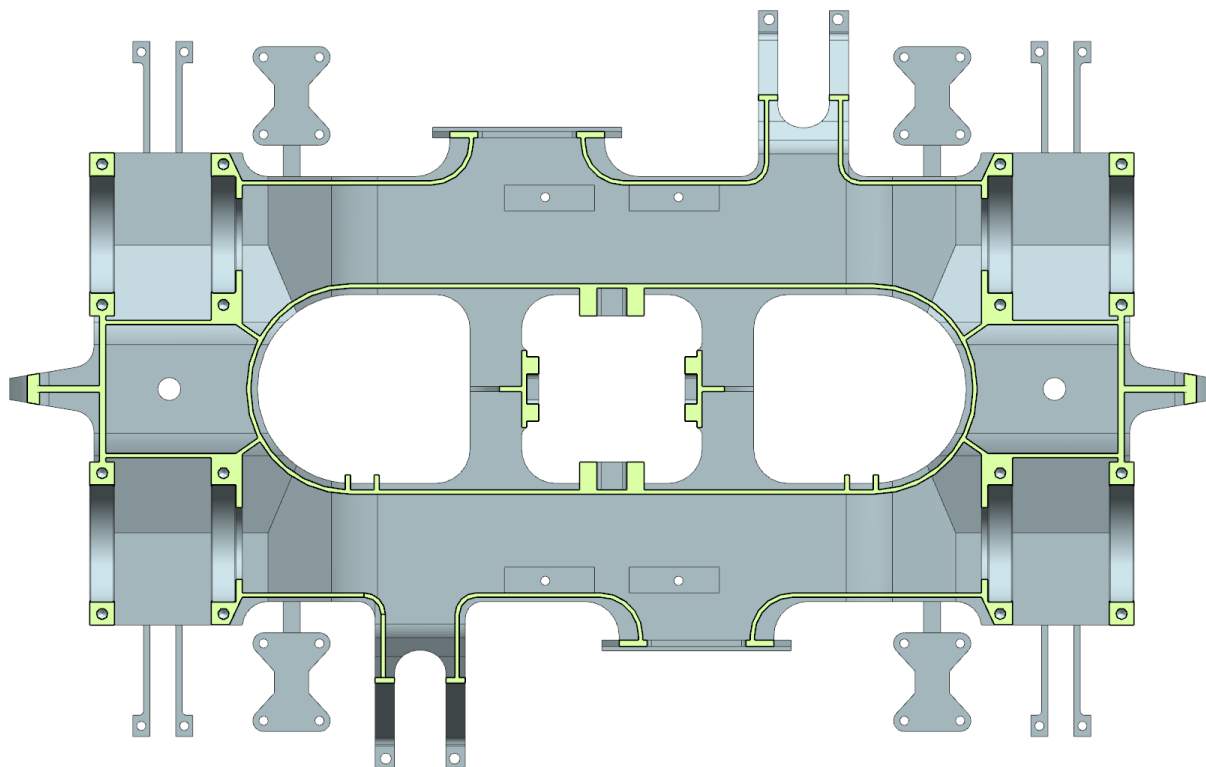
Horní pohled na rám je na obrázku 66. V místě, kde se spojují podélníky s příčnky, vzniká vyvýšení, na kterém spočívají konzoly tlumičů primárního vypružení. Jsou tvořeny jako

dvojice žebér a jejich profil odpovídá způsobu zatížení. Konzoly brd jsou uchyceny také jednoduchými žebry s profilem plynoucím ze zatížení. Postupný přechod do pásnice plynule zmenšuje tuhost žebra a důsledkem je menší koncentrace napětí. Podobný způsob uchycení je možné vidět na podvozku jednotky Desiro RUS (viz kapitola 4.2.13). Konzoly pohonu jsou pečlivě zapracovány do příčníků.



Obrázek 66: Rám podvozku - pohled shora

Celý rám byl navržen podle zásad spojování jednotlivých komponent. Z obrázku 67 je patrný způsob napojení stojin podélníku a příčnicku. Na pásnicích uvnitř rámu jsou připraveny opěrné plochy unášečů.



Obrázek 67: Spojení podélníků a příčníků

5.9 Zhodnocení návrhu

Podvozek obsahuje všechny komponenty podmiňující dobrý jízdní komfort vozidla. Řešený způsob primárního vypružení a vedení dvojkolí dovolil použití standardního pohonu. Rozměrově i tvarově je podvozek podobný konvenčním podvozkům.

Celková hmotnost činí 7789 kg. Hmotnosti jednotlivých komponent jsou uvedeny v tabulce 9.

Tabulka 9: Hmotnosti komponent podvozku

Komponenta	Mn.	Hmotnost
Rám	1	982 kg
Brzdová jednotka	4	103,5 kg
Trakční motor	2	775 kg
Převodovka	2	350 kg
Zubová spojka	2	21 kg
Kolo	4	411 kg
Náprava	2	355 kg
Kývačka	4	175 kg
Nápravové ložisko	4	42 kg
Torní tyč	4	36,5 kg

Unašeč	4	22,7 kg
Vzduchová pružina	2	68 kg
Tlumič – primární vypružení	4	7,5 kg
Tlumič – sekundární vypružení	2	10 kg
Tlumič – příčný	2	11,5 kg
Tlumič – vrtivého pohybu	2	17 kg
Torzni stabilizátor	1	77 kg
Lemniskátový mechanismus	1	60,5 kg
Ostatní součásti a upevňovací prvky	1	262 kg

Hmotnosti tlumičů byly odhadnuty na základě velikostního srovnání se známým tlumičem. Vyhodnocení hmotnostní úspory ovšem není tak jednoznačné. Hmotnosti podvozků se liší i přes to, že jejich použití je podobné. Není jednoduché určit, jaký technický údaj má největší dopad na hmotností rozdíly. V tabulce 10 jsou uvedeny hmotnosti podvozků, rozvory a výkony na nápravu.

Tabulka 10: Parametry podvozků

Podvozek	Rozvor (mm)	Výkon na nápravu (kW)	Hmotnost (t)	Odkaz
SF 5000	2600	250	8,2	[10]
SF 5000 UK	2600	250	9,3*	[10]
SF 500 DSW	2500	400	10,8*	[10]
SF 6500	2300	235	9,0	[10]
SF 7000	2200	-	5,8	[11]
FLEXX Link	2700	265	8,2	[36]
Škoda 7 Ev	2400	340	9,5*	[29]
Řada 471	2600	500	12,0	[22], [5]
Vlastní návrh	2400	340	7,8	

Hmotnosti označené hvězdičkou zahrnují hmotnost hlavního příčnicku spočívajícího na sekundárním vypružení. Tento fakt způsobuje obtížnější srovnání s navrženým podvozkem. Siemens u podvozku SF 5000 uvádí, že ho lze vybavit hlavním příčnickem a že jeho hmotnost je 980 kg. Je-li provedeno srovnání s podvozkem Škoda 7 Ev s předpokladem, že hlavní příčnick má hmotnost zhruba 1000 kg, vychází hmotností úspora přibližně 700 kg. Ovšem je nutné dodat, že podvozek nese ústrojí nuceného chlazení, zařízení pro mazání okolků a pískovací zařízení. Velice podobné podvozky srovnatelné s návrhem jsou SF 5000 a FLEXX Link. Jejich hmotnost je 8200 kg a úspora oproti nim činí přibližně 400 kg. Do jaké míry za to může menší výkon na nápravu lze jen těžko odhadovat.

Při použití torzní tyče bude vždy nutno řešit umístění tlumiče. Pružení probíhá zkrucováním, kdežto tlumení vyžaduje lineární pohyb. Možným řešením by bylo použít rotační tlumič, bohužel nejsou pro tak vysoké momenty dostupné.

Ačkoliv je samotná kývačka uložena ve válcových silentblocích, torzní tyč pryžovými prvky opatřena není. Mohla by proto vytvářet tzv. akustický most mezi dvojkolím a rámem podvozku. Tomuto by se dalo zabránit přemístěním pryžového prvku blíž k dvojkolím. Navíc by se tak snížila tuhost vazby náprava-kývačka, které může v současném stavu vyvozovat mimořádná namáhání nápravy, kývačky či torzní tyče při individuálním pružení kol.

6 Technicko-ekonomické zhodnocení

Z pohledu výrobce kolejových vozidel je vždy náročné prosadit netradiční návrhy. Většinou jsou plně nestandardizovaných dílů a jejich vývoj a výroba je nákladná. Standardizace probíhá v rámci dopředné vertikální integrace u výrobců nápravových ložisek. Firma SKF nabízí ložiskové domky s nosiči pružin nebo kyvná ramena. To sice usnadňuje návrh nového podvozku, na druhou stranu to nedává příliš prostor inovacím.

Řešení v této práci je inovativní a s tím je nutné očekávat vyšší náklady. Nové koncepce vždy vyžadují série zkoušek k ověření počítačových simulací. Výroba jednotlivých komponent je však zvládnutelná. Výroba torzní tyče z oceli 14 260 sice vyžaduje neobvyklý polotovár, její obrábění už žádné speciální nástroje nevyžaduje. V praxi se stává, že tuhost vinutých pružin nebývá konstantní. Tento fakt plyne ze způsobu jejich výroby, kdy není technologicky možné dodržet naprosto přesnou geometrii pružiny. U torzní tyče, by mělo dojít k poměrně přesnému naladění tuhosti, neboť soustružení patří k přesným způsobům obrábění.

Výroba evolventního drážkování v náboji kývačky může být provedena svislou obrážecí díky velkému průměru spoje, není tedy zapotřebí protahovacího trnu. Může ale nastat komplikace při dosahování únosnosti drážkování vytvořeného v kývačce. Je nutné chemicko-tepelné zpracování, aby boky drážek odolávaly vyššímu tlaku. Další technologické operace jsou pro výrobu podvozků běžné.

Výhodou návrhu je vyřešená snadná demontáž dvojkolí. To přinese úsporu montážních časů při opravách dvojkolí a pohonu.

Diagnostika únavy torzní tyče může být uskutečněna stejným způsobem, jako se provádí diagnostika dutých náprav, tedy sondou umístěnou do otvoru.

7 Závěr

Diplomová práce se v teoretické části zabývá současnou situací na poli podvozků pro regionální vozidla. V kapitole 4.3 byly shrnuty poznatky a byly identifikovány jisté směry a trendy v koncepci podvozků.

Na základě poznatků byl určen směr, jakým by se návrh koncepce měl ubírat. Současně byl vyvinut způsob primárního vypružení a vedení dvojkolí, jehož úkolem bylo přinést celkovou hmotnostní úsporu podvozku při zachování dobrých jízdních vlastností. Navržený způsob primárního vypružení je pomocí duté torzní tyče, jejíž pružící charakteristika je stejně jako u vinutých pružin lineární. Dvojkolí je vedeno kyvnými rameny, která současně slouží jako páky torzních tyčí. Návrh tvaru kyvného ramene byl proveden topologickou optimalizací a důsledkem je menší podíl neodpružených hmot.

Dále byla navržena konstrukce podvozku se zvoleným koncepčním uspořádáním, kde byly aplikovány vyvinuté způsoby primárního vypružení a vedení dvojkolí. Reálná hmotnostní úspora se pohybuje kolem 500 kg v závislosti na vztažený podvozek.

Seznam použité literatury

- [1] KOLÁŘ, JOSEF. *Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel*. Praha : ČVUT, 2009. ISBN 978-80-01-04262-5.
- [2] Pardubický spolek historie železniční dopravy. *Řada 842 ČD (M 273.2)*. [Online] 15. 12 2012. [Citace: 28. 11 2013.] <http://www.pshzd.cz/m842.html>.
- [3] VÚKV. *Podvozky*. [Online] 1. 1 2014. [Citace: 27. 11 2013.] <http://www.vukv.cz/index.php?oid=3410301>.
- [4] BITTNER, JAROMÍR, A DALŠÍ, A DALŠÍ. *Malý atlas lokomotiv 2007*. Praha : Gradis Bohemia, 2006. ISBN 80-86925-02-1.
- [5] HELLER, PETR A DOSTÁL, JOSEF. *Kolejová vozidla II*. Plzeň : ZČU v Plzni, 2009. ISBN 978-80-7043-641-7.
- [6] Wikimedia Commons. *File:Bogie CD Class 051.jpg*. [Online] 6. 2 2007. [Citace: 3. 2 2014.] http://commons.wikimedia.org/wiki/File:Bogie_CD_Class_051.jpg.
- [7] FLOTILA LEO EXPRESS. *LEO EXPRESS*. [Online] 2013. [Citace: 8. 1 2014.] <http://www.le.cz/cms/123-flotila.html>.
- [8] ČTK. *Deník.cz. Vše o MS v hokeji 2014 v Minsku*. [Online] 23. 10 2012. [Citace: 3. 3 2014.] <http://www.denik.cz/ekonomika/leo-express-bude-jezdit-bez-zalozniho-vlak-20121023.html>.
- [9] Wikimedia Commons. *File:Schematic Jakobs bogie.svg*. [Online] 21. 8 2008. [Citace: 5. 2 2014.] http://commons.wikimedia.org/wiki/File:Schematic_Jakobs_bogie.svg.
- [10] Siemens Mobility. *First Class Bogies*. [Online] 1996-2014. [Citace: 11. 12 2013.] <http://www.mobility.siemens.com/mobility/global/SiteCollectionDocuments/en/rail-solutions/components-and-systems/bogies-catalog-en.pdf>.
- [11] HIRTENLECHNER, JOHANNES A BRANDSTETTER, JOCHEN. *Schienenfahrzeugtagung. SF 7000 das innovative Fahrwerkskonzept als Antwort auf Whole Life Cost Modelle*. [Online] 7. 4 2013. [Citace: 8. 1 2013.] http://www.schienenfahrzeugtagung.at/download/PDF2013/21_Hirtenlechner.pdf.
- [12] Bogie Operator Forum. *BOMBARDIER Bogies*. [Online] 2004. [Citace: 9. 1 2014.] http://www.bogieoperatorforum.com/fileadmin/Downloads_Member/BT_Datasheets/M_M3X XX_Series3Electrostar_03-11_EN_web.pdf.
- [13] *Bombardier Transportation: Bogies*. [katalog] Netphen : autor neznámý.

- [14] Bombardier. *Commuter and Regional Trains*. [Online] 1997-2014. [Citace: 8. 1 2014.] <http://www.bombardier.com/content/dam/Websites/bombardiercom/supporting-documents/BT/Bombardier-Transportation-Bogies-FLEXX-Compact.pdf>.
- [15] Bombardier. *Intercity/High-speed Trains*. [Online] 1997-2014. [Citace: 8. 1 2014.] <http://www.bombardier.com/content/dam/Websites/bombardiercom/supporting-documents/BT/Bombardier-Transportation-Bogies-FLEXX-Eco.pdf>.
- [16] *Stork RMO 9000 flexy bogie: The cross-braced version*. [katalog] Amsterdam : autor neznámý.
- [17] TransTec Vetschau GmbH. *Bogie for city railway*. [Online] 2006-2011. [Citace: 7. 11 2013.] http://www.transtec-vetschau.de/en/dg_sbahn.php.
- [18] Siemens. *Regional Trains for Quality Transport Services in Russia*. [Online] 26. 4 2013. [Citace: 15. 1 2014.] http://w3.siemens.com/topics/global/en/references/rt_russia/Pages/main.aspx.
- [19] Direct Industry. *Bogie test bench*. [Online] 3. 10 2013. [Citace: 15. 1 2014.] <http://www.directindustry.com/prod/schenck-process/bogie-test-benches-14361-185266.html>.
- [20] HELLER, PETR. *Pojezdy a podvozky kolejových vozidel*. [prezentace] Plzeň : autor neznámý, 2011.
- [21] MAELSA, TOM. Pakistan Defence. *Chinese Dragons on rails...* [Online] 26. 8 2013. [Citace: 9. 5 2014.] <http://defence.pk/threads/chinese-dragons-on-rails.273883/>.
- [22] Pantograf. *Budoucnost patří aluminii*. [Online] 9. 7 2004. [Citace: 27. 10 2013.] <http://pantograf.wz.cz/471-obsah.html>.
- [23] POHL, RUDOLF A NOVOTNÝ, CTIRAD. *Dopravní prostředky. Železniční vozidla II: uspořádání a stavba*. Praha : ČVUT, 2003. ISBN 80-01-02690-6.
- [24] JANČAR, ROŠŤA. Technet.cz. *Staré pantografy končí. Podívejte se, jak v Plzni staví nové*. [Online] 11. 3 2011. [Citace: 17. 3 2014.] http://technet.idnes.cz/stare-pantografy-konci-podivejte-se-jak-v-plzni-stavi-nove-pak-tec_technika.aspx?c=A110302_201439_tec_technika_rja.
- [25] Knorr-Bremse. *Brake Systems*. [Online] 9 2012. [Citace: 11. 4 2014.] http://www.knorr-bremse.com/media/documents/railvehicles/product_broschures/brake_systems/Brake_Caliper_Units_P_1265_EN.pdf.
- [26] SEC s.r.o. *VEKTOR 7EV (SKODA TRANSPORTATION)*. [Online] 2011. [Citace: 11. 5 2014.] <http://www.sec-lighting.eu/sk/produkty/kontinualne-svetelne-systemy/svietidla/jpj>.
- [27] KALINČÁK, DANIEL. *Koľajové vozidlá I*. Žilina : Žilinská univerzita v Žiline , 2008.

- [28] European Register of Authorised Types of Vehicles. *Registration Details*. [Online] 4. 3 2013. [Citace: 4. 11 2013.] <https://eratv.era.europa.eu/ERATV/Home/View/19>.
- [29] ČERVENKA, ZDENĚK; BRODSKÝ, JAROSLAV;. *EJ 650, 640, 440: Podvozky hnací a běžné typ Škoda 7 Ev*. [prezentace] Žilina : autor neznámý, 2011.
- [30] ZIMA, RADIM A JANOŠ, PETR. *Bonatrans Dvojkolí*. Praha : M-Press plus, s.r.o., 2012.
- [31] *CNR: Catalogue of Rolling Stock Air Spring System*. [katalog]
- [32] SKF. *Dieslové a elektrické jednotky*. [Online] 2012. [Citace: 2014. 3 13.] <http://www.skf.com/binary/151-62740/RTB-1-04b-Bearing-designs---TBU.pdf>.
- [33] Strojírna Oslavany spol. s r.o. *Tlumiče*. [Online] 2013. [Citace: 9. 12 2013.] <http://www.st-os.cz/cz/tlumice/>.
- [34] PAVLOV, EUGENE. *Metroblog. 25. výstřel z UKVZ*. [Online] 27. 10 2013. [Citace: 29. 4 2014.] <http://metroblog.ru/post/4428/>.
- [35] LATA, MICHAEL. *Konstrukce kolejových vozidel II*. Pardubice : Univerzita Pardubice, 2004. ISBN 80-7194-696-6.
- [36] Bombardier. *Intercity/High-speed Trains*. [Online] 1997-2014. [Citace: 8. 1 2014.] <http://www.bombardier.com/content/dam/Websites/bombardiercom/supporting-documents/BT/Bombardier-Transportation-Bogies-FLEXX-Link.pdf>.
- [37] HELLER, PETR A DOSTÁL, JOSEF. *Kolejová vozidla III*. Plzeň : ZČU v Plzni, 2011. ISBN 978-80-261-0028-7.

Použitý software

Siemens NX 8.5
 MITCalc
 Autodesk Inventor Professional 2011
 Microsoft Office Excel 2007

Seznam obrázků

Obrázek 1: Pohon podvozku vozu 843[3].....	14
Obrázek 2: Vypružení trakčního podvozku vozu 843	15
Obrázek 3: Jakobsův podvozek na jednotce řady 844	15
Obrázek 4: Běžný podvozek řady 451 a 452[6]	16
Obrázek 5: Trakční podvozek řady 480[8]	17
Obrázek 6: Schéma Jakobsova podvozku - nahoře[9]	18
Obrázek 7: Siemens SF 5000[10]	19

Obrázek 8: Siemens SF 5000 UK[10].....	20
Obrázek 9: Siemens SF 500 DSW[10]	20
Obrázek 10: Siemens SF 6500[10]	21
Obrázek 11: Hnací podvozek SF 7000[11]	22
Obrázek 12: Bombardier Series 3 Electrostar [12].....	23
Obrázek 13: Bombardier Regina [13].....	23
Obrázek 14: Bombardier ET 4xx[13]	24
Obrázek 15: Bombardier C20 [13]	25
Obrázek 16: Bombardier FLEXX Compact[14]	25
Obrázek 17: Bombardier FLEXX Eco[15]	26
Obrázek 18: Schéma rejdového dvojkolí podvozku Stork RMO 9000 flexy [16]	26
Obrázek 19: Stork RMO 9000 flexy, pohled zespodu na mechanismus radiálního stavění dvojkolí [16]	27
Obrázek 20: Podvozek TransTec pro dráhy S-Bahn [17]	27
Obrázek 21: Trakční podvozek jednotky Desiro RUS[19]	28
Obrázek 22: Podvozek Alstom Coradia Duplex.....	28
Obrázek 23: Trakční podvozek Škoda 7 Ev	29
Obrázek 24: Podvozek elektrické jednotky 471 [20].....	30
Obrázek 25: Hnací podvozek vysokorychlostního vlaku CIT500[21]	31
Obrázek 26: Podélně uložené torzní tyče v primárním vypružení	33
Obrázek 27: Příčné uložení torzní tyče nad prostor pohonu	33
Obrázek 28: Příčné uložení torzní tyče za prostor pohonu	34
Obrázek 29: Podélníky a vedení dvojkolí [22]	34
Obrázek 30: Vedení úhlovou pákou[23]	34
Obrázek 31: Silové působení na kývačku	35
Obrázek 32: Varianty uložení kývačky a spojení s torzní tyčí	35
Obrázek 33: Trakční motor ML 3942 K/4[24].....	36
Obrázek 34: Kompaktní brzdová jednotka kotoučové brzdy Knorr-Bremse RZS[25]	36
Obrázek 35: Referenční vozidlo Škoda 7 Ev[26]	37
Obrázek 36: Velikosti stlačení a úhly zkroucení	40
Obrázek 37: Řez torzní tyčí.....	41
Obrázek 38: Řez vzduchovou pružinou sekundárního vypružení [31].....	42
Obrázek 39: Uložení kompaktní ložiskové jednotky CTBU [32]	43
Obrázek 40: Síly spojené s hmotností v pohybu působící na nápravu	45
Obrázek 41: Plochy kluzného ložiska – vlevo, vrubové odlehčení – vpravo	49
Obrázek 42: Model kývačky pro topologickou optimalizaci – celkový pohled.....	49
Obrázek 43: Model kývačky pro topologickou optimalizaci – pohled zespodu	50
Obrázek 44: Konečnoprvkový model s vyznačenou optimalizovanou oblastí	50
Obrázek 45: Fyzikální model s definovanými okrajovými podmínkami	51
Obrázek 46: Detail zatížení modelu.....	52
Obrázek 47: Stupeň využití materiálu kývačky.....	53
Obrázek 48: Výsledná optimální topologie – celkové pohled	53
Obrázek 49: Výsledná optimální topologie – pohled zespodu.....	54
Obrázek 50: Optimalizovaný model kývačky – celkové pohled.....	54
Obrázek 51: Optimalizovaný model kývačky – pohled ze spodu	55
Obrázek 52: Optimalizovaný konečnoprvkový model s definovanými okrajovými podmínkami.....	55
Obrázek 53: Redukované napětí von Mises – první pohled.....	56
Obrázek 54: Redukované napětí von Mises – druhý pohled.....	56
Obrázek 55: Posunutí ve svislém směru	57

Obrázek 56: Posunutí v příčném směru	57
Obrázek 57: Podvozek nízkopodlažní tramvaje výrobce UKVZ [34].....	58
Obrázek 58: Model kývačky	58
Obrázek 59: Navržený podvozek - pohled shora.....	59
Obrázek 60: Navržený podvozek - pohled zespodu	60
Obrázek 61: Podvozek se vztažným obrysem kinematického obrysu podle UIC 505-1	60
Obrázek 62: Uložení kývačky s detailem.....	61
Obrázek 63: Torzní tyče v rámu podvozku	61
Obrázek 64: Unášec	62
Obrázek 65: Rám podvozku - pohled zespodu.....	62
Obrázek 66: Rám podvozku - pohled shora	63
Obrázek 67: Spojení podélníků a příčníků	64

Seznam tabulek

Tabulka 1: Hodnoty pro výpočet vypružení.....	37
Tabulka 2: Důležité výsledky výpočtu vypružení a navržené rozměry	42
Tabulka 3: Parametry vzduchové pružiny [31]	42
Tabulka 4: Vstupní hodnoty výpočtu nápravy	44
Tabulka 5: Nejvyšší přípustná napětí pro duté nápravy v oceli jakosti EA4T	47
Tabulka 6: Výsledky pevnostního výpočtu nápravy.....	47
Tabulka 7: Síly v návrhu kývačky	48
Tabulka 8: Mechanické vlastnosti oceli S355J2G [5]	55
Tabulka 9: Hmotnosti komponent podvozku	64
Tabulka 10: Parametry podvozků	65

Seznam příloh

- Příloha č. 1: Výpočet vypružení
- Příloha č. 2: Výpočet jednoho místa nápravy

Seznam výkresů

Typový výkres	DP14-000
Torzní tyč	DP14-001

PŘÍLOHA č. 1

Výpočet vypružení

Hmotnost obou rámu

$$2m_p = m_{ph} + m_{pb} - 4 \cdot m_{dv},$$

$$2m_p = 9500 + 7000 - 4 \cdot 1250 = 11500 \text{ kg}$$

Hmotnost skříně

$$m_s = m_{wo} - m_{ph} - m_{pb}$$

$$m_s = 51750 - 9500 - 7000 = 35250 \text{ kg}$$

Poměr celkové tuhosti primárního a sekundárního vypružení pro prázdné vozidlo

$$y_p = 2 + \frac{2m_p}{m_s}$$

$$y_p = 2 + \frac{11500}{35250} \cong 2,326$$

Poměr celkové tuhosti primárního a sekundárního vypružení pro plně obsazené vozidlo

$$y_L = 2 + \frac{2m_p}{m_s + m_{už}}$$

$$y_L = 2 + \frac{11500}{35250 + 15075} \cong 2,229$$

Poměr tuhosti vypružení

$$y = \frac{y_p + y_L}{2}$$

$$y = \frac{2,326 + 2,229}{2} \cong 2,278$$

Celková tuhost vypružení

$$k_c = \frac{m_{už}}{z_{už}} \cdot g$$

$$k_c = \frac{15075}{0,05} \cdot 9,81 = 2957715 \text{ N/m}$$

Celková tuhost sekundárního vypružení

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

$$k_{2c} = \frac{(1 + 2,278) \cdot 2957715}{2,278} \cong 4256097 \text{ N/m}$$

Celková tuhost primárního vypružení

$$k_{1c} = y \cdot k_{2c}$$

$$k_{1c} = 2,278 \cdot 4256097 \cong 9695390 \text{ N/m}$$

Tuhost jednotlivých pružin

$$k_1 = \frac{k_{1c}}{8}$$

$$k_1 = \frac{9695390}{8} \cong 1211924 \text{ N/m}$$

$$k_2 = \frac{k_{2c}}{4}$$

$$k_2 = \frac{4256097}{4} \cong 1064024 \text{ N/m}$$

Pro první vlastní frekvenci

$$f_p = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_c}{m_s}}$$

$$f_p = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{2957715}{35250}} = 1,458 \text{ Hz}$$

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

$$f_L = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{2957715}{35250 + 15075}} = 1,220 \text{ Hz}$$

1. Síla pod prázdným vozem

- Síla na jednu pružinu – primární vypružení

$$P_{1p} = \frac{(m_s + 2m_p) \cdot g}{8}$$

$$P_{1p} = \frac{(35,25 + 11,5) \cdot 9,81}{8} = 57,327 \text{ kN}$$

- Síla na jednu pružinu - sekundární vypružení

$$P_{2p} = \frac{m_s}{4} \cdot g$$

$$P_{2p} = \frac{35,25}{4} \cdot 9,81 = 86,451 \text{ kN}$$

2. Síla pod loženým vozem

- Síla na jednu pružinu – primární vypružení

$$P_{1L} = \frac{(m_s + 2m_p + m_{už}) \cdot g}{8}$$

$$P_{1L} = \frac{(35,25 + 11,5 + 15,075) \cdot 9,81}{8} = 75,813 \text{ kN}$$

- Síla na jednu pružinu – sekundární vypružení

$$P_{2L} = \frac{(m_s + m_{už}) \cdot g}{4}$$

$$P_{2L} = \frac{(35,25 + 15,075) \cdot 9,81}{4} = 123,422 \text{ kN}$$

1. Stlačení pružiny pod prázdným vozem

- Primární vypružení

$$z_{1p} = \frac{P_{1p}}{k_1}$$

$$z_{1p} = \frac{57327}{1211924} = 0,047 \text{ m} = 47 \text{ mm}$$

- Sekundární vypružení

$$z_{2p} = \frac{P_{2p}}{k_2}$$

$$z_{2p} = \frac{86451}{1064024} = 0,081 \text{ m} = 81 \text{ mm}$$

2. Stlačení pružiny pod loženým vozem

- Primární vypružení

$$z_{1L} = \frac{P_{1L}}{k_1}$$

$$z_{1L} = \frac{75813}{1211924} = 0,062 \text{ m} = 62 \text{ mm}$$

- Sekundární vypružení

$$z_{2L} = \frac{P_{2L}}{k_2}$$

$$z_{2L} = \frac{123422}{1064024} = 0,116 \text{ m} = 116 \text{ mm}$$

Pro omezení dynamických účinků musí být k dispozici stlačení dynamické

$$z_{1dyn} = 25 \text{ mm}$$

Napětí při dynamickém namáhání primárního vypružení

$$\tau_{1DL} = \tau_{dov} \frac{z_{1L}}{z_{1L} + z_{1dyn}}$$

$$\tau_{1DL} = 785 \cdot \frac{62}{62 + 25} = 559 \text{ MPa}$$

Napětí v torzní tyči

$$\tau_k = \frac{\varphi \cdot G \cdot D}{L \cdot 2}$$

$$\tau_k = \frac{3,956^\circ \cdot 78500 \cdot 125}{680 \cdot 2} = \frac{3,956 \cdot \pi \cdot 78500 \cdot 125}{180 \cdot 680 \cdot 2} = 498,17 \text{ MPa}$$

Úhel zkroucení tyče navržených rozměrů

$$\varphi = \frac{F \cdot l \cdot \cos \alpha \cdot L}{G \cdot J_p} = \frac{F \cdot l \cdot \cos \alpha \cdot L}{G \cdot \frac{\pi}{32} (D^4 - d^4)}$$

$$\varphi = \frac{75813 \cdot 900 \cdot \cos 2,547^\circ \cdot 680}{78500 \cdot \frac{\pi}{32} (125^4 - 112^4)} = 3,97^\circ$$

PŘÍLOHA č. 2

VÝPOČET NÁPRAVY

Přepočet momentu setrvačnosti kývačky na ekvivalentní hmotnost

$$m_{ld} = \frac{I_{kýv}}{l^2}$$

$$m_{ld} = \frac{50833055,7}{900^2} = 62,8 \cong 63 \text{ kg}$$

Referenční hmotnost

$$m_2 = m_{dv} + \frac{2}{3}m_p + 2m_{ld}$$

$$m_2 = 1177 + \frac{2}{3}350 + 2 \cdot 63 = \underline{1536,3 \text{ kg}}$$

$$m_1 = \frac{m_L}{i} - m_2$$

$$m_1 = \frac{66825}{4} - 1536,3 = \underline{15170 \text{ kg}}$$

Síly spojené s hmotností v pohybu

$$P_1 = \left(0,625 + 0,0875 \frac{h_1}{b}\right) m_1 g$$

$$P_1 = \left(0,625 + 0,0875 \frac{800}{1045}\right) 15170 \cdot 9,81 = \underline{102979 \text{ N}}$$

$$P_2 = \left(0,625 - 0,0875 \frac{h_1}{b}\right) m_1 g$$

$$P_2 = \left(0,625 - 0,0875 \frac{800}{1045}\right) 15170 \cdot 9,81 = \underline{83042 \text{ N}}$$

$$Y_1 = 0,35m_1g$$

$$Y_1 = 0,35 \cdot 15170 \cdot 9,81 = \underline{52086 \text{ N}}$$

$$Y_2 = 0,175m_1g$$

$$Y_2 = 0,175 \cdot 15170 \cdot 9,81 = \underline{26043 \text{ N}}$$

$$H = Y_1 - Y_2 = 0,175m_1g$$

$$H = 0,175 \cdot 15170 \cdot 9,81 = \underline{26043 \text{ N}}$$

Svislé zatížení nápravy částmi s ní spojenými

$$F_i = \frac{2}{3}m_p g$$

$$F_i = \frac{2}{3} \cdot 350 \cdot 9,81 = \underline{2289 \text{ N}}$$

Vertikální reakce

$$\text{Působíště síly } F_i \quad y_i = 303,5 \text{ mm}$$

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

$$Q_1 = \frac{1}{1500} [102979(1045 + 750) - 83042(1045 - 750) + (52086 - 26043)425 - 2289(1500 - 303,5)] = \underline{136532 \text{ N}}$$

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

$$Q_2 = \frac{1}{1500} [83042(1045 + 750) - 102979(1045 - 750) - (52086 - 26043)425 - 2289 \cdot 303,5] = \underline{71279 \text{ N}}$$

Ohybové momenty

- Mezi rovinou zatížení a rovinou styčné kružnice

$$M_x = P_1 y$$

$$M_x = 102979 \cdot 125 = \underline{12872393,3 \text{ Nmm}}$$

- Mezi rovinami styčných kružnic

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

$$M_x = 102979 \cdot 370 - 112453(370 - 1045 + 750) + 52086 \cdot 425 - 2289(750 - 1045 + 750 - 303,5) = \underline{52327849,1 \text{ Nmm}}$$

Momenty vyvolané brzděním a pohonem

Brzdná síla

$$F_f = \frac{1}{\Gamma} \cdot \frac{G}{2 \cdot i} \cdot g \cdot \mu = \frac{1}{0,35} \cdot \frac{66825}{2 \cdot 4} \cdot 9,81 \cdot 0,3 = \underline{108549,4 \text{ N}}$$

$$P' = \frac{G}{i} \cdot g \cdot \mu = \frac{66825}{2 \cdot 4} \cdot 9,81 \cdot 0,3 = \underline{81944,2 \text{ N}}$$

Mezi rovinou zatížení a rovinou styčné kružnice

$$M'_x = F_f \cdot \Gamma \cdot y$$

$$M'_x = 108549,4 \cdot 0,35 \cdot 125 = \underline{4749036,3 \text{ Nmm}}$$

$$M'_y = 0$$

$$M'_z = F_f \cdot \Gamma \cdot \frac{R_b}{R} \cdot y$$

$$M'_z = 108549 \cdot 0,35 \cdot \frac{275}{425} \cdot 125 = 1536452,9 \text{ Nmm}$$

Mezi rovinami styčných kružnic

$$M'_x = F_f \cdot \Gamma \cdot (b - s + y_i),$$

$$M'_x = 108549 \cdot 0,35 \cdot (1045 - 750 + 303,5) = 11207725,7 \text{ Nmm}$$

$$M'_y = 0,3 \cdot P' \cdot R$$

$$M'_y = 0,3 \cdot 81944,2 \cdot 425 = \underline{1447879,9 \text{ Nmm}}$$

$$M'_z = \frac{1}{2} \cdot F_f \cdot \Gamma \cdot (b - s) \cdot \frac{R_b}{R}$$

$$M'_z = \frac{1}{2} \cdot 108549 \cdot 0,35 \cdot (1045 - 750) \cdot \frac{275}{425} = 3626028,9 \text{ Nmm}$$

Redukovaný moment mezi rovinou zatížení a rovinou styčné kružnice

$$MR = \sqrt{MX^2 + MY^2 + MZ^2}$$

$$MX = M_x + \sum M'_x$$

$$MR = \sqrt{(12872393,3 + 4749036,3)^2 + 1536452,9^2} = \underline{17688286,3 \text{ Nmm}}$$

Napětí v místě $y = 125 \text{ mm}$, vnější povrch

$$\sigma = \frac{K \cdot 32 \cdot MR \cdot d}{\pi \cdot (d^4 - d'^4)}$$

$$K = \frac{(4 - Y)(Y - 1)}{5(10X)^{(2,5X+1,5-0,5Y)} + 1}$$

$$X = \frac{r}{d} = \frac{16}{150} = 0,107$$

$$Y = \frac{D}{d} = \frac{180}{150} = 1,2$$

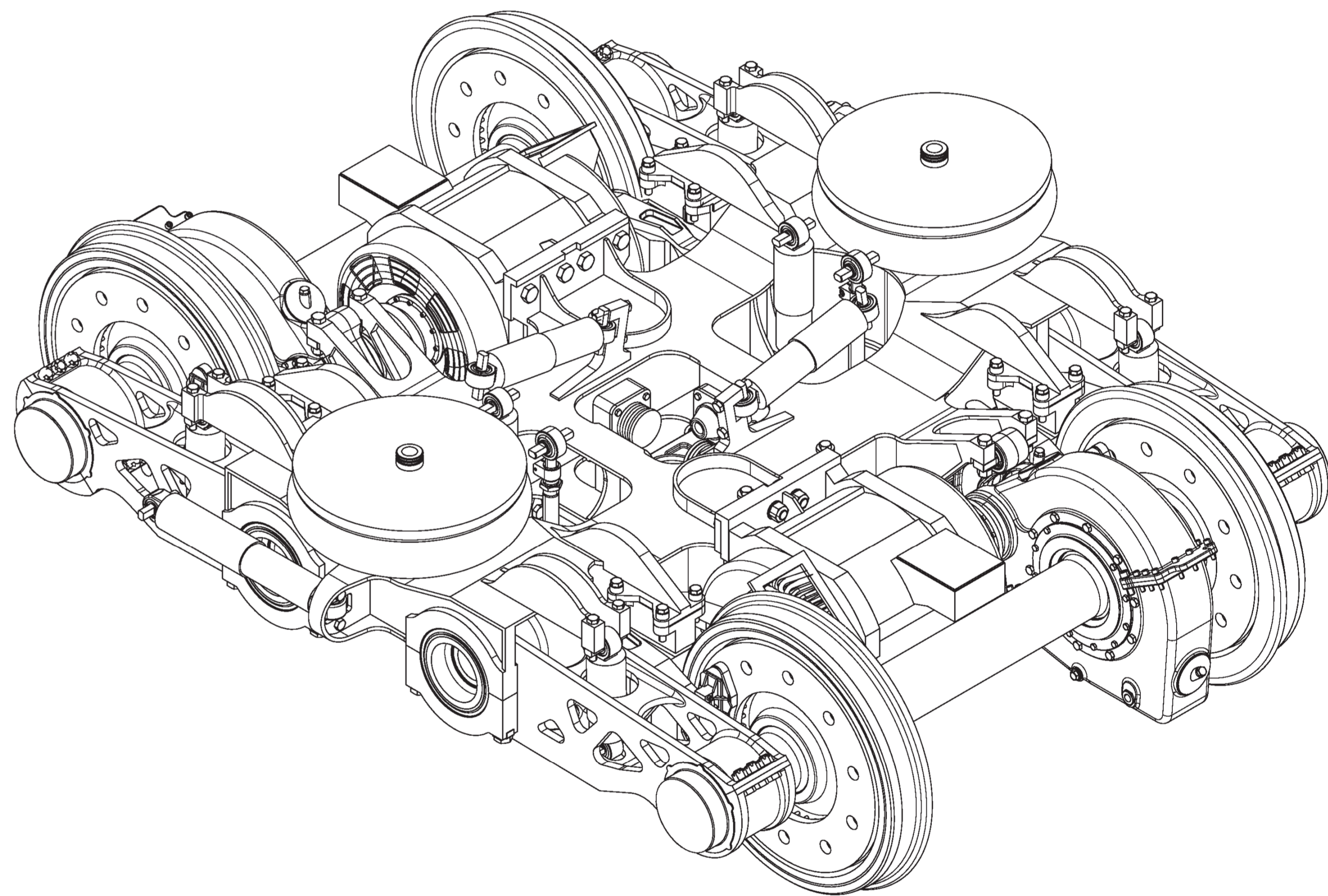
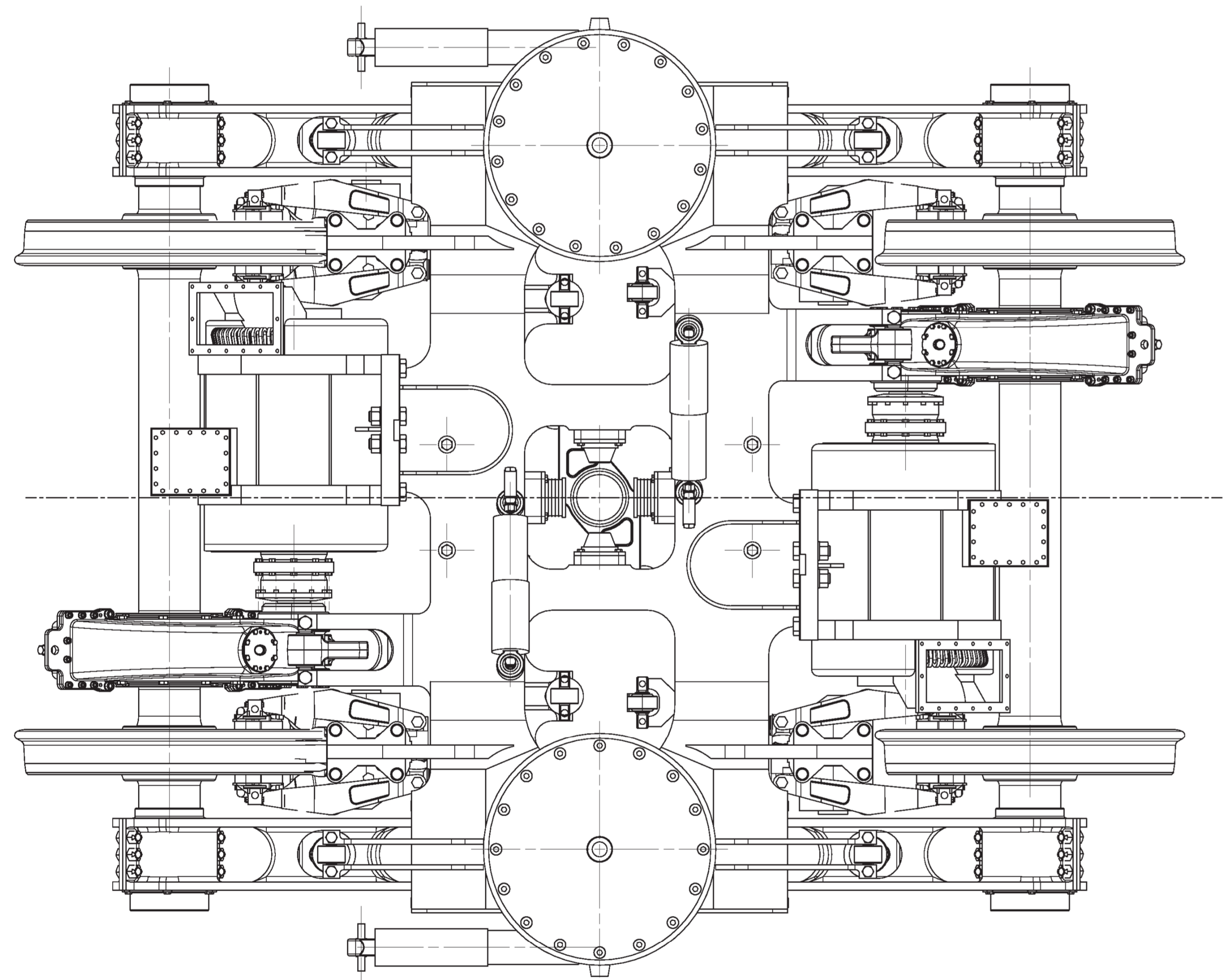
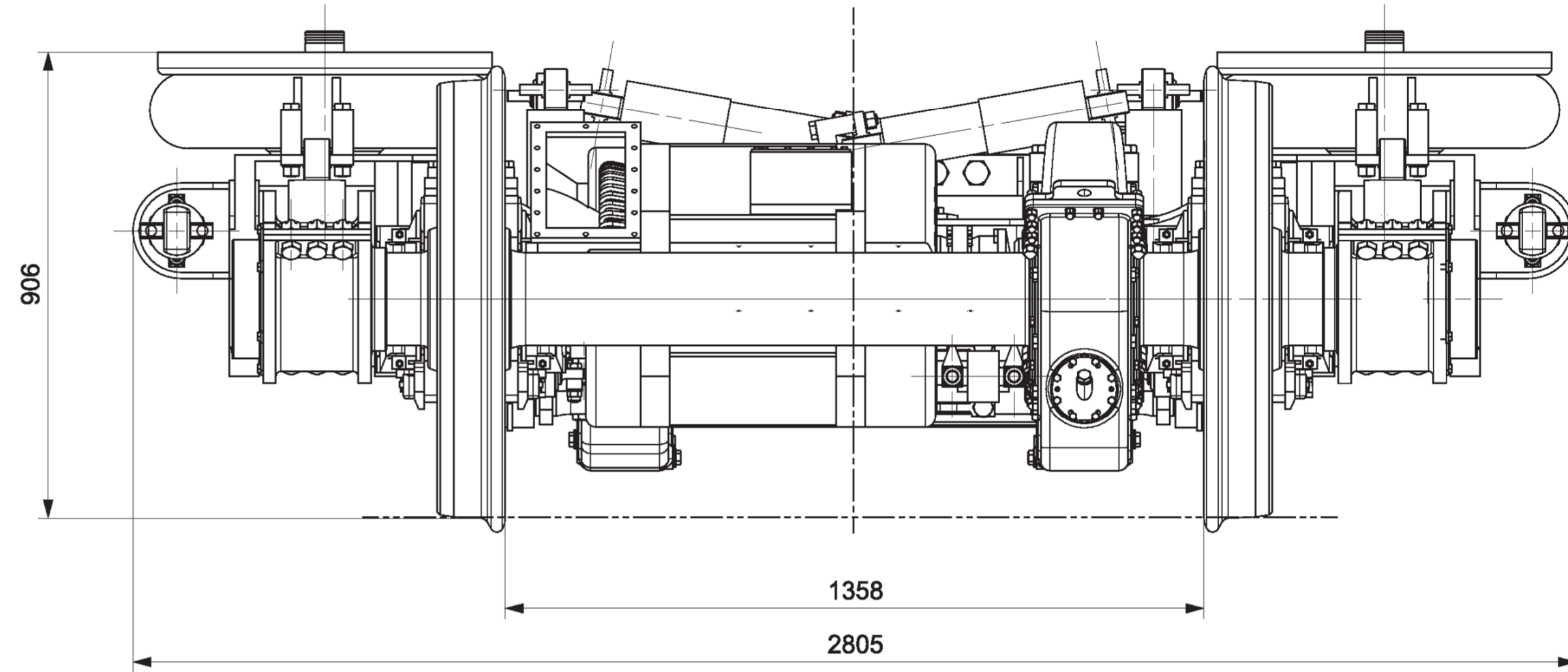
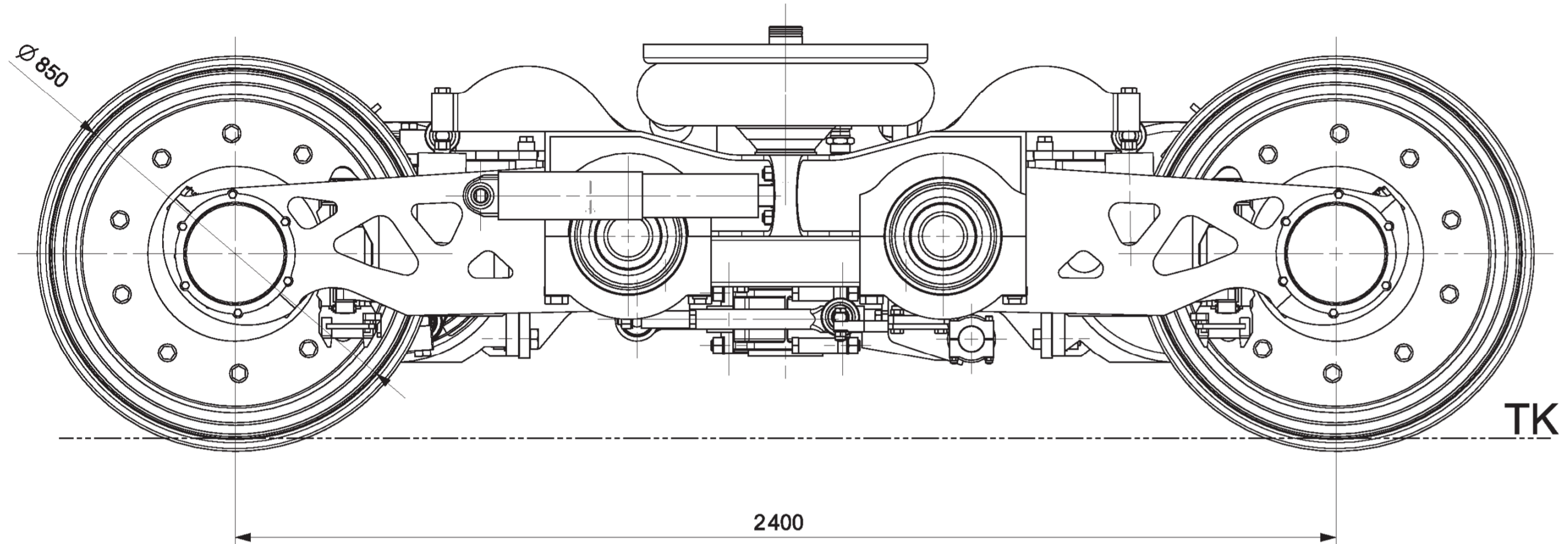
$$K = \frac{(4 - 1,2)(1,2 - 1)}{5(10 \cdot 0,107)^{(2,5 \cdot 0,107 + 1,5 - 0,5 \cdot 0,107)}} + 1 = 1,104$$

$$\sigma = \frac{1,104 \cdot 32 \cdot 17688286,3 \cdot 150}{\pi \cdot (150^4 - 85^4)} = \underline{65,7 \text{ MPa}}$$

Napětí v místě $y = 125 \text{ mm}$, povrch vývrtu

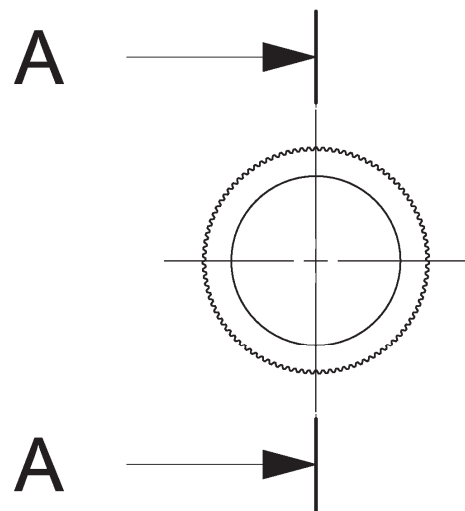
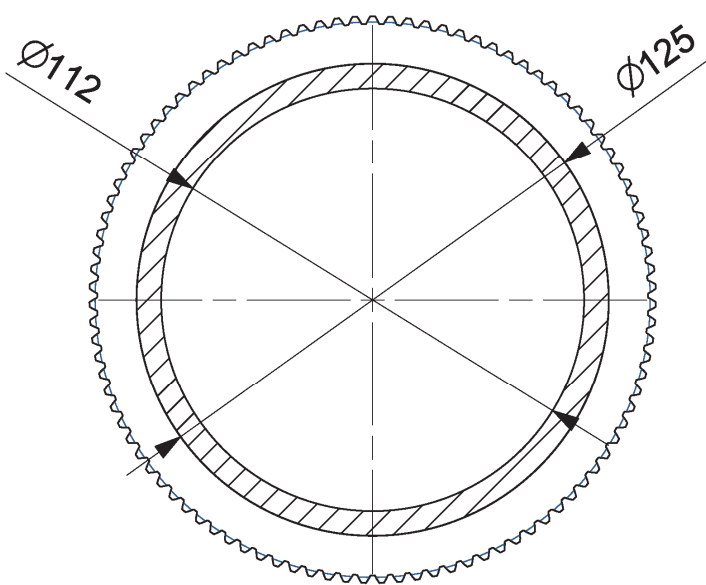
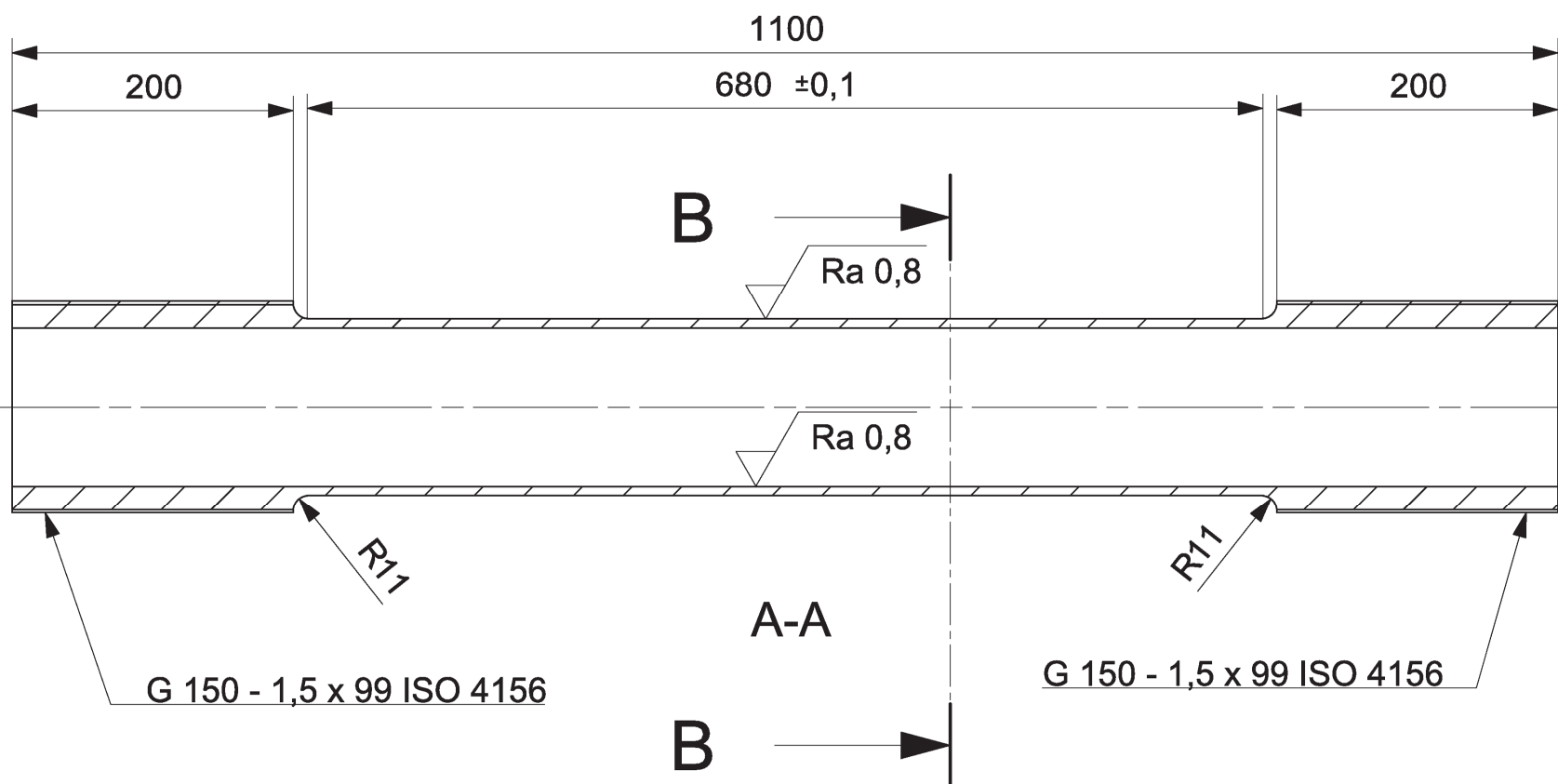
$$\sigma = \frac{K \cdot 32 \cdot MR \cdot d'}{\pi \cdot (d^4 - d'^4)}$$

$$\sigma = \frac{1,104 \cdot 32 \cdot 17688286,3 \cdot 85}{\pi \cdot (150^4 - 85^4)} = \underline{37,2 \text{ MPa}}$$



1							7789 kg		105
Poz.	Nazev - rozmer	Polotovary	Material	T.O.	C.hmot.	Hr.hmot.	Celo sestavy	Pocet kus.	7
Pos.	Title - size	Blank	Material	C.W.	Weight	R.weight	Assembly No.	Quant.	
Obj 1	Datum / Date		Jmeno / Name						
Kresil / Drawn by	20. 5. 2014		Bc. Jiří Štěno						
Projekoval / Checked by									
Schválil / Approved by									
Index změny	Popis změny / change description	Schválil. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznámka / Note				
	Tolerance / Tolerovaní	Soubor-model / ASM-file	assembly4		Projekt / Project:				Metrická / Scale
ISO 128	ISO 8015 ISO 2768mk	Soubor-vykres / DRW-file	assembly4		C.sestavy / Assembly No.				1:10
			assembly4		C.hmot.sestavy				
Nazev / Title	TRAKČNÍ PODVOZEK			Rev.		Celo výkresu / Drawing No.		Formát	
						DP14-000		A1	
						List / sheet no. 1		Pocet listů / sheets 2	

√ Ra 3,2 (✓)



Vnější drážkování ISO 4156

Určení	EXT 99x m1,50 x 30,0R x 5h	
Počet zubů	z	99
Modul	m	1,5 mm
Úhel záběru	α	30°
Roztečný průměr	D	148,500 mm
Průměr základní kružnice	D _b	128,605 mm
Max. hlavní průměr, vnější	D _{eemax}	150,000 mm
Max. tvarový průměr, vnější	D _{Femax}	146,733 mm
Min. vedlejší průměr, vnější	D _{iemin}	145,458 mm
Tloušťka zubu hřídele		
Max. účinná šířka zubu	S _{Vmax}	2,356 mm
Max. skutečná šířka zubu	S _{max}	2,315 mm
Min. účinná šířka zubu	S _{Vmin}	2,319 mm
Min. skutečná šířka zubu	S _{min}	2,277 mm
Max. měření přes dvě kuličky nebo kolíky, vnější	M _{Remax}	152,708 mm
Min. měření přes dvě kuličky nebo kolíky, vnější	M _{Remin}	152,645 mm
Průměr kuličky nebo kolíku pro vnější drážkování	D _{Re}	2,800 mm
Poloměr zaoblení základního rámu, vnější	ρ _{fe}	0,600 mm

<input checked="" type="checkbox"/>	Výkovek	ČSN 41 4260.7	36,5 kg	40 kg				
Pocet ks.	Nazev - rozmer	Polotovary	Material	T.O.	C.hmot.	Hr.hmot.	Cislo vykresu sestavy	Poz.
Quant.	Title - size	Blank	Material	C.W.	Weight	R. weight	Assembly drawing no.	Pos.
CAD 1	Datum / Date	Jmeno / Name		<p>FAKULTA STROJNI ZAPADOCESKE UNIVERZITY V PLZNI</p> <p><small>Vsechna prava vytrazena / All rights reserved</small></p>				
Kreslil / Drawn by	19. 5. 2014	Bc. Jiří Štěno						
Prezkoušel / Checked by								
Schválil / Approved by								
Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznamka / Note:			
	Tolerance / Tolerovani	Soubor-model / ASM-file		Projekt / Project:		Meritko / Scale		
ISO 128	ISO 8015 ISO 2768mK	zkrutna_tyc4				1:5		
		Soubor-vykres / DRW-file		C.sestavy / Assembly No.				
		zkrutna_tyc4						
Nazev / Title				Rev.	Cislo vykresu / Drawing No.			Format
TORZNÍ TYČ					DP14-001			A3
				List / sheet no.	1	Pocet listu / sheets	2	