

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

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

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Návrh trakčního podvozku pro nízkopodlažní elektrickou jednotku

Autor: **Bc. Tomáš BEREZŇÁK**

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

Akademický rok 2012/2013

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2012/2013

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Tomáš BEREZŇÁK**
Osobní číslo: **S11N0003P**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní a manipulační technika**
Název tématu: **Návrh trakčního podvozku pro nízkopodlažní elektrickou jednotku**
Zadávací 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:

Navrhňte trakční podvozek pro nízkopodlažní elektrickou jednotku. Výkon jednoho trakčního motoru cca 300 kW. Maximální rychlost 140 km/h.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. rozbor možností pohonu dvojkolí a vedení dvojkolí
2. zpracovat celkovou dispozici podvozku
3. návrh vlastního řešení pohonu dvojkolí
4. výkres převodové skříně
5. pevnostní výpočet vybrané části (náprava nebo převodová skříň)

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*

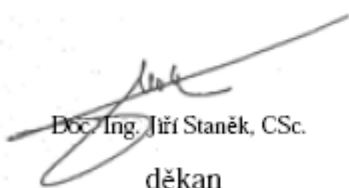
HELLER, P., DOSTÁL, J. *Kolejová vozidla II. Plzeň: ZČU, 2009*

HELLER, P., DOSTÁL, J. *Kolejová vozidla III. Plzeň: ZČU, 20011*


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.**
Katedra konstruování strojů
Konzultant diplomové práce: **Ing. Zdeněk Červenka**
ŠKODA TRANSPORTATION, s. r. o.
Datum zadání diplomové práce: **24. září 2012**
Termín odevzdání diplomové práce: **24. května 2013**


Doc. Ing. Jiří Staněk, CSc.
děkan




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

V Plzni dne 24. září 2012

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

Autorská práva

Podle Zákona o právu autorském, č. 35/1965 Sb. (175/1996 Sb. ČR) § 17 a Zákona o vysokých školách č. 111/1998 Sb. je využití a společenské uplatnění výsledků diplomové práce, včetně uváděných vědeckých a výrobně-technických poznatků nebo jakékoliv nakládání s nimi možné pouze na základě autorské smlouvy za souhlasu autora a Fakulty strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Poděkování

Na tomto místě bych rád poděkoval vedoucímu mé diplomové práce panu Doc. Ing. Petru Hellerovi, CSc. za cenné rady, odborné připomínky a metodické vedení práce. Také bych chtěl poděkovat konzultantovi mé diplomové práce panu Ing. Zdeňkovi Červenkovvi za veškeré poskytnuté dokumenty a informace z praxe. Dále bych chtěl vyjádřit díky Zuzaně Berezňákové, která provedla gramatickou kontrolu práce, a celé mé rodině a přátelům za jejich podporu během studia.

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Bc. Berezňák	Jméno Tomáš	
STUDIJNÍ OBOR	2301T001 „Dopravní a manipulační technika“		
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Heller CSc.	Jméno Petr	
PRACOVISŤE	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Návrh trakčního podvozku pro nízkopodlažní elektrickou jednotku		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2013
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	70	TEXTOVÁ ČÁST	54	GRAFICKÁ ČÁST	16
---------------	----	---------------------	----	----------------------	----

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	<p>Práce pojednává o konstrukci trakčního podvozku pro kolejová vozidla. Hlavní snahou při návrhu bylo co nejvíce snížit výšku podvozku a také jeho hmotnost. Výsledkem je využití vnitřního rámu a přemístění pohonu z prostoru mezi koly do prostoru vně kol, přičemž je motor uložen kolmo na nápravu. Pro primární vypružení a vedení dvojkolí podvozek využívá originálního řešení pomocí obrácené úhlové páky a horizontálně uložených pružin. Práce také obsahuje výpočty pro návrh a dimenzování.</p>
KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	<p>Trakční podvozek, nízkopodlažní, vnitřní rám, obrácená úhlová páka, převodovka, vypružení, lemniskátový mechanismus, pevnostní výpočet</p>

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Bc. Berezňák	Name Tomáš	
FIELD OF STUDY	2301T001 “Transport 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	Design of traction bogie for low-floor electrical unit		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2013
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	70	TEXT PART	54	GRAPHICAL PART	16
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	The work deals with a design of traction bogie for rail vehicles. A main effort in the design was minimize a bogies height and weight. The result is a use of an internal frame and a move of traction from the space between the wheels to the space outside the wheels, where the engine is placed perpendicular to the axle. The bogie uses original solution for primary suspension and axle guide by a reverse angle lever and horizontally laid springs. The work also includes calculations for designing and dimensioning.
KEY WORDS	Traction bogie, low-floor, internal frame, reverse angle lever, gearbox, suspension, parallelogram, strength calculation

Obsah

Seznam příloh.....	3
Seznam obrázků	3
Seznam tabulek	4
Přehled použitých zkratk	5
1. Úvod.....	6
2. Základní pojmy	7
2.1. Elektrická jednotka	7
2.2. Podvozek	7
3. Pohon dvojkolí	8
3.1. Centrální pohon spojnicový.....	8
3.2. Skupinový pohon dvojkolí.....	8
3.3. Pohon volně otočného kola.....	9
3.4. Individuální pohon dvojkolí	9
3.4.1. Pohon souosým motorem (přímý pohon).....	9
3.4.2. Pohon tlapovým motorem	10
3.4.3. Pohon motorem s kloubovou hřídelí v dutině rotoru	10
3.4.4. Pohon motorem s kloubovou hřídelí v dutině pastorku	11
3.4.5. Pohon motorem a spojkou.....	11
3.4.6. Pohon motorem a krátkou kloubovou hřídelí.....	12
3.4.7. Pohon dutou hřídelí kolem nápravy	12
3.4.8. Pohon dutou kloubovou hřídelí kolem nápravy	13
3.4.9. Trakční motor s osou kolmou na nápravu.....	13
4. Vedení dvojkolí	15
4.1. Rozsochové vedení se jhem.....	15
4.2. Vedení a vypružení šikmými pryžovými bloky	16
4.3. Vedení svislými trny a vypružení šroubovitými pružinami	16
4.4. Vedení svislým čepem a vypružení šroubovitými pružinami	17
4.5. Vedení kyvným ramenem a vypružení šroubovitou pružinou.....	17
4.6. Vedení úhlovou pákou a vypružení šroubovitou pružinou.....	18
4.7. Vedení plochými ocelovými pásy a vypružení šroubovitými pružinami	18
4.8. Ojnicové vedení s vypružením flexi-coil.....	19
5. Specifikace požadavků	20
5.1. List požadavků.....	20
5.2. Návrh pracovního transformačního procesu.....	22
5.3. Referenční vozidlo.....	23
6. Návrh jednotlivých variant.....	24
6.1. Varianta číslo 1	24
6.2. Varianta číslo 2	24
6.3. Varianta číslo 3.....	25
6.4. Varianta číslo 4.....	26
6.5. Hodnocení.....	26
7. Navržený trakční podvozek.....	28
7.1. Dvojkolí.....	30
7.1.1. Kolo.....	30
7.1.2. Náprava	30
7.1.3. Výpočet nápravy	31
7.2. Nápravové ložisko	38

7.2.1.	Výpočet nápravového ložiska	39
7.3.	Úhlová páka	40
7.4.	Primární vypružení	41
7.4.1.	Výpočet vypružení	42
7.5.	Vazba skříňe a podvozku	48
7.6.	Sekundární vypružení	48
7.6.1.	Pneumatické pružiny	48
7.6.2.	Tlumiče	49
7.6.3.	Torzni stabilizátor	50
7.7.	Pohon	50
7.7.1.	Motor	51
7.7.2.	Pojistka proti přetížení	52
7.7.3.	Kloubová hřídel	52
7.7.4.	Převodová skříň	52
7.8.	Rám podvozku	55
8.	Pevnostní výpočet rámu pomocí analýzy metodou konečných prvků	58
8.1.	Úvod do problému	58
8.2.	Diskretizace modelu	59
8.3.	Materiál	60
8.4.	Okrajové podmínky	60
8.5.	Zatížení	60
8.5.1.	Mimořádné zatížení	61
8.5.2.	Normální provozní zatížení	61
8.5.3.	Přídavné síly	61
8.6.	Výsledky	63
8.6.1.	Mimořádně zatížení	63
8.6.2.	Normální provozní zatížení	65
8.7.	Vyhodnocení úlohy	66
9.	Technicko-ekonomické zhodnocení	67
10.	Závěr	68
11.	Použitá literatura	69
11.1.	Knižní publikace	69
11.2.	Kvalifikační práce	69
11.3.	Publikace na internetu	69

Seznam příloh

Příloha č. 1: Výpočet ozubeného převodu

Název	Číslo výkresu	Formát výkresu
Trakční podvozek	DP – 2013 – 001	A1
Převodovka	DP – 2013 – 002	A1
Spodní skříň	DP – 2013 – 003	A1
Kuželové ozubené kolo	DP – 2013 – 004	A3

Seznam obrázků

Obrázek 1: Převavní výkony osobní dopravy [4]	6
Obrázek 2: Regionální jednotka [6]	7
Obrázek 3: Parní lokomotiva s centrálním spojnicovým pohonem[7].....	8
Obrázek 4: Schéma pohonu souosým motorem	9
Obrázek 5: Schéma pohonu tlapovým motorem	10
Obrázek 6: Schéma pohonu motorem s kloubovou hřídelí v dutině rotoru	10
Obrázek 7: Schéma pohonu motorem s kloubovou hřídelí v dutině pastorku	11
Obrázek 8: Schéma pohonu motorem a spojkou.....	11
Obrázek 9: Schéma pohonu motorem a krátkou kloubovou hřídelí.....	12
Obrázek 10: Schéma pohonu dutou hřídelí kolem nápravy	12
Obrázek 11: Schéma pohonu dutou kloubovou hřídelí kolem nápravy	13
Obrázek 12: Schéma pohonu s motorem kolmo na nápravu uloženým pod skříňní vozidla	14
Obrázek 13: Schéma pohonu s motorem vně rámu.....	14
Obrázek 14: Schéma rozsochového vedení se jhem	15
Obrázek 15: Schéma vedení a vypružení šikmými pryžovými bloky.....	16
Obrázek 16: Schéma vedení svislými trny	16
Obrázek 17: Schéma vedení svislým čepem	17
Obrázek 18: Schéma vedení kyvným ramenem.....	17
Obrázek 19: Schéma vedení úhlovou pákou	18
Obrázek 20: Schéma vedení plochými ocelovými pásy.....	19
Obrázek 21: Ojničkové vedení	19
Obrázek 22: Black box.....	22
Obrázek 23: Návrh transformačního procesu.....	23
Obrázek 24: Úplný návrh provozního transformačního procesu [9].....	23
Obrázek 25: Referenční vozidlo Talent 643.2 [10].....	23
Obrázek 26: Varianta číslo 1	24
Obrázek 27: Varianta číslo 2	25
Obrázek 28: Varianta číslo 3	25
Obrázek 29: Varianta číslo 4	26
Obrázek 30: Pohled shora	28
Obrázek 31: Pohled zdola	29
Obrázek 32: Vztažná linie kinematického obrysu dle UIC 505-1	29
Obrázek 33: Schéma zatížení nápravy	31
Obrázek 34: Očíslování jednotlivých průřezů nápravy	32
Obrázek 35: Kuželíková ložisková jednotka CTBU[14]	39
Obrázek 36: Úhlová páka	41

Obrázek 37: Primární vypružení	42
Obrázek 38: Přepočítání vychylek.....	43
Obrázek 39: Primární vypružení	47
Obrázek 40: Lemniskátový mechanismus.....	48
Obrázek 41: Umístění tlumičů	49
Obrázek 42: Torzní stabilizátor.....	50
Obrázek 43: Pohon	51
Obrázek 44: Charakteristiky motoru [18]	51
Obrázek 45: Těsnění vstupního hřídele.....	55
Obrázek 46: Těsnění výstupního hřídele	55
Obrázek 47: Rám podvozku	56
Obrázek 48: Příčnický.....	56
Obrázek 49: Koncový podélník.....	57
Obrázek 50: Zjednodušení modelu	58
Obrázek 51: Model rozdělený na konečné prvky.....	59
Obrázek 52: Okrajové podmínky a zatížení modelu	62
Obrázek 53: Průběh napětí podle hypotézy Von-Mises – pohled shora	63
Obrázek 54: Průběh napětí podle hypotézy Von-Mises – pohled zdola	63
Obrázek 55: Deformace modelu	64
Obrázek 56: Průběh napětí podle hypotézy Von-Mises – pohled shora	65
Obrázek 57: Průběh napětí podle hypotézy Von-Mises – pohled zdola	65
Obrázek 58: Deformace modelu	66

Seznam tabulek

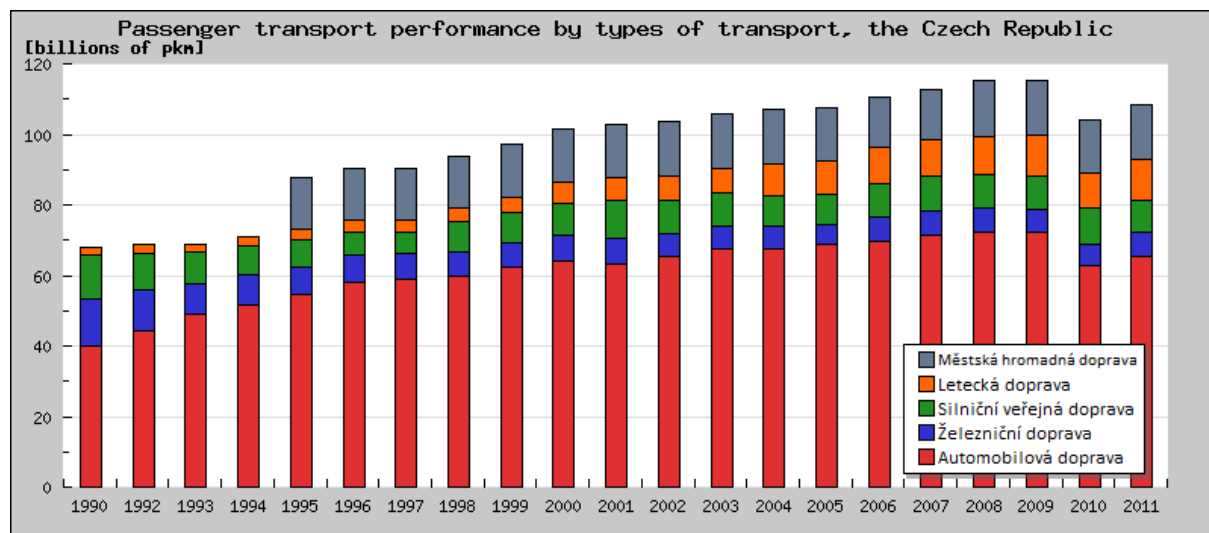
Tabulka 1: List požadavků	22
Tabulka 2: Hodnocení	27
Tabulka 3: Meze únavy pro ocel EA4T	36
Tabulka 4: Shrnutí výsledků	38
Tabulka 5: Součinitele bezpečnosti.....	54

Přehled použitých zkratk

TS	technický systém
UIC	Union Internationale des Chemins de fer (Mezinárodní železniční unie)
ČSN	Česká státní norma
EN	Evropská norma
m	hmotnost
i	počet náprav, převod
F	síla
M	moment
g	gravitační zrychlení
P	svíslá síla
Q	svíslá reakce
Y	příčná síla
H	vodorovná síla
μ	součinitel adheze
Γ, f	součinitel tření
r, R	poloměr
d, D	průměr
σ	napětí
K	koncentrace napětí
v	rychlost
L	trvanlivost
C	základní dynamická únosnost
p	exponent pro čárový styk
O	obvod
n	otáčky
τ	tečné napětí
G	modul pružnosti ve smyku
y	vertikální pružení
z	horizontální pružení
k	tuhost
f	frekvence
k_w	součinitel vypružení
H_0	výška pružiny
η	účinnost
ω	úhlová rychlost
β	úhel sklonu zubů
c	Bachova konstanta
ψ	relativní šířka zubu
m	modul
b	šířka kola
S	součinitel bezpečnosti
KCU	vrubová houževnatost
Re	mez kluzu
E	modul pružnosti
ν	Poissonovo číslo
ρ	hustota
RBE	Rigid bar element

1. Úvod

Železniční doprava ztrácela v posledních desetiletích svoje postavení v porovnání s ostatními typy doprav. Od roku 2011 se situace stabilizovala a podíl celkově přepravených osob v osobní dopravě mírně stoupl na 6,2%, což je v celkovém pohledu na dopravu málo. [4]



Obrázek 1: Převážné výkony osobní dopavy [4]

Z tohoto důvodu je snahou všech v tomto oboru zvýšit konkurenceschopnost železniční dopavy. Jako hlavní výhody můžeme uvést největší bezpečnost a nejnižší spotřebu energie na přepravovanou osobu v oblasti pozemní dopavy. To však nestačí a je potřeba dále zvyšovat celkový komfort cestujících.

Toho se snažím dosáhnout návrhem nového trakčního podvozku, který bude lepší než současně používané. Při návrhu jsem se zaměřil na možnost použití nízké podlahy v celé elektrické jednotce, což umožní bezbariérový přístup po celém vlaku, který v současnosti chybí. Jelikož naše společnost demograficky stárne [5], bude v budoucnu nutností, aby tento problém s bezbariérovým přístupem byl vyřešen a čím dříve se tak stane, tím lépe i pro dnešní populaci. Mezi další požadavky, které jsem si stanovil, je snížení celkové hmotnosti a použití inovačních a nových řešení. Navržený podvozek by měl dosahovat maximální rychlosti 140 km/h a dal by se použít u současných regionálních i příměstských vozidel. Výkon jednoho trakčního motoru by měl být přibližně 300 kW.

2. Základní pojmy

2.1. Elektrická jednotka

Elektrické jednotky mají hlavní využití v regionální a příměstské dopravu, kde je potřeba rychlá výměna cestujících. Proto vozidla disponují vstupy, které mají sníženou podlahu na úroveň nástupiště, což umožňuje bezproblémový přístup jak osobám se sníženou pohyblivostí, tak rodinám s kočárky. Rychlou výměnu cestujících zajišťují široké dvoukřídlové dveře. Většinou jsou regionální vozidla konstruována jako jednopodlažní. Dále bývají jednotlivé vozy spřaženy na krátko, což umožňuje bezproblémový přechod mezi vozy a zmenší se tak celková délka jednotky. Pro zvýšení komfortu cestujících mohou být elektrické jednotky vybaveny klimatizací, wi-fi připojením k internetu, prodejními automaty, či televizí. [2]



Obrázek 2: Regionální jednotka [6]

2.2. Podvozek

Podvozek můžeme definovat jako část kolejového vozidla umístěnou mezi skříní vozidla a kolej, která má za úkol nést a vést skříní vozidla v koleji. Podvozek je otočně připojen ke skříní pomocí zařízení pro přenos tažných sil. Může se jednat o otočný čep, nebo tažně tlačnou tyč. [2]

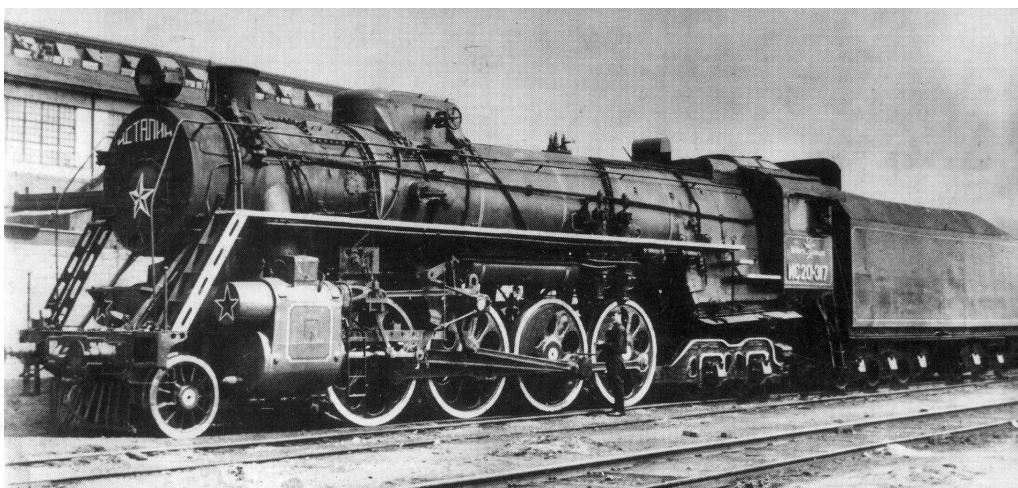
V současnosti se dá koncepce podvozků pro elektrické jednotky charakterizovat určitými rysy. Výrobci konstruují především dvounápravové podvozky s vnějším svařovaným rámem, uprostřed prohnutým, který může být otevřený, či uzavřený. Vedení dvojkolí je obvykle provedeno vodícím čepem, ojníčkovým vedením, nebo kyvným ramenem. Primární vypružení bývá nejčastěji řešeno šroubovitými pružinami, nebo flexi-coil pružinami doplněné paralelním tlumičem. V sekundárním vypružení se nejčastěji používají pneumatické pružiny. Jejich výhodou je, že mohou tlakem v membráně pružiny regulovat výšku podlahy při změně svislého zatížení. Pro brzdění podvozky využívají výhradně kotoučové brzdy s brzdovými kotouči umístěnými buď na nápravě, nebo dělené na kole. [2]

3. Pohon dvojkolí

Pohon dvojkolí patří k jedné z nejsložitějších částí celého podvozku. Od jeho volby se odvíjí tvar rámu trakčního podvozku. Hlavní funkcí pohonu je přenos krouticího momentu z motoru na dvojkolí. Jsou na něj však kladeny i další důležité požadavky. Musí mít stálý převodový poměr, dobré modální vlastnosti. Dále jsou kladeny nároky na jeho jednoduchost, nízkou hmotnost a velikost, což je často v rozporu s požadavkem na přenos vysokého výkonu. Měl by být nenáročný na výrobu a opravy. Samozřejmostí je také dlouhá životnost a malá poruchovost. Dnes můžeme pohony dvojkolí rozdělit na čtyři typy.

3.1. Centrální pohon spojnicový

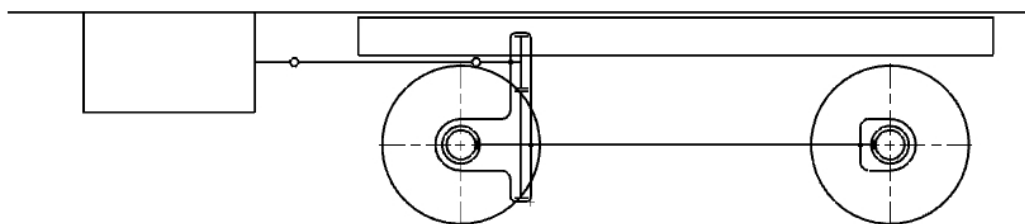
Tento pohon je nejstarší a používal se u parních lokomotiv. Jednotlivá dvojkolí byla pomocí spojnic v pevné vazbě. Parní stroj proto poháněl všechna dvojkolí najednou. Výhoda centrálního spojnicového pohonu je právě v pohonu všech dvojkolí současně, protože k prokluzu tak může dojít pouze za předpokladu překročení koeficientu adheze u všech dvojkolí najednou. Hlavní nevýhodou je nutnost vyvažování kol protizávažím, které musí vyrušit odstředivou sílu kliky a spojnice. Spojnice se však pohybuje i ve směru posuvném a tato setrvačná síla nejde téměř vyvážit. [3]



Obrázek 3: Parní lokomotiva s centrálním spojnicovým pohonem[7]

3.2. Skupinový pohon dvojkolí

V tomto případě byla dvě a více dvojkolí poháněna od jednoho motoru. Hlavní využití tohoto typu bylo u vozidel nezávislé trakce. Výhoda této koncepce je stejná jako u centrálního pohonu spojnicového. Za nevýhodu považujeme mechanickou vazbu jednotlivými dvojkolími. [3]



Obr. Skupinový pohon

3.3. Pohon volně otočného kola

Zde je dvojkolí nahrazeno nápravnicí. Tato nová koncepce se používá hlavně u nízkopodlažních tramvají. Volně otočná kola však nevykonávají vlnivý pohyb v kolejovém kanálu, což může zapříčinit vzpříčení kola jak v oblouku, tak v přímé koleji. Proto mají volně otočná kola větší sklon k vykolejení než klasická dvojkolí. Použitím vhodného pohonu můžeme tuto vlastnost zlepšit.

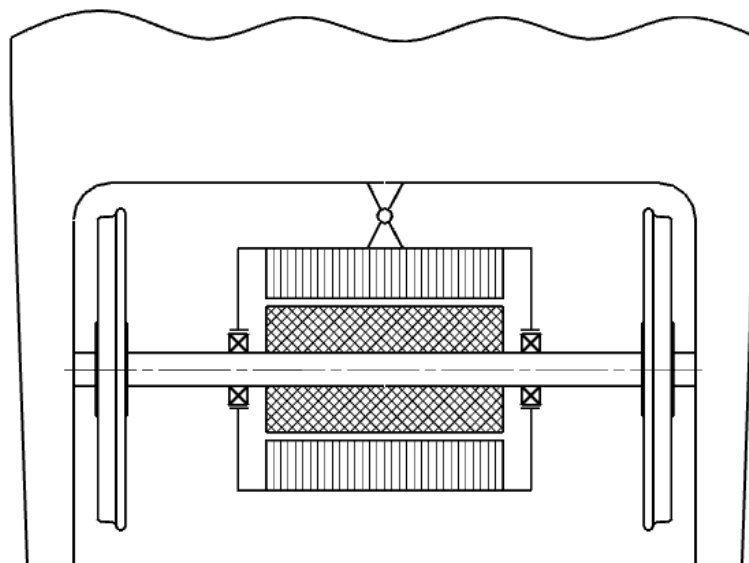
3.4. Individuální pohon dvojkolí

Jeho hlavní vlastností je, že každé dvojkolí má individuální elektrický motor. Tento typ je v současnosti nejrozšířenější, proto bude dále podrobněji probrán. Kladem této koncepce je jednoduchá konstrukce a přívod energie. Nevýhodou oproti výše zmíněným typům je snazší možnost prokluzu dvojkolí.

Trakční motor s osou rovnoběžnou s nápravou

3.4.1. Pohon souosým motorem (přímý pohon)

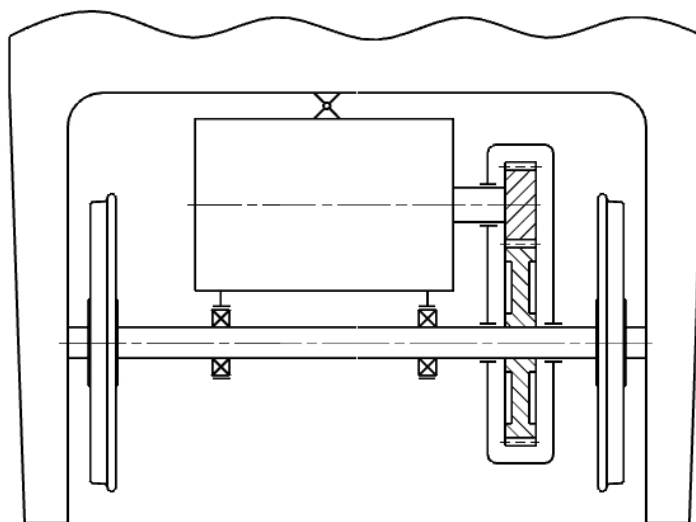
Tento typ je nejjednodušší ze všech možností, jelikož je trakční motor uložen přímo na nápravě. Přesněji je rotor motoru pevně spojen s nápravou a stator motoru je přichycen závěškou k rámu podvozku. Kladem tohoto pohonu je přenos krouticího momentu na dvojkolí bez potřeby převodovky. Jinými slovy se otáčky motoru rovnají otáčkám dvojkolí. Bez potřeby převodovky odpadají problémy s utěsněním převodové skříně a rotujících částí. Za nevýhodu považujeme velké nevypružené hmoty. Ty můžeme odstranit použitím duté hřídele kolem nápravy. Další zápor nastává při opravách, kdy v případě nefunkčnosti motoru musíme rozlisovat dvojkolí. Přímý pohon byl poprvé použit v roce 1903 ve voze firmy AEG a bylo s ním dosaženo rychlostního rekordu o hodnotě 210 km/h. V současnosti se zdají být velmi perspektivní synchronní motory s permanentními magnety, které mají oproti běžným synchronním motorům většinu parametrů lepších. Princip můžeme pozorovat na následujícím obrázku. [3]



Obrázek 4: Schéma pohonu souosým motorem

3.4.2. Pohon tlapovým motorem

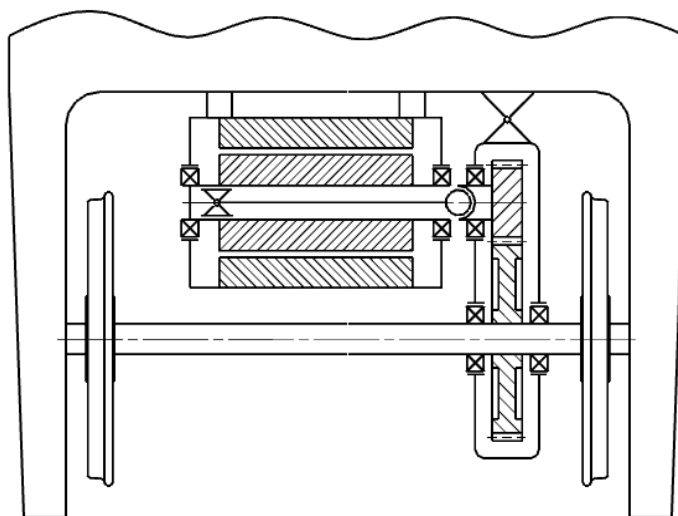
Hlavním rysem tohoto pohonu je uložení motoru ve třech bodech, dvěma tlapovými ložisky na nápravě a závěskou k příčnicku rámu. Z počátku se jako tlapová ložiska používala kluzná ložiska, nověji se využívá ložisek valivých. Hlavní nevýhodou jsou velké nevypružené hmoty, přibližně polovina hmotnosti motoru. Dále složitější utěsnění převodovky. Tento pohon však má i dost kladných vlastností, jako je jednoduchost, spolehlivost a menší výrobní náklady. Kvůli nevýhodám se pohon používá pro nižší a střední rychlosti, přibližně do 120 km/h. Můžeme ho tedy nalézt zejména u posunovacích lokomotiv. [3]



Obrázek 5: Schéma pohonu tlapovým motorem

3.4.3. Pohon motorem s kloubovou hřídelí v dutině rotoru

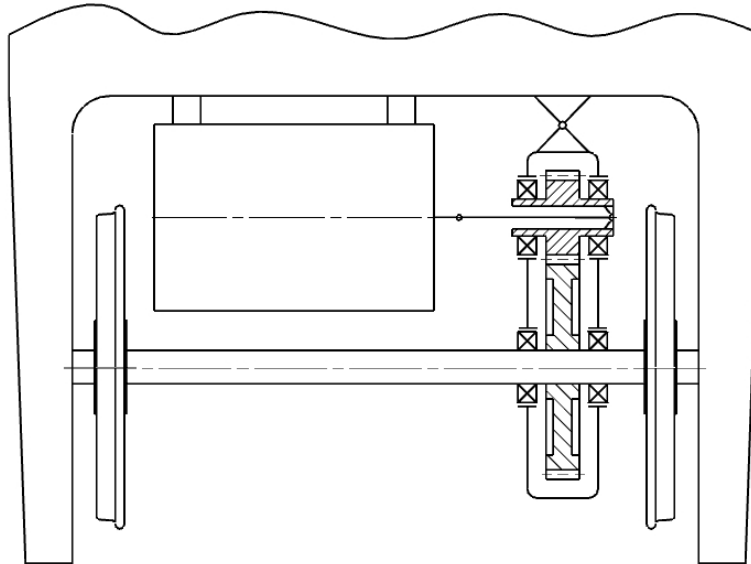
Použití tohoto pohonu nacházíme u velkých motorů, kde není místo na krátkou kloubovou hřídel. Trakční motor je uložen dvěma závěskami k příčnicku. Je tedy zcela vypružen, což shledáváme jako jeho hlavní výhodu. Za nevýhodu můžeme považovat složitější konstrukci, oproti předešlým a nutnost dobrého utěsnění převodovky, což je však nevýhoda u každého pohonu s převodovkou. Pro svoje klady byl tento typ pohonu využit hlavně u elektrických lokomotiv značky Škoda a i u jiných značek. [21]



Obrázek 6: Schéma pohonu motorem s kloubovou hřídelí v dutině rotoru

3.4.4. Pohon motorem s kloubovou hřídelí v dutině pastorku

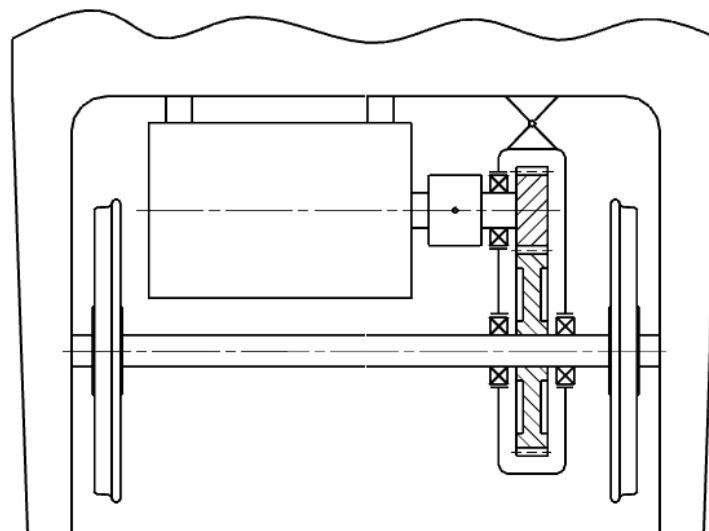
Tato konstrukce je v podstatě stejná jako předchozí s tou změnou, že kloubová hřídel je umístěna v dutině pastorku. Hlavní výhodou je tedy úplné vypružení motoru a jednoduchá demontáž. Ostatní vlastnosti má tento typ pohonu shodné jako pohon motorem s kloubovou hřídelí v dutině rotoru. Můžeme dodat, že tento typ pohonu je poměrně nový. Princip vyzoborujeme z následujícího obrázku. [3]



Obrázek 7: Schéma pohonu motorem s kloubovou hřídelí v dutině pastorku

3.4.5. Pohon motorem a spojkou

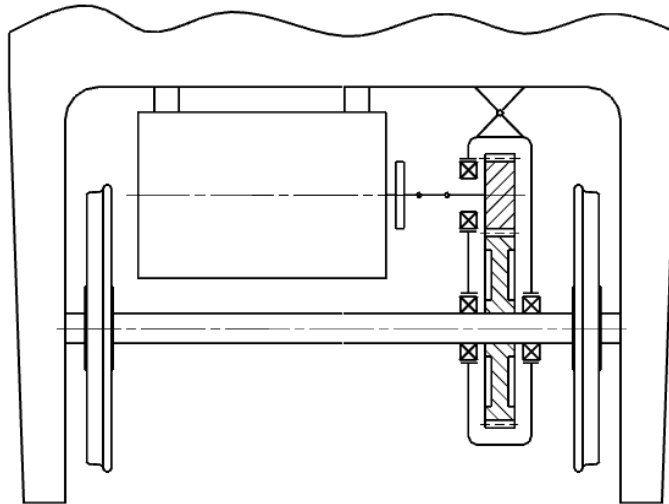
Koncepce tohoto pohonu je v celku stejná jako předchozí dva typy s tím rozdílem, že zde není použita kloubová hřídel, nýbrž spojka mezi motorem a převodovkou. Spojka může být zubová, nebo i jiného typu. Musí však splňovat dva požadavky a to přenos krouticího momentu a umožnění relativních svislých pohybů. Tento typ pohonu se hojně využívá u podvozků metra a tramvají, protože spojka má, díky menším rozměrům motoru, dostatek prostoru k zabudování. [3]



Obrázek 8: Schéma pohonu motorem a spojkou

3.4.6. Pohon motorem a krátkou kloubovou hřídelí

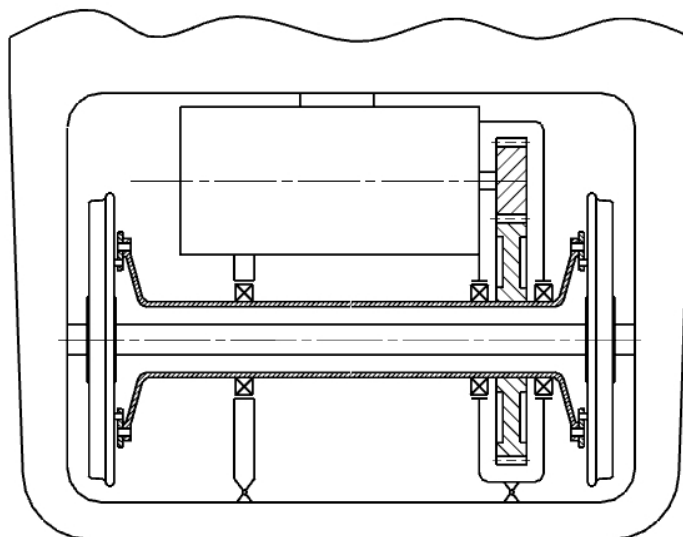
Krátká kloubová hřídel je uložena mezi motor a převodovku. Toto uspořádání se dá použít v případech dostatečného prostoru právě mezi motorem a převodovkou, proto ho můžeme nalézt zejména u tramvají, které mají menší výkon, a tudíž menší rozměry motoru. Na výstupní hřídeli z motoru může být umístěn také brzdový kotouč. Hlavní výhody jsou stejné jako u předchozího pohonu, tedy zcela vypružený motor a celkem snadná demontáž. [3]



Obrázek 9: Schéma pohonu motorem a krátkou kloubovou hřídelí

3.4.7. Pohon dutou hřídelí kolem nápravy

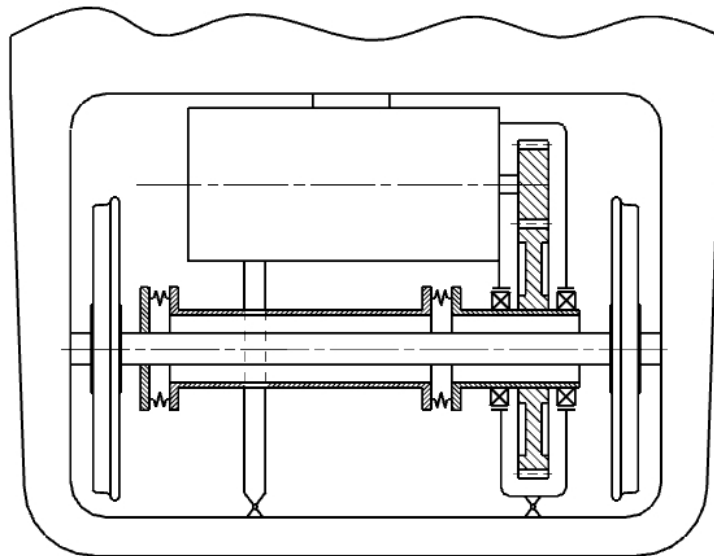
Snaha o dokonalé vypružení motoru i převodovky vyústila v koncepci pohonu dutou hřídelí kolem nápravy. Dutá hřídel je pomocí valivých ložisek upevněna k motoru. Motor je poté zavěšen i s převodovkou na příčnicku a dvěma závěskami k čelníku. Na obou koncích duté hřídele jsou mechanismy, které přenášejí krouticí moment na kola a dále musí umožňovat relativní pohyby mezi dvojkolím a dutým hřídelem. Pro tyto účely konstruktéři využívají ojníčkový, nebo pružinový mechanismus. Mezi výhody této konstrukce, jak již bylo zmíněno, patří úplné vypružení pohonu. Proto jeho hlavní využití nalezneme u vozidel, které potřebují dosáhnout vysokých rychlostí. Za nevýhody považujeme konstrukční náročnost, složitou demontáž a opravy. Z následujícího obrázku je patrný princip pohonu. [21]



Obrázek 10: Schéma pohonu dutou hřídelí kolem nápravy

3.4.8. Pohon dutou kloubovou hřídelí kolem nápravy

Tento typ pohonu má též zcela vypruženy všechny části kromě dvojkolí a ložiskových skříní. Motor i s převodovkou je uložen také na příčnicku a čelníku. Dutá kloubová hřídel je však jedním koncem spojena s unašečem, na kterém je nalisováno ozubené kolo. Druhý konec duté hřídele je spojen s unašečem, který je nalisován na nápravě. Na obou koncích duté hřídele jsou mechanismy, které umožňují přenos krouticího momentu s určitým relativním pohybem vůči sobě. Většinou se jedná o ojníčkový mechanismus, ale můžeme se setkat i se spojkou s klínovými silentbloky. Použití tohoto pohonu nalezneme zejména u vysokorychlostních vozidel, a to díky jeho malým nevypruženým hmotám. K nevýhodám patří náročná konstrukce, složitá demontáž. Převodovka je díky silnému motoru velmi namáhána, proto musí být mezi motorem a převodovkou vyhotoven přesně a pečlivě, kvůli případným netěsnostem. [3]

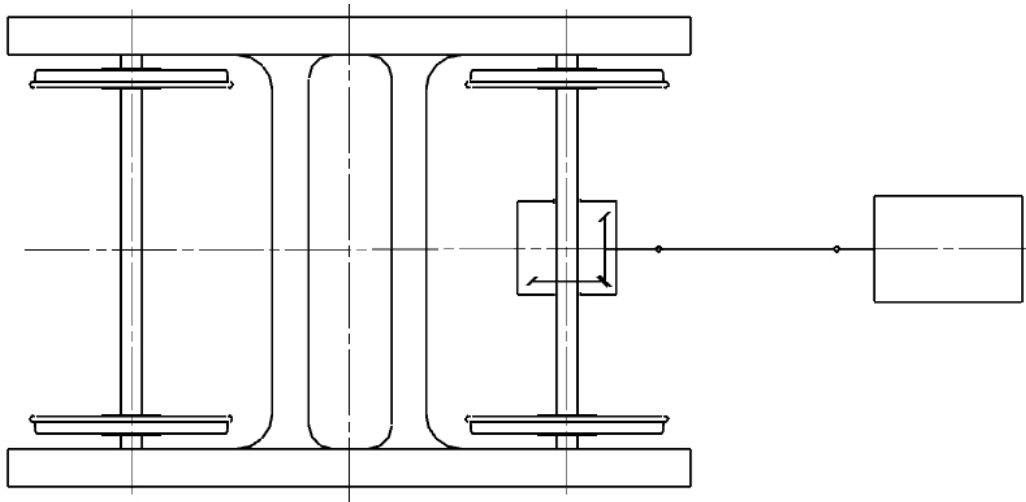


Obrázek 11: Schéma pohonu dutou kloubovou hřídelí kolem nápravy

3.4.9. Trakční motor s osou kolmou na nápravu

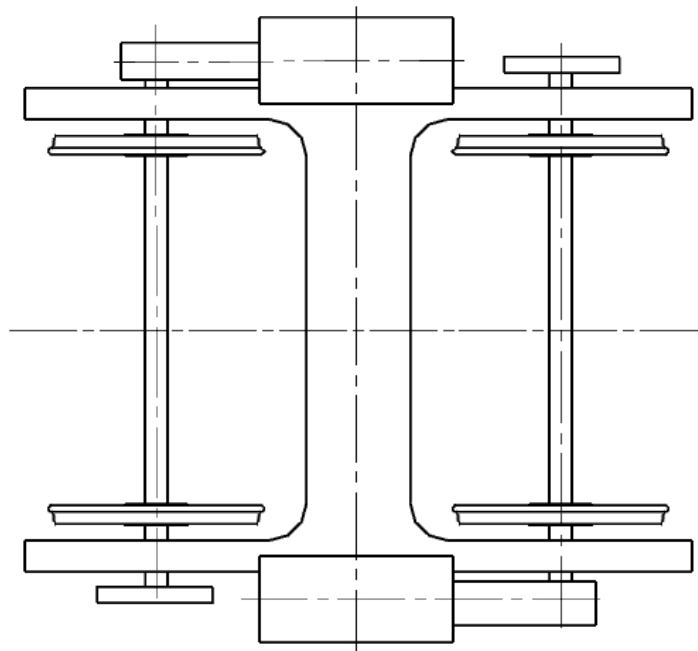
Tuto koncepci nalezneme zejména u vozidel městské hromadné dopravy. U starších tramvají byly motory umístěny mezi podélníky rámu podvozku. V současnosti, kdy se zvětšuje požadavek na nízkou podlahu, musí být motor umístěn vně rámu. Existuje mnoho způsobů, jak byly podvozky pro tento požadavek vytvořeny. V této práci se však o ně nebudeme dále zajímat, jelikož jejich použitelnost je výhradně u tramvají. Nalezneme však i pár koncepcí s motorem s osou kolmou k nápravě, které zde můžeme uvést.

První je trakční motor pod skříní vozidla, který pohání jedno dvojkolí podvozku. Tento typ pohonu využívají vozidla Pendolina ČD. Motor o výkonu 500kW je kvůli naklápění, které se nachází uprostřed podvozku, a kvůli svým rozměrům umístěn pod skříní. Schéma provedení této koncepce lze vidět na následujícím obrázku. [3]



Obrázek 12: Schéma pohonu s motorem kolmo na nápravu uloženým pod skříní vozidla

Další typ podvozku, který stojí za zmínku, má trakční motor pohánějící jedno dvojkolí uložen vně rámu. Motor pohání přes kloubovou hřídel kuželovou převodovku, jejíž ozubené kolo je nalisováno na nápravě. Na druhé straně nápravy je brzdový kotouč. Tato koncepce se používá výhradně u tramvajových vozidel. Na následujícím obrázku můžeme pozorovat princip pohonu. [3]



Obrázek 13: Schéma pohonu s motorem vně rámu

4. Vedení dvojkolí

Konstrukční prvek vedení dvojkolí je úzce spjat s primárním vypružením podvozku. Dohromady mají velký vliv na chování vozidla při jízdě. Vedení dvojkolí má za úkol přenášet síly jak ve směru podélném, tak ve směru příčném a svislém z rámu podvozku na dvojkolí a naopak. V podélném směru mluvíme hlavně o silách tažných a brzdných, ve směru příčném zase o silách vodících. [2]

Mezi požadavky na vedení dvojkolí a primární vypružení dále patří:

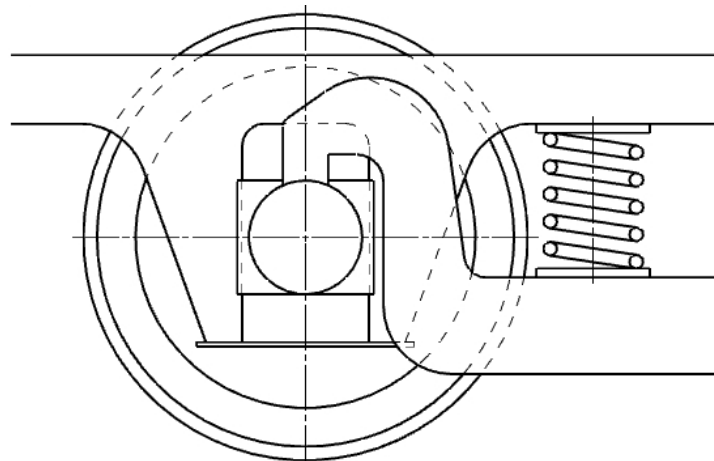
- umožnit příčné a svislé vypružení
- schopnost rozložit tíhu vozidla rovnoměrně na všechny kola
- pohyb nárazníků ve stanovených mezích při vypružení
- zmenšit dynamické účinky mezi kolejí a vozidlem
- zvyšovat jízdní komfort

Kvalitní vedení dvojkolí a primární vypružení by mělo mít jednoduchou konstrukci, ale zároveň odolnost proti opotřebení a nenáročnou údržbu. Proto se pro regionální a osobní vozy používaly, nebo v současnosti používají vedení dvojkolí následující konstrukce:

- Rozsochové vedení se jhem
- Vedení a vypružení šikmými pryžovými bloky
- Vedení svislými trny a vypružení šroubovitými pružinami
- Vedení svislým čepem a vypružení šroubovitými pružinami
- Vedení kyvným ramenem a vypružení šroubovitou pružinou
- Vedení úhlovou pákou a vypružení šroubovitou pružinou
- Vedení plochými ocelovými pásy a vypružení šroubovitými pružinami
- Ojničkové vedení s vypružením flexi-coil

4.1. Rozsochové vedení se jhem

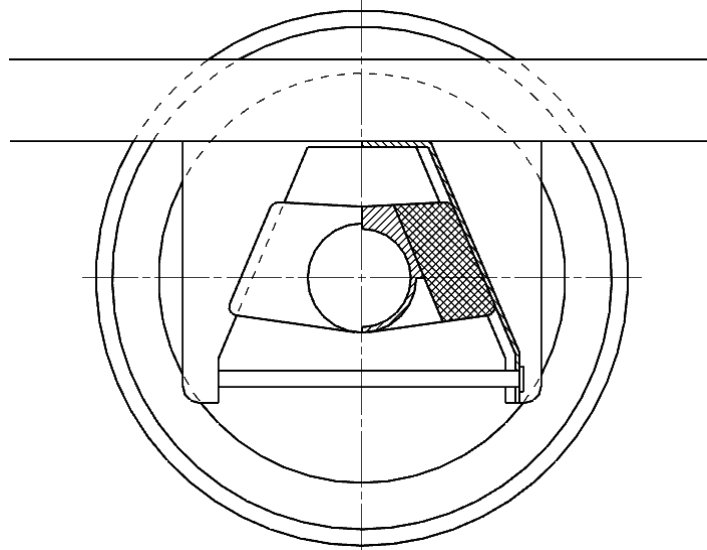
Je známé hlavně jako tzv. Pensylvánský podvozek. Tato konstrukce je více než sto let stará, ale s některými podvozky tohoto typu máme možnost setkat se i v současnosti. Jhem jsou spojeny ložiskové skříně na jedné straně podvozku. Ložiskové skříně mají možnost pohybu v rozsochách. Výhodou jha jsou malé změny zatížení na kola. Mezi nevýhody patří tuhá podélná vazba a velké nevypružené hmoty. Na následujícím obrázku lze vyzorovat princip vedení dvojkolí.



Obrázek 14: Schéma rozsochového vedení se jhem

4.2. Vedení a vypružení šikmými pryžovými bloky

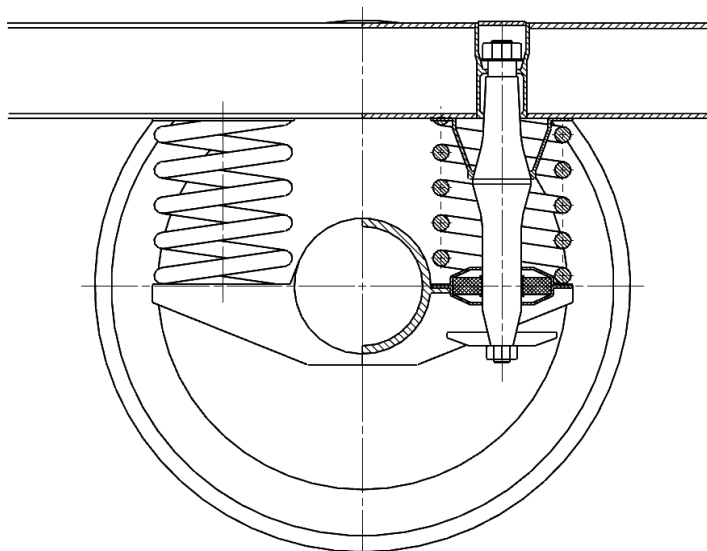
Šikmé pryžové bloky mají tu vlastnost, že dokážou tlumit, pružit i vést dvojkolí, což je jejich hlavní výhoda. Podobnou koncepci mají šípové pružiny Maggi, kde jsou spojeny vrstvy pryže a kovových plechů. Hlavní nevýhodou pryže je, že její mechanické vlastnosti degradují vlivem prostředí a stárnutí. To má za následek plastickou deformaci a ztrátu tlumení a pružnosti.



Obrázek 15: Schéma vedení a vypružení šikmými pryžovými bloky

4.3. Vedení svislými trny a vypružení šroubovitými pružinami

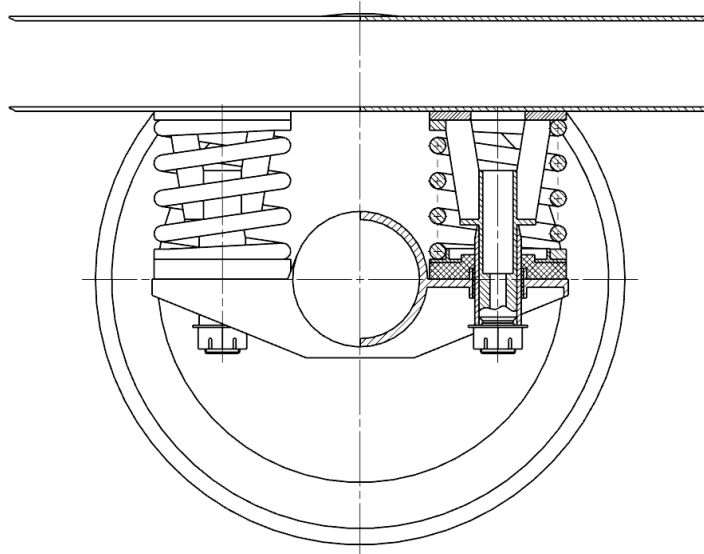
Tvar svislého trnu je přibližně takový jako u nosníku stálé pevnosti. Trn je v horní části uložen v rámu podvozku. Spodní část prochází skrz pryžový prsteneček a končí pod nosičem pružin. Na konci trnu je spodní mísa, která pracuje při zvedání jako podchytka. Tření mezi trnem a pryžovým prstencem zajišťuje třídílné silonové pouzdro. Z každé strany ložiskové skříně je pak jedna šroubovitá pružina, které fungují jako primární vypružení. Tento typ vedení a vypružení musí být doplněn o tlumič. Princip vypružení a vedení dvojkolí je patrný z následujícího obrázku.



Obrázek 16: Schéma vedení svislými trny

4.4. Vedení svislým čepem a vypružení šroubovitými pružinami

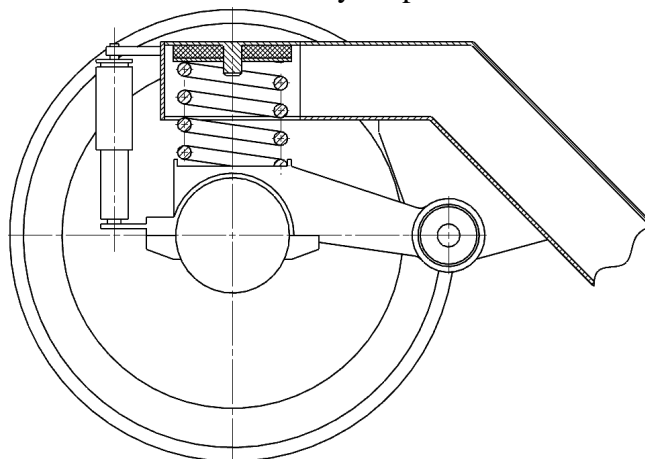
Konstrukce tohoto vedení je podobná jako vedení svislými trny, je však složitější. Horní část čepu je přichycena šrouby ke spodní pásnici podélníku. Pracovní střední část čepu prochází skrz alkamidové pouzdro a je jím chráněna. Dotyk a vedení zajišťuje kovové pouzdro procházející konzolou ložiskové skříně. Pohyb mezi pouzdry, kovovým a alkamidovým, způsobuje tření. Vedení slouží tedy i jako třecí tlumič. V důsledku tření a výběru špatného materiálu pouzder může dojít k opotřebení. Vzniklé vůle mají na provoz negativní účinky. Ve spodní části čepu je na závitě přichycena matice sloužící i jako podchytka. Pod pružinou můžeme nalézt pryžovou vložku, která slouží k tlumení vibrací a hluku.



Obrázek 17: Schéma vedení svislým čepem

4.5. Vedení kyvným ramenem a vypružení šroubovitou pružinou

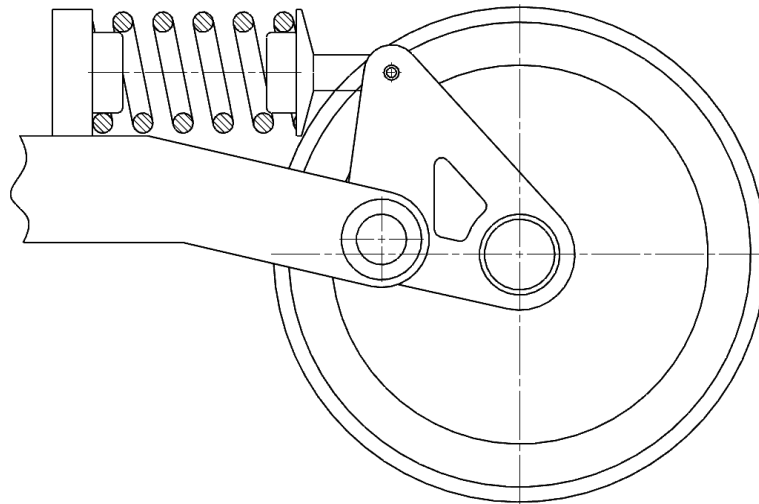
Základním rysem tohoto vedení je spojení ložiskové skříně a kyvného ramena do jednoho celku. Druhá část kyvného ramena je přes silentblok a čep připojena k rámu. Jedná se většinou o rám uprostřed prohnutý. Primární vypružení je zajištěno díky jedné šroubovitě pružině umístěné nad nápravovým ložiskem. Mezi rámem podvozku a pružinou bývá umístěn pryžový silentblok. Hlavní výhodou této koncepce je, že dovoluje konstruovat otevřené rámy. Dále můžeme konstatovat, že řešení je velmi jednoduché. Nevýhodou je nutnost vložení pružiny do podélníku rámu. Toto vedení musí být doplněno tlumičem a podchytkou.



Obrázek 18: Schéma vedení kyvným ramenem

4.6. Vedení úhlovou pákou a vypružení šroubovitou pružinou

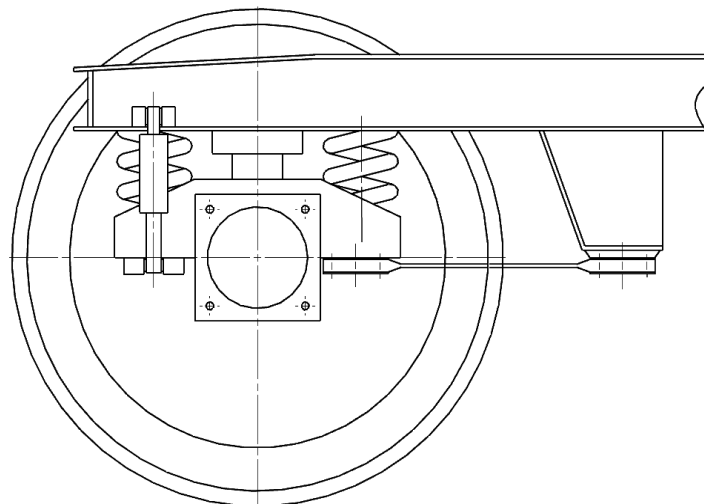
Jedná se o neobvyklé řešení, protože jako jediné vedení má uloženo primární vypružení podélně. To má však jisté výhody. Šroubovitá pružina je umístěna tak, že nezabírá tolik prostoru. A proto můžeme délku podvozku zkrátit. Úhlová páka je otočně uložena pomocí čepu, který se nachází na konci podélníku. Při svislém propuštění dvojkolí se pohyb přeneše pootočením úhlové páky na podélné stlačení šroubovitě pružiny. Princip vypružení můžeme pozorovat na následujícím obrázku.



Obrázek 19: Schéma vedení úhlovou pákou

4.7. Vedení plochými ocelovými pásy a vypružení šroubovitými pružinami

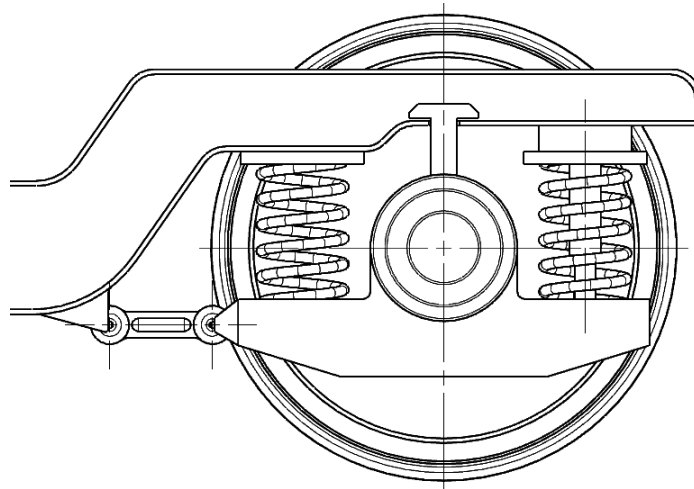
Toto vedení vzniklo u podvozků typu Minden Deutz a má několik variant. Buď se jedná o oboustranné vedení ložiskové skříně, tyto podvozky mají potě větší délku, nebo jednostranné vedení, kde je podvozek podstatně zkrácen. U jednostranného vedení může být použit plochý kompozitní pás, nebo dva ocelové pásy nad sebou. Vypružení je zajištěno dvěma šroubovitými pružinami s přidaným paralelním tlumičem. Za klady vedení považujeme jednoduchou konstrukci, malou hmotnost a také zde nejsou třecí dvojice. U některých podvozků však řešení nebylo nejlepší, protože ocelové pásy praskaly, jako příklad můžeme uvést podvozek pražského metra typ 81-71.



Obrázek 20: Schéma vedení plochými ocelovými pásy

4.8. Ojničkové vedení s vypružením flexi-coil

Trendem současnosti je však ojníčkové vedení a flexi-coil pružina. Ojnička je jedním koncem připojena k ložiskové skříni a druhým k podélníku. Spojení je většinou zajištěno pomocí dvou šroubů, které procházejí čepem pryžového silentbloku [21]. Výhodné je využití flexi-coil pružin, které mají tu schopnost, že dokážou pružit nejen ve svislém směru, ale také ve směru příčném a podélném [8]. Mezi další výhody patří jednoduchost konstrukce, odstranění třecích dvojic, malé nároky na údržbu, není potřebná velká přesnost výroby a malá hmotnost. Vedení musí být doplněno podchytkou a tlumičem, který bývá často situován uprostřed pružiny.



Obrázek 21: Ojničkové vedení

Součástí vedení dvojkolí, jak již bylo uvedeno výše, je primární vypružení. To obsahuje pružiny a tlumiče, které mohou být různých konstrukcí a materiálů. V současnosti využíváme hlavně pružiny šroubovitě, nebo jejich modifikaci známou pod názvem flexi-coil, ale můžeme se setkat i s pryžokovovými. Při konstrukci podvozků používáme i pružiny listové, ale s těmi se u vozů pro přepravu osob neseťkáme. Pro tlumení dynamických účinků uplatňujeme tlumiče hydraulické, nebo třecí.

5. Specifikace požadavků

5.1. List požadavků

Do listu požadavků jsou zapisovány vlastnosti požadované technického systému. V tomto případě je jako technický systém chápán navrhovaný podvozek. [9]

Požadavky k vnějším vlastnostem TS vztažené k transform. procesům životních etap TS			
a) Požadavky k hlavním i asistujícím pracovním funkcím	Požadovaná hodnota	Podmínka	Přání
Přenášení svislých sil ze skříně na kolejnici	Nutné	X	
Přenášení podélných sil ze skříně na kolejnici	Nutné	X	
Přenášení příčných sil ze skříně na kolejnici	Nutné	X	
Vypružení a tlumení vozidlové skříně ve všech směrech	Dostatečné	X	
Vedení a otáčení dvojkolí	Nutné	X	
Průjezd dvojkolí po přímé kolejnici	Klidný	X	
Průjezd dvojkolí obloukem	Klidný	X	
Průjezd dvojkolí přes nerovnosti	Klidný	X	
Umožnění spojení podvozku se skříní	Nutné	X	
Přenos výkonu	300 kW	X	
Maximální rychlost	140 km/h	X	
Přenos brzdných účinků	Nutné	X	
b) Požadavky na ostatním provozní vlastnosti			
Manipulace a obsluha	Jednoduchá	X	
Náklady na provoz	Minimální	X	
Kontrolní prohlídka	Nenáročná	X	
Střední oprava	Nenáročná	X	
Prostor pro kontrolní prohlídku (vizuální kontroly, atd.)	Dostatečný		X
Prostor pro střední opravy (kontrola opotřebení, výměna opotř. částí, atd.)	Dostatečný		X
Interval velkých oprav (demontování mechanických spojení, kontrola, výměna, atd.)	3 000 000 km		X
c) Požadavky k vlastnostem pro plánování			
Konkurenceschopnost	Maximální	X	
Plánovaná inovace	Střední	X	
d) Požadavky k vlastnostem pro konstr., Tg. a Org. přípr. výroby a výrobu			
Kvalita výroby	Maximální	X	
Výrobní flexibilita	Dostatečná		X
Konstrukční jednoduchost	Maximální		X
Výrobní a montážní náklady	Nízké	X	
Možnost automatizace výroby	Vysoká		X
Možnost typizace a unifikace	Maximální		X
Možnost použití normalizovaných součástí	Maximální	X	

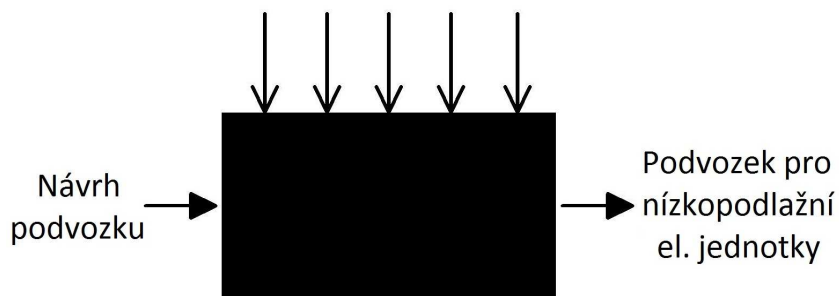
e) Požadavky k vlastnostem pro distribuci	Požadovaná hodnota	Podmínka	Přání
Skladovací prostory	Minimální		X
Manipulace	Jeřábem		X
f) Požadavky k vlastnostem pro likvidaci			
Demontáž	Jednoduchá		X
Recyklace	Jednoduchá		X
Požadavky k vnějším vl. TS vztažené k operátorům transf. systému v životních etapách TS			
a) Požadavky k vlastnostem k člověku			
Jízda po kolejích	Klidný	X	
Dynamické účinky	Minimální	X	
Maximální zrychlení vozu	0,5 g	X	
Účinky vibrací	Minimální		X
Hluk při jízdě	Minimální		X
Zachování konstantní výšky podlahy	Potřebné		X
Jízdní vlastnosti při minimálním i maximálním zatížení	Podobné		X
b) Požadavky k vlastnostem k materiálovému a energetickému okolí			
Použití nehořlavých materiálů	Nutné	X	
Použití netoxických materiálů	Nutné	X	
Odolnost proti opotřebení	Vysoká		X
Odolávání dynamickým účinkům	Vysoká	X	
Odolnost proti únavě materiálu	Vysoká	X	
Zachování požadovaných vlastností při teplotách -30 až +50 °C	Nutné	X	
Odolnost vůči povětrnostním podmínkám	Vysoká	X	
c) Požadavky k vlastnostem k informačnímu okolí			
Ovládání funkcí	Jednoduché		X
Údržba	Jednoduchá		X
Snímání otáček kola	Nutné	X	
Využití zabezpečovacích systémů trati	Nutné	X	
Výstraha při poruše nebo nesprávné funkci	Nutné	X	
Porušování patentových a licenčních práv	Žádné	X	
Další předpisy a normy	Dodržené	X	
d) Požadavky k vlastnostem k ostatním TS			
Opotřebení kolejnice	Minimální		X
Jízdní odpor	Minimální		X
Náročnost na technické prostředky v životních etapách	Minimální		X
e) Požadavky k vlastnostem k informacím			
Výrobní a montážní dokumentace	Stand. forma	X	
Návod k obsluze	Stand. forma	X	
Návod pro údržbu a opravy	Stand. forma	X	

f) Požadavky k vlastnostem k časovému řízení	Požadovaná hodnota	Podmínka	Přání
Čas na vývoj	8 měsíců		X
Čas na výrobu a montáž	6 měsíců		X
g) Požadavky k vlastnostem k ekonom. řízení (managementu) procesů			
Náklady na vývoj	Minimální		X
Náklady na výrobu	Minimální		X
Náklady na provoz	Minimální	X	
Náklady na ekologickou likvidaci	Minimální	X	
Cena konkurenčního výrobku	Neexistuje		
Požadavky k vnitřním vlastnostem TS			
a) Požadavky ke konstrukčním znakům			
Nízkopodlažní konstrukce	Nutná	X	
Odolnost vůči nerovnoměrnému zatížení	Vysoká	X	
Odolnost vůči dynamickému působení	Vysoká	X	
Ovládání brzd	El.pneu.	X	
Montáž	Jednoduchá		X
b) Požadavky k elementárním konstrukčním vlastnostem			
Pneumatické prvky	Dodávané	X	
Elektrické součástky	Dodávané	X	
Elektropneumatické součástky	Dodávané	X	
Dvojkolí	Dodávané	X	
Pryžové díly	Dodávané	X	
Spojovací prvky	Normaliz.	X	
c) Požadavky k obecným konstrukčním vlastnostem			
Odolnost proti mechanickému poškození	Vysoká	X	

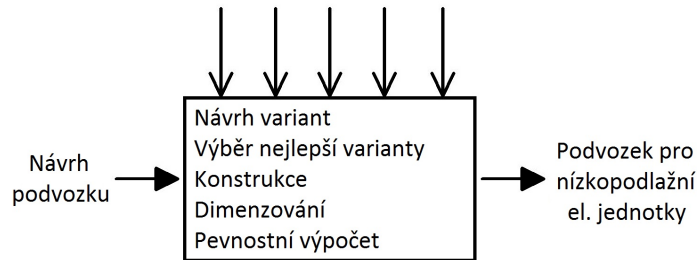
Tabulka 1: List požadavků

5.2. Návrh pracovního transformačního procesu

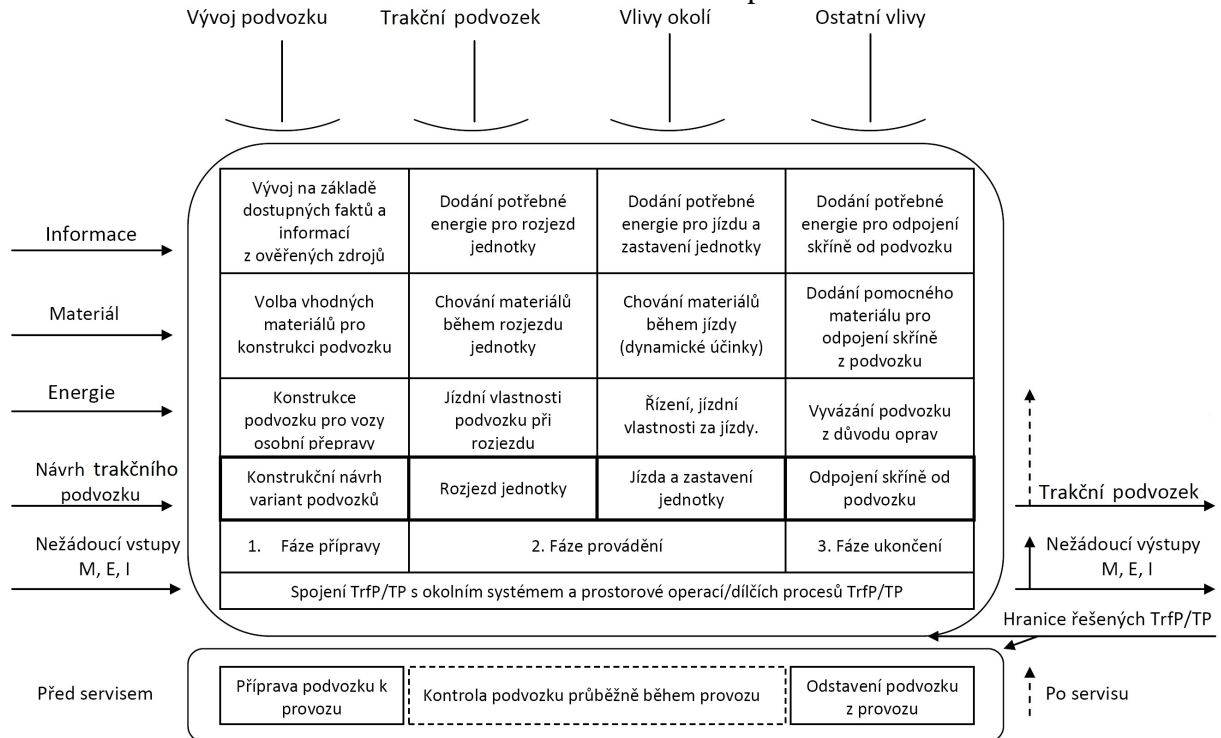
Slouží k vytvoření postupu při tvorbě trakčního podvozku. Jsou zde zahrnuty vlastnosti, které působí na podvozek během provozu, ale také vstupy do transformačního procesu



Obrázek 22: Black box



Obrázek 23: Návrh transformačního procesu



Obrázek 24: Úplný návrh provozního transformačního procesu [9]

5.3. Referenční vozidlo

Jelikož v zadání práce nebylo stanoveno vozidlo, pro které má být podvozek konstruován, byla po konzultaci s vedoucím diplomové práce vybrána dvouvozová regionální jednotka Talent s označením 643.2 od firmy Bombardier. Její parametry, hlavně hmotnosti, jsou pro návrh podvozku velmi důležité, neboť budou využity pro další výpočty.

Parametry referenčního vozidla [11]:

Délka	34 610 mm
Šířka	2 925 mm
Výška	3 855 mm
Vlastní váha	57 t
Nejvyšší hmotnost	75 t
Počet sedadel	96
míst ke stání	110



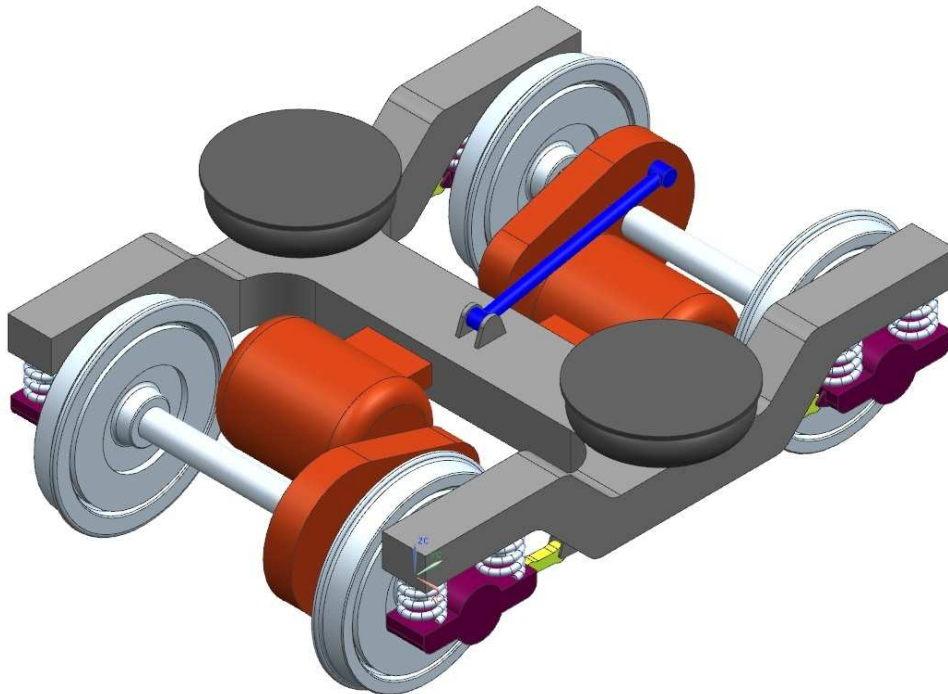
Obrázek 25: Referenční vozidlo Talent 643.2 [10]

6. Návrh jednotlivých variant

6.1. Varianta číslo 1

Vnější rám, pohon trakčním motorem se zubovou spojkou, ojničkové vedení

První varianta je konvenční koncepce, se kterou se můžeme běžně setkat. Podvozek má vnější otevřený rám uprostřed prohnutý, se skříňovým průřezem. Primární vypružení je uskutečněno flexi-coil pružinami a sekundární pomocí vzduchových pružin. Dvojkolí je vedeno pomocí ojniček uložených mezi rámem a nosičem pružin. Kvůli vzduchovým pružinám v sekundárním vypružení má rám malou torzní tuhost, a proto musí podvozek obsahovat torzní stabilizátor. Tlumení kmitání řeší hydraulické tlumiče. Ty se nacházejí v krajních flexi-coil pružinách primárního vypružení a dále mezi rámem a skříní. Vazbu skříně s podvozkem zajišťuje tažně tlačná tyč, která je upevněna uprostřed příčnicku. Brzdové kotouče nalezneme připevněné na jednotlivých kolech. Brzda je poté uchycena na konzole, která vychází z podélníků. Motor je ke skříní uchycen pomocí tří konzol. Převodovka je spojena s motorem pomocí zubové spojky a s rámem je spojena závěskou.

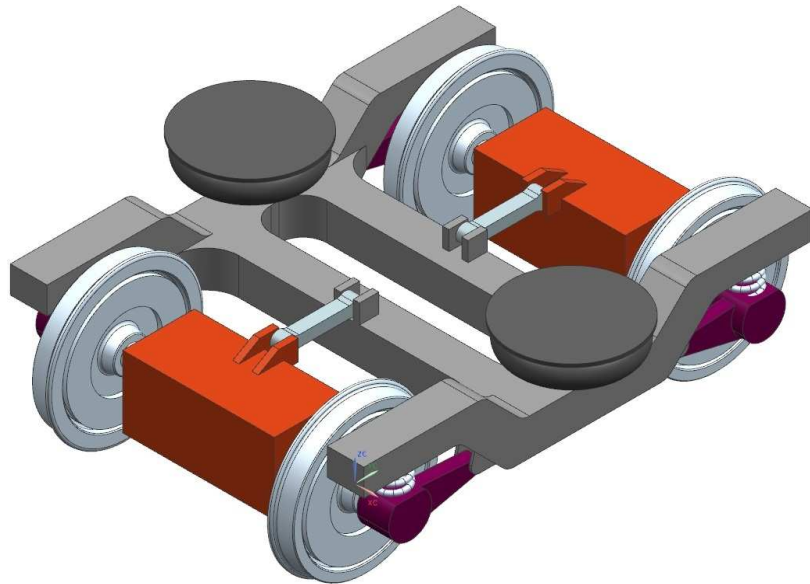


Obrázek 26: Varianta číslo 1

6.2. Varianta číslo 2

Vnější rám, pohon sousým trakčním motorem, vedení kyvným ramenem

Další varianta má podobně jako první konvenční koncepci rámu, který je vnější uzavřený s prohnutým prostředkem. Dvojkolí je zde vedeno kyvným ramenem, které nalezneme mezi rámem a nápravovým ložiskem. Primární vypružení zajišťuje vždy jedna šroubovitá pružina nad každou ložiskovou skříní. Sekundární vypružení řeší vzduchové pružiny doplněné torzním stabilizátorem. Ke každé šroubovitě pružině je připojen paralelní tlumič. Hydraulické tlumiče se dále nacházejí mezi rámem a skříní vozu. Přenos sil mezi podvozkem a skříní zajišťuje otočný čep. Dělené brzdové kotouče jsou umístěny na jednotlivých kolech. Brzdu nalezneme uchycenou na konzole vycházející z podélníků. Motor je uložen na dutém hřídeli kolem nápravy. Jedná se o synchronní motor s permanentními magnety, který je uložen pomocí závěsek. U tohoto pohonu není potřeba převodovky.

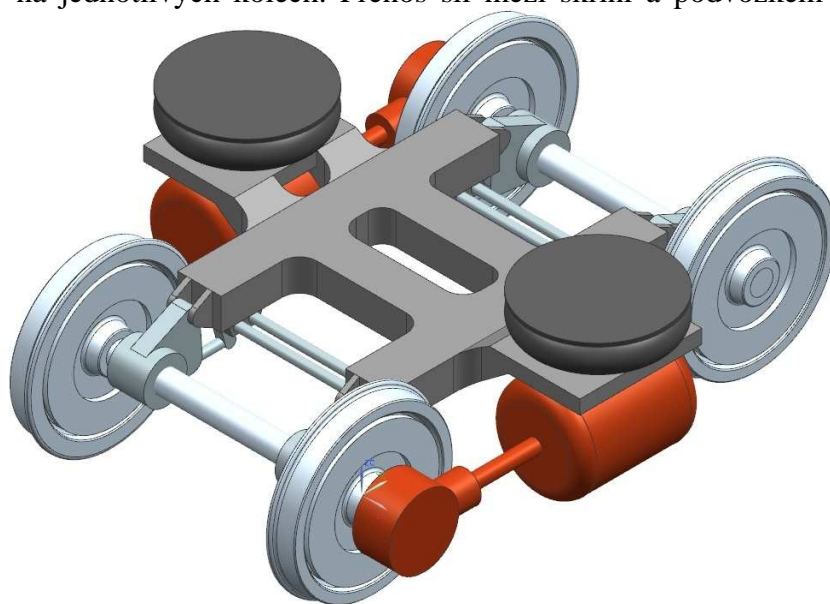


Obrázek 27: Varianta číslo 2

6.3. Varianta číslo 3

Vnitřní rám, pohon trakčním motorem s osou kolmou na nápravu, vedení úhlovou pákou a primární vypružení torzními tyčemi

Tento podvozek má netypické provedení, jelikož má vnitřní otevřený rám. S tímto řešením se u elektrických jednotek téměř nesetkáváme. Vedení dvojkolí je vyřešeno obrácenou úhlovou pákou. Jako primární vypružení jsou použity torzní tyče, přičemž jeden konec každé tyče je přes svislou páku přichycen k úhlové páce. Druhý konec torzní tyče je vždy pevně připevněn k druhému podélníku, než je provedeno připojení k úhlové páce. Sekundární vypružení zajišťují vzduchové pružiny. Zvláštností u tohoto podvozku je druh pohonu, který má svoji osu kolmo na nápravu. Uložen je poté pomocí šroubů ke konzole vyvedené z vnější strany podélníku. Převodovka musí být použita kuželová a je umístěna z vnější strany kola na prodloužené nápravě a uchycena na příčnicku podélnou závěskou. Přenos momentu mezi motorem a převodovkou zajišťuje kloubovou hřídelí. Brzdové kotouče jsou umístěny na jednotlivých kolech. Přenos sil mezi skříní a podvozkem zajišťuje tažně tlačná tyč.

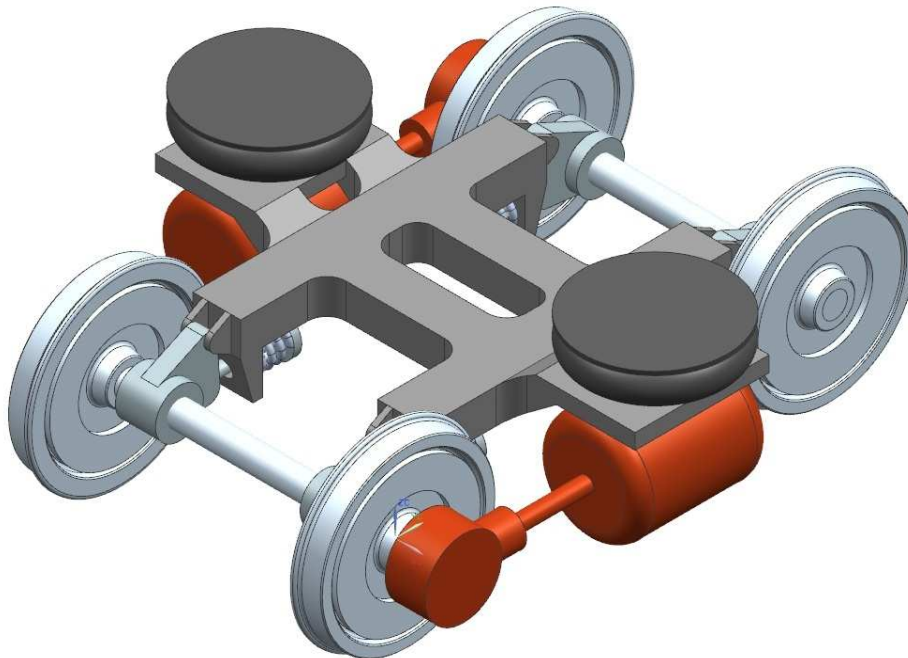


Obrázek 28: Varianta číslo 3

6.4. Varianta číslo 4

Vnitřní rám, pohon trakčním motorem s osou kolmou na nápravu, vedení úhlovou pákou a primární vypružení šroubovitou pružinou

Tato varianta je v celku stejná jako ta předchozí. Také má vnitřní otevřený rám se skříňovým průřezem, ale vedení dvojkolí je jiné. Používáme zde vedení úhlovou pákou, což nám zaručuje nejmenší možnou velikost a hmotnost podvozku. Pro primární vypružení využíváme vždy jednu šroubovitou pružinu, která je uložena vodorovně, u každé úhlové páky. Sekundární vypružení je opět vyřešeno pomocí vzduchových pružin. Tlumení u primárního a sekundárního vypružení zajišťují hydraulické tlumiče. U sekundárního vypružení je nutné použít ještě torzní stabilizátor. Pohon je vyřešen stejně jako u předchozí varianty, tedy motor má svojí osu rovnoběžnou se směrem jízdy a je upevněn pomocí šroubů ke konzole vyvedené z vnější strany podélníku. Převodovka je kuželová a nachází se též z vnější strany kola. Přenos krouticích momentů probíhá za pomoci kloubové hřídele. Brzdové kotouče jsou umístěny na jednotlivých kolech. Brzdové jednotky jsou uchyceny na konzolách vystupujících z příčniců. Přenos sil mezi skříní a podvozkem probíhá za pomoci lemniskátového mechanismu.



Obrázek 29: Varianta číslo 4

6.5. Hodnocení

Z těchto jednotlivých variant musíme vybrat tu nejlepší, která bude v další části práce řešena do detailů. Pro komplexní hodnocení jsou stanoveny požadavky, které charakterizují hlavní vlastnosti požadované od podvozku. Každá varianta splňuje kritéria jinak, a proto obodováním jednotlivých požadavků u všech variant můžeme jednotlivé alternativy porovnat. Varianta s největším počtem bodů vychází jako ta nejlepší. Tento postup znázorňuje následující tabulka.

Požadavky na konstrukci	Konstrukční varianty				
	I.	II.	III.	IV.	max.
Přenos podélných zatížení z podvozku na skříň	3	4	3	4	5
Přenos svislých zatížení z podvozku na skříň	4	4	4	4	5
Přenos příčných zatížení z koleje na skříň	4	4	2	4	5
Vypružení a tlumení skříně	4	4	4	4	5
Nastavení tuhosti vypružení	4	3	2	5	5
Zdvih vypružení	4	4	3	4	5
Otáčení a vedení dvojkolí	4	4	4	4	5
Jízda po rovné koleji	4	4	4	4	5
Jízda obloukem	3	4	3	4	5
Jízda přes nerovnosti	3	4	3	4	5
Jednoduchá konstrukce	4	3	3	4	5
Nízkopodlažní konstrukce	1	3	5	5	5
Použití normalizovaných součástek	3	3	3	3	5
Možnost typizace a unifikace	3	3	3	3	5
Montáž a demontáž	3	3	5	5	5
Manipulace a obsluha	4	4	5	5	5
Celkové rozměry	3	4	5	5	5
Celková hmotnost	2	3	5	5	5
Výška těžiště nad temenem kolejnice	3	3	4	4	5
Jízdni stabilita podvozku	3	3	4	4	5
Jízdni odpor	3	3	3	3	5
Dynamické účinky působící na cestující	4	4	4	4	5
Rozložení nápravového tlaku	3	4	3	4	5
Maximální provozní rychlost	4	2	4	4	5
Náklady na provoz	3	3	3	3	5
Opotřebení kol	3	3	4	4	5
Přenos sil z motoru na dvojkolí	4	5	3	3	5
Možnost pohybu mezi motorem a převodovou skříní	3	1	5	5	5
Použití inovačních řešení	1	3	5	5	5
Konkurenceschopnost	3	3	3	4	5
Ekonomická náročnost	4	3	3	4	5
<i>Součet bodů</i>	101	105	114	127	155
<i>Hodnocení</i>	0,65	0,68	0,74	0,82	1

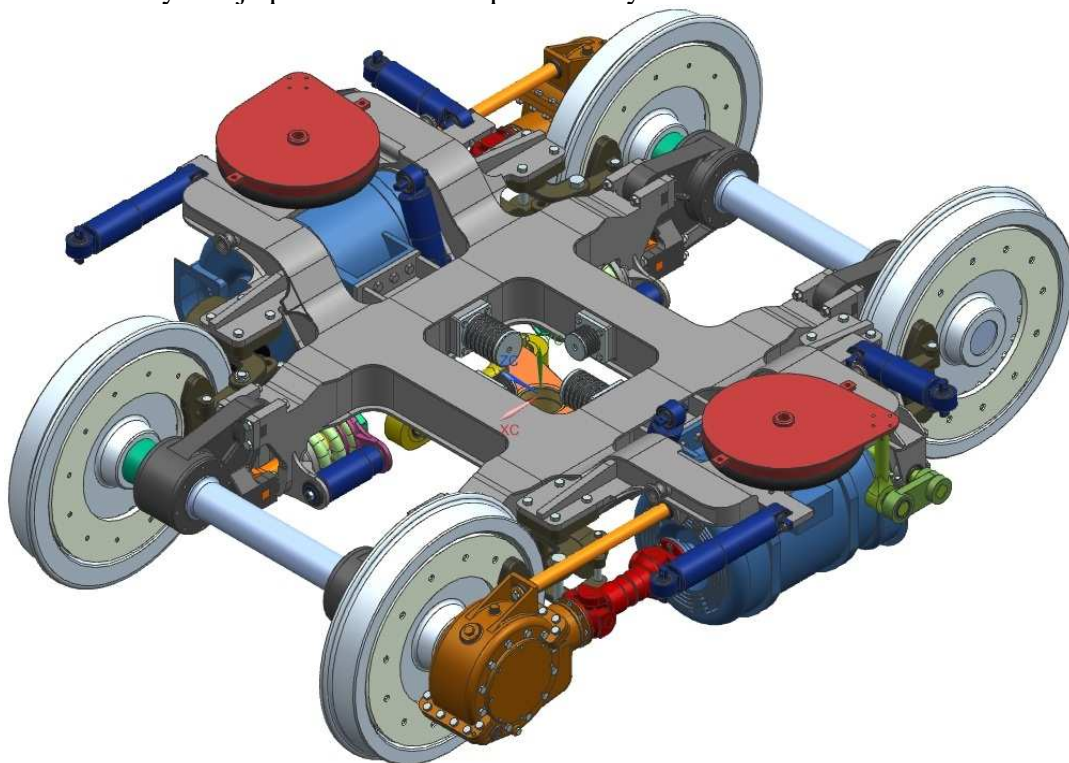
Tabulka 2: Hodnocení

Z hodnocení můžeme stanovit, která z variant je nejbližší ideální, a ta je zobrazena v posledním sloupci. Ideální varianta má bodové ohodnocení všech požadavků maximální.

Jako nejlepší vychází varianta číslo 4, tedy podvozek s vnitřním rámem, která má pohon trakčním motorem umístěným vně rámu a kolmo na nápravu. Vedení dvojkolí řeší obrácená úhlová páka. Hlavními výhodami tohoto podvozku mimo jiné je nízká hmotnost a možnost nízkopodlažní konstrukce skříně vozidla po celé délce. V další části práce je podrobněji popsána konstrukce a návrh jednotlivých částí tohoto podvozku.

7. Navržený trakční podvozek

Navržený podvozek má klasický rozchod kol 1435 mm. Rozvor kol byl stanoven na 2500 mm a průměr kol na 920 mm. Podvozek je netypický svým rámem, který má podélníky mezi koly a dva příčné, které jsou uprostřed prohnuté a na koncích přizpůsobené k nesení skříně. Podvozek se také odlišuje od ostatních podvozků železničních vozidel umístěním motoru a s ním souvisejících komponent. Motor je uložen rovnoběžně se směrem jízdy vně kol. Toto řešení vyžaduje použití kuželové převodovky a kloubového hřídele.



Obrázek 30: Pohled shora

Pro vedení dvojkolí a primární vypružení využívá podvozek originálního řešení a to vedení pomocí obrácených úhlových pák a pružin, které mají osu horizontálně a jsou umístěny pod podélníky. Tyto pružiny jsou při zatěžování stlačovány pomocí nosiče pružin a ojnice, která je spojena s úhlovou pákou. Při svislém pohybu rámu jsou pružiny deformovány v horizontálním směru. Přenos sil mezi dvojkolím a úhlovou pákou zajišťují dvouřadé kuželíkové ložiskové jednotky.

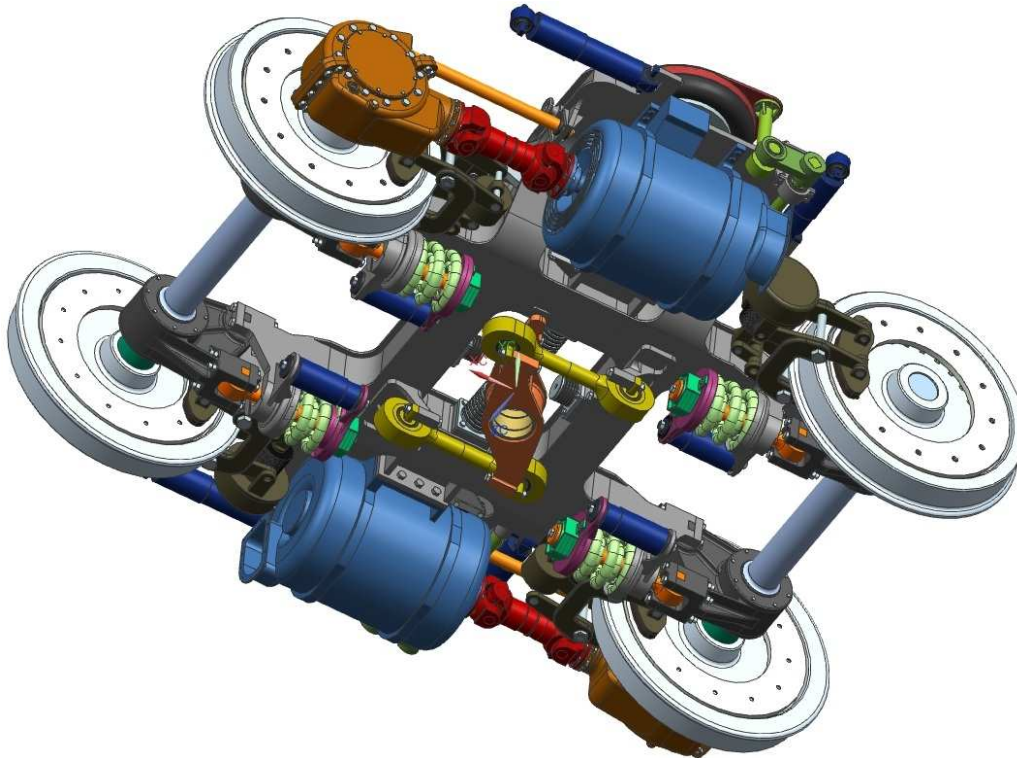
Podmínku konstantní výšky podlahy řeší sekundární vypružení, které využívá pneumatické měchy. Ty můžeme nalézt mezi příčníky z vnějších stran kol. Měchy jsou umístěny co nejdále od sebe, což zvyšuje celkovou stabilitu jízdy při průjezdu zatáčkou nebo přes nerovnosti. Sekundární vypružení obsahuje nouzovou pryžo-kovovou pružinu pro případ poškození měchu nebo pneumatické výzbroje vozidla.

Soustava primárního a sekundárního vypružení je doplněna tlumiči. Tlumič primárního vypružení nalezneme paralelně umístěný s pružinou. Tlumiče sekundárního vypružení jsou celkem tři a to podélný, příčný a svislý. Rozmístění tlumičů je zřejmé z výše uvedených obrázků. Jelikož sekundární vypružení řeší pneumatickými měchy, musí být doplněno o torzní stabilizátor, který stabilizuje kolébání vozidla [1]. Torzní stabilizátor spojuje levou a pravou stranu skříně a jeho torzní tyč prochází jedním z příčníků.

Vazbu skříně a podvozku zajišťuje otočný čep, vahadlo a dvě ojnice. Tato vazba je známá pod názvem lemniskátový mechanismus. Toto řešení potřebuje mít prostor na otočný

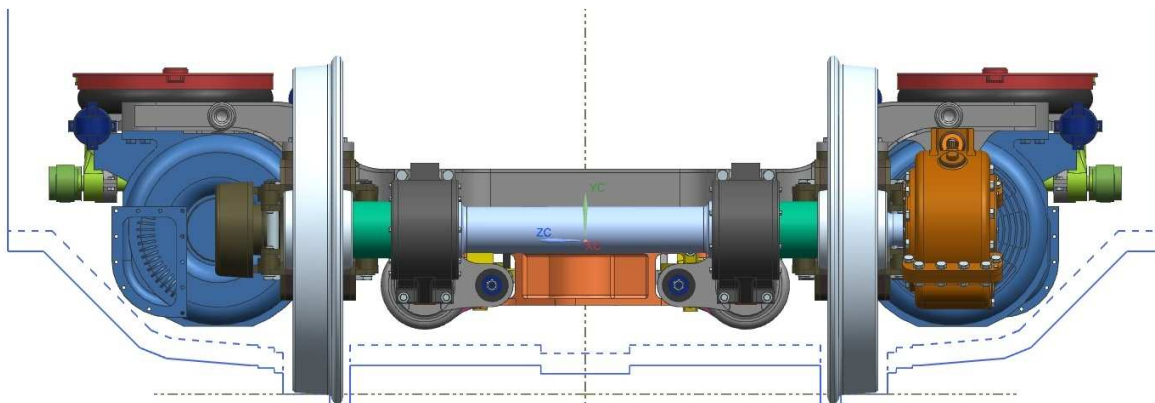
čep uprostřed podvozku. To je zajištěno využitím dvou příčníků. Výhodou této vazby sledujeme v přenosu tažných sil nízko nad temenem kolejnice, což má za následek nízký rozdíl mezi nápravovými zatíženími během působení tažně tlačných sil. [2]

Dostatečný brzdící výkon zajišťují čtyři jednotky kotoučové brzdy od firmy DAKO spolu s brzdovými kotouči [12]. Brzdové kotouče jsou řešeny formou brzdových segmentů, které nalezneme upevněny oboustranně ke kolům. Dvě brzdové jednotky jsou střadačové brzdy, což je kombinace pružinové a tlakovzdušné brzdy. Ty slouží i k zajištění stojícího vozidla proti rozjetí. Nalezneme je úhlopříčně proti sobě tam, kde není převodovka a je na ně místo, jelikož mají větší rozměry než další dvě použité samočinné brzdy. Brzdové jednotky jsou uchyceny k rámu pomocí konzol, které vycházejí z prohnutých příčníků.



Obrázek 31: Pohled zdola

Celý podvozek musí vyhovovat vyhlášce UIC 505-1 pro vozidla, která nesmí přejíždět přes svážné pahrbky [2]. Jedná se o vztažnou linii kinematického obrysu vozidla, kterou nesmí překročit žádná část z podvozku a to i při maximálním ojetí kola a při vypružení pod plně obsazeným stavem s 30% přirážkou. Tato podmínka, jak lze vidět na obrázku dole, je splněna. Čárkovaná čára znázorňuje snížení podvozku o ojetí kola a vypružení.



Obrázek 32: Vztažná linie kinematického obrysu dle UIC 505-1

Snahou v návrhu podvozku je snížit jeho výšku mezi koly. Tato výška je ovlivněna pouze pěti parametry a to průměrem kola, průměrem čepu nápravy, vnějším průměrem ložiska, tloušťkou úhlové páky nad ložiskem a vypružením. Pro to, aby byla výška podvozku co nejnižší, bylo snahou při návrhu tyto rozměry co nejvíce zmenšit.

Podvozek zkonstruovaný tímto způsobem má oproti konvenčním podvozkům v této kategorii mnoho výhod. Díky vnitřnímu rámu a vhodnému namáhání nápravy je značně snížena celková hmotnost. Za další důležitou výhodou považujeme snížení maximální výšky podvozku mezi koly, což je umožněno přesunutím trakčního motoru a převodovky vně kol. Vůz s takto koncipovanými podvozky by mohl mít celou podlahu nízkopodlažní, přičemž by nad koly a motorem byla podlaha zvýšená. Také jízdní vlastnosti má podvozek dobré, jelikož sekundární vypružení je umístěno dál od sebe, než bývá konvenčně.

V následujících kapitolách jsou podrobněji rozebrány jednotlivé části, jak z hlediska konstrukce, tak použitých materiálů. Vybrané části jsou doplněny o výpočty. Jedná se o výpočet nápravy, nápravového ložiska, vypružení a převodových vlastností. U rámu je proveden kontrolní výpočet pomocí analýzy metodou konečných prvků.

7.1. Dvojkolí

7.1.1. Kolo

V podvozku jsou využita kola celistvá s rovnou deskou, neboť mají zabudované brzdové kotouče z obou stran. Všechny parametry kol stanovuje norma ČSN EN 13 262 [1]. Průměr kola byl zvolen 920 mm, což je o trochu více než se běžně používá u regionálních vozidel, kde se můžeme nejčastěji setkat s průměrem kol 850 mm. Průměr 920 mm musel být zvolen proto, aby podvozek nepřesáhl vztaznou linii, hlavně v části pohonu. Větší průměr kol má však i své výhody. Zajišťuje delší životnost a takováto kola dosahují menšího valivého odporu. Kola jsou vyrobena z materiálu ER8.

Brzdové kotouče jsou uchyceny ke kolu za pomoci 12 šroubů ČSN3932 M16x110. Brzdové kotouče mají vnitřní průměr 470 mm a vnější 770 mm a jsou vyrobeny z hliníkové slitiny s tvrzeným povrchem. Z vnitřní strany brzdového kotouče je vytvořeno žebrování pro lepší odvod tepla při brzdění.

7.1.2. Náprava

Náprava patří mezi velmi zatěžovanou součást podvozku, což je způsobeno také jejím značným únavovým namáháním. Proto je zde proveden pevnostní výpočet nápravy podle normy ČSN EN 13 104 pro hnací nápravy, který díky laboratorním a dlouholetým provozním zkouškám optimalizuje konstrukci nápravy [1].

Jelikož má podvozek vnitřní rám, je náprava výhodně namáhána, protože momenty od sil působících na čepy ložisek, jsou menší. Veškeré průměry nápravy tak mohou být oproti konvenčním nápravám zmenšeny. Další zmenšení průměrů nám umožní správná volba materiálu. V tomto případě musí být vybrán materiál s vysokými mechanickými vlastnostmi, a proto byla využita ocel na nápravy EA4T, s označením podle chemického složení 42CrMo4. Dále je proveden pevnostní výpočet dle normy ČSN EN 13 104 [1].

7.1.3. Výpočet nápravy

zadané hodnoty:

hmotnost prázdného vozu	$m_v = 28\,500\text{ kg}$
hmotnost dvojkolí	$m_{dv} = 985\text{ kg}$
hmotnost brzdových kotoučů	$m_{br} = 270\text{ kg}$
hmotnost převodovky	$m_p = 240\text{ kg}$
míst k sezení	96 míst
míst ke stání (4 osoby / m^2)	110 míst
hmotnost jednoho cestujícího	$m_{c1} = 80\text{ kg}$
počet náprav na vůz	$i = 3$
maximální zatížení na nápravu	$m_n = 12\,800\text{ kg}$
Materiál	EA4T

Vypočtené hodnoty

Hmotnost cestujících

$$m_c = (96 + 110) \cdot 80 = 16480\text{ kg}$$

Referenční hmotnost

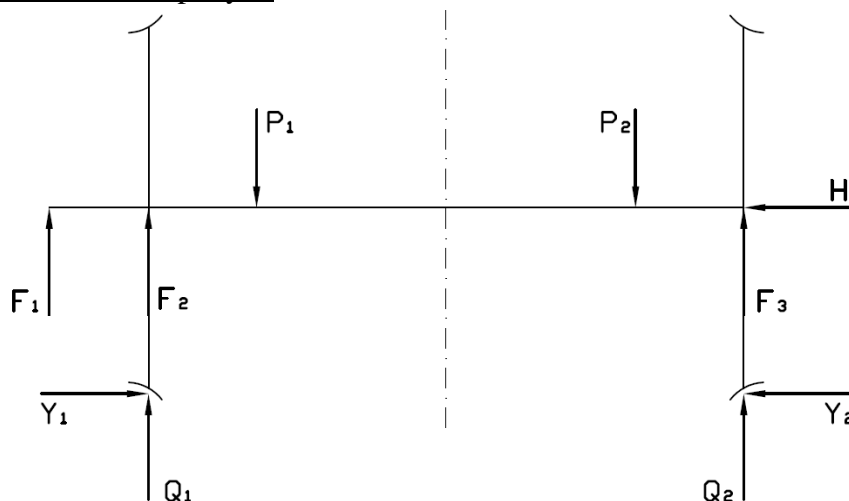
- hmotnost neodpružených částí

$$m_2 = m_{dv} + \frac{2}{3} \cdot m_p + m_{br} = 985 + \frac{2}{3} \cdot 240 + 270 = \underline{\underline{1415\text{ kg}}}$$

- hmotnost, kterou je náprava rovnoměrně zatížena na oba čepy

$$m_1 = \frac{m_v}{i} + 1,2 \cdot \frac{m_c}{2 \cdot i} - m_2 = \frac{28500}{3} + 1,2 \cdot \frac{16480}{2 \cdot 3} - 1415 = \underline{\underline{11381\text{ kg}}}$$

Síly spojené s hmotností v pohybu



Obrázek 33: Schéma zatížení nápravy

P_1, P_2 – svislé síly působící na čepy ložisek

Q_1, Q_2 – svislé reakce

Y_1, Y_2 – příčné síly

H – vodorovná síla

F_i – síla od účinku neodpružených částí (F_1 – převodovka, F_2 a F_3 brzdové kotouče)

$$P_1 = \left(0,625 + 0,0875 \cdot \frac{h}{b}\right) \cdot m_1 \cdot g = \left(0,625 + 0,0875 \cdot \frac{0,8}{0,45}\right) \cdot 11381 \cdot 9,81 = \underline{\underline{87147,162N}}$$

$$P_2 = \left(0,625 - 0,0875 \cdot \frac{h}{b}\right) \cdot m_1 \cdot g = \left(0,625 - 0,0875 \cdot \frac{0,8}{0,45}\right) \cdot 11381 \cdot 9,81 = \underline{\underline{52412,350N}}$$

$$Y_1 = 0,35 \cdot m_1 \cdot g = 0,35 \cdot 11381 \cdot 9,81 = \underline{\underline{39076,664N}}$$

$$Y_2 = 0,175 \cdot m_1 \cdot g = 0,175 \cdot 11381 \cdot 9,81 = \underline{\underline{19538,332N}}$$

$$H = Y_1 - Y_2 = 39076,664 - 19538,332 = \underline{\underline{19538,332N}}$$

Svislé zatížení nápravy částmi s ní spojenými

- převodovka

$$F_1 = \frac{2}{3} m_p \cdot g = \frac{2}{3} \cdot 240 \cdot 9,81 = \underline{\underline{1569,6N}}$$

- brzdový kotouč

$$F_2 = m_{br} \cdot g = 270 \cdot 9,81 = \underline{\underline{2648,7N}}$$

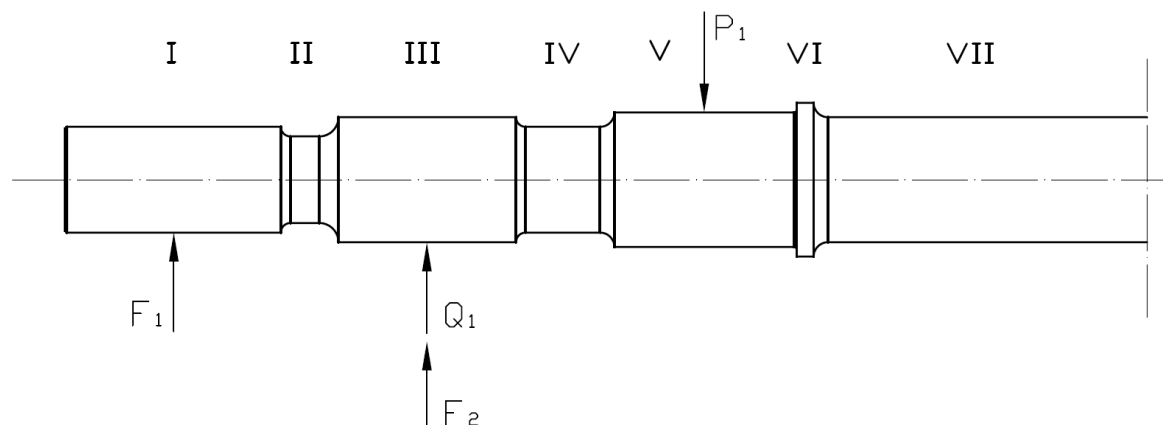
Vertikální reakce

$$\begin{aligned} Q_1 &= \frac{1}{2 \cdot s} \cdot [P_1 \cdot (s + b) + P_2 \cdot (s - b) + R \cdot (Y_1 - Y_2) - F_1 \cdot (2 \cdot s + y_1) - F_2 \cdot 2 \cdot s] = \\ &= \frac{1}{2 \cdot 0,75} \cdot [87147,162 \cdot (0,75 + 0,45) + 52412,350 \cdot (0,75 - 0,45) + 0,46 \cdot (39076,664 - 19538,332) - \\ &- 1569,6 \cdot (2 \cdot 0,75 + 0,265) - 2648,7 \cdot 2 \cdot 0,75] = \underline{\underline{81696,359N}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_2 &= \frac{1}{2 \cdot s} \cdot [P_1 \cdot (s - b) + P_2 \cdot (s + b) + R \cdot (Y_2 - Y_1) + F_1 \cdot (y_1) - F_3 \cdot 2 \cdot s] = \\ &= \frac{1}{2 \cdot 0,75} \cdot [87147,162 \cdot (0,75 - 0,45) + 52412,350 \cdot (0,75 + 0,45) + 0,46 \cdot (19538,332 - 39076,664) + \\ &+ 1569,6 \cdot 0,265 - 2648,7 \cdot 2 \cdot 0,75] = \underline{\underline{50996,154N}} \end{aligned}$$

Ohybové momenty

- síly spojené s hmotnostmi v pohybu způsobují ohybový moment ve směru osy x



Obrázek 34: Očíslování jednotlivých průřezů nápravy

- Ramena síly P_1 k jednotlivým průřezům nápravy

	vzdálenost [mm]
p_1	452,5
p_2	392,5
p_3	207,5
p_4	105
p_5	85
p_6	102,5
p_7	450

- Ramena síly Q_1 k jednotlivým průřezům nápravy

	vzdálenost [mm]
q_1	152,5
q_2	92,5
q_3	92,5
q_4	195
q_5	385
q_6	402,5
q_7	750

- Ramena síly F_1 k jednotlivým průřezům nápravy

	vzdálenost [mm]
f_1	112,5
f_2	172,5
f_3	357,5
f_4	460
f_5	650
f_6	667,5
f_7	1015

- Ramena síly F_2 k jednotlivým průřezům nápravy

	vzdálenost [mm]
y_1	152,5
y_2	92,5
y_3	92,5
y_4	195
y_5	385
y_6	402,5
y_7	750

- Moment k průřezu I

$$M_{xI} = -P_1 \cdot p_1 + Q_1 \cdot q_1 + F_1 \cdot f_1 + F_2 \cdot y_1 + Y_1 \cdot R = -87147,162 \cdot 0,452 + 81696,359 \cdot 0,153 + \\ + 1569,6 \cdot 0,112 + 2648,7 \cdot 0,152 + 39076,664 \cdot 0,460 = \underline{\underline{-8419,624Nm}}$$

- Moment k průřezu II
$$M_{xII} = -P_1 \cdot p_2 + Q_1 \cdot q_2 + F_1 \cdot f_2 + F_2 \cdot y_2 + Y_1 \cdot R = -87147,162 \cdot 0,392 + 81696,359 \cdot 0,093 + 1569,6 \cdot 0,173 + 2648,7 \cdot 0,093 + 39076,664 \cdot 0,460 = \underline{\underline{-8157,322Nm}}$$
- Moment k průřezu III
$$M_{xIII} = -P_1 \cdot p_3 - Q_1 \cdot q_3 + F_1 \cdot f_3 - F_2 \cdot y_3 + Y_1 \cdot R = -87147,162 \cdot 0,208 + 81696,359 \cdot 0,093 + 1569,6 \cdot 0,358 + 2648,7 \cdot 0,093 + 39076,664 \cdot 0,460 = \underline{\underline{-7348,557Nm}}$$
- Moment k průřezu IV
$$M_{xIV} = -P_1 \cdot p_4 - Q_1 \cdot q_4 + F_1 \cdot f_4 - F_2 \cdot y_4 + Y_1 \cdot R = -87147,162 \cdot 0,105 + 81696,359 \cdot 0,195 + 1569,6 \cdot 0,460 + 2648,7 \cdot 0,195 + 39076,664 \cdot 0,460 = \underline{\underline{-6900,457Nm}}$$
- Moment k průřezu V
$$M_{xV} = P_1 \cdot p_5 - Q_1 \cdot q_5 + F_1 \cdot f_5 - F_2 \cdot y_5 + Y_1 \cdot R = -87147,162 \cdot 0,85 + 81696,359 \cdot 0,385 + 1569,6 \cdot 0,650 + 2648,7 \cdot 0,385 + 39076,664 \cdot 0,460 = \underline{\underline{-6069,834Nm}}$$
- Moment k průřezu VI
$$M_{xVI} = P_1 \cdot p_6 - Q_1 \cdot q_6 + F_1 \cdot f_6 - F_2 \cdot y_6 + Y_1 \cdot R = -87147,162 \cdot 0,103 + 81696,359 \cdot 0,403 + 1569,6 \cdot 0,668 + 2648,7 \cdot 0,403 + 39076,664 \cdot 0,460 = \underline{\underline{-5993,329Nm}}$$
- Moment k průřezu VII
$$M_{xVII} = P_1 \cdot p_7 - Q_1 \cdot q_7 + F_1 \cdot f_7 - F_2 \cdot y_7 + Y_1 \cdot R = -87147,162 \cdot 0,450 + 81696,359 \cdot 0,750 + 1569,6 \cdot 0,1015 + 2648,7 \cdot 0,750 + 39076,664 \cdot 0,460 = \underline{\underline{-4474,162Nm}}$$

Momenty vyvolané brzděním

- namáhání způsobené důsledkem točivého momentu od motoru nebereme dle normy v úvahu, jelikož na základě výpočtů a zkušeností bylo zjištěno, že momenty od brzdění jsou větší než od pohonu a nepůsobí zároveň. Proto je zde počítáno pouze s momenty vyvolanými brzděním.

- Kolová síla
$$P' = \frac{m_n \cdot g}{2} = \frac{12800 \cdot 9,81}{2} = \underline{\underline{62784N}}$$

$\mu = 0,3$ – součinitel adheze
 $\Gamma = 0,35$ – součinitel tření
 $R_b = 0,31 \text{ m}$ – poloměr působení sil brzdových čelistí
 $F_f \cdot R_b \cdot \Gamma = P \cdot \mu \cdot R$
 $\Rightarrow F_f = \frac{P' \cdot \mu \cdot R}{R_b \cdot \Gamma} = \frac{62784 \cdot 0,3 \cdot 0,46}{0,31 \cdot 0,35} = \underline{\underline{79854,304N}}$
- Moment mezi rovinami styčných kružnic
$$M_x' = F_f \cdot \Gamma \cdot (b - s) = 79854,304 \cdot 0,35 \cdot (0,45 - 0,75) = \underline{\underline{-8384,702Nm}}$$

$$M_y' = 0,3 \cdot P' \cdot R = 0,3 \cdot 79854,304 \cdot 0,46 = \underline{\underline{8664,192Nm}}$$

$$M_{z'} = F_f \cdot \Gamma \cdot (b - s) \cdot \frac{R_b}{R} = 79854,304 \cdot 0,35 \cdot (0,45 - 0,75) \cdot \frac{0,46}{0,31} = \underline{\underline{-5650,560Nm}}$$

- Moment mezi rovinami zatížení a styčné kružnice

$$M_{xI'} = F_f \cdot \Gamma \cdot y_1 = 79854,304 \cdot 0,35 \cdot (-0,153) = \underline{\underline{-4262,223Nm}}$$

$$M_{xII'} = F_f \cdot \Gamma \cdot y_2 = 79854,304 \cdot 0,35 \cdot (-0,093) = \underline{\underline{-2585,283Nm}}$$

$$M_{yI'} = M_{yII'} = 0$$

$$M_{zI'} = F_f \cdot \Gamma \cdot \frac{R_b}{R} \cdot y_1 = 79854,304 \cdot 0,35 \cdot \frac{0,46}{0,31} \cdot 0,153 = \underline{\underline{2872,368Nm}}$$

$$M_{zII'} = F_f \cdot \Gamma \cdot \frac{R_b}{R} \cdot y_2 = 79854,304 \cdot 0,35 \cdot \frac{0,46}{0,31} \cdot 0,093 = \underline{\underline{1742,256Nm}}$$

Výsledné momenty k jednotlivým průřezům

- Průřez 1

$$M_{x1} = M_{x1} + \Sigma M_{x1}' = -8419,624 - 4262,224 = -12681,848Nm$$

$$M_{y1} = \Sigma M_{y1}' = 0Nm$$

$$M_{z1} = \Sigma M_{z1}' = 2872,368Nm$$

$$M_{R1} = \sqrt{M_{x1}^2 + M_{y1}^2 + M_{z1}^2} = \sqrt{(-12681,848)^2 + 0^2 + 2872,368^2} = \underline{\underline{13003,067Nm}}$$

- Průřez 2

$$M_{x2} = M_{x2} + \Sigma M_{x2}' = -8157,322 - 2585,283 = -10742,605Nm$$

$$M_{y2} = \Sigma M_{y2}' = 0Nm$$

$$M_{z2} = \Sigma M_{z2}' = 1742,256Nm$$

$$M_{R2} = \sqrt{M_{x2}^2 + M_{y2}^2 + M_{z2}^2} = \sqrt{(-10742,605)^2 + 0^2 + 1742,256^2} = \underline{\underline{10882,969Nm}}$$

- Průřez 3

$$M_{x3} = M_{x3} + \Sigma M_{x3}' = -7348,557 - 8384,702 = -15733,259Nm$$

$$M_{y3} = \Sigma M_{y3}' = 8664,192Nm$$

$$M_{z3} = \Sigma M_{z3}' = -5650,560Nm$$

$$M_{R3} = \sqrt{M_{x3}^2 + M_{y3}^2 + M_{z3}^2} = \sqrt{(-15733,259)^2 + 8664,192^2 + (-5650,560)^2} = \underline{\underline{18829,033Nm}}$$

- Průřez 4

$$M_{x4} = M_{x4} + \Sigma M_{x4}' = -6900,457 - 8384,702 = -15285,159Nm$$

$$M_{y4} = \Sigma M_{y4}' = 8664,192Nm$$

$$M_{z4} = \Sigma M_{z4}' = -5650,560Nm$$

$$M_{R4} = \sqrt{M_{x4}^2 + M_{y4}^2 + M_{z4}^2} = \sqrt{(-15285,159)^2 + 8664,192^2 + (-5650,560)^2} = \underline{\underline{18456,249Nm}}$$

- Průřez 5

$$M_{x5} = M_{x5} + \Sigma M_{x5}' = -6069,834 - 8384,702 = -14454,536Nm$$

$$M_{y5} = \Sigma M_{y5}' = 8664,192Nm$$

$$M_{z5} = \Sigma M_{z5}' = -5650,560Nm$$

$$M_{R5} = \sqrt{M_{X5}^2 + M_{Y5}^2 + M_{Z5}^2} = \sqrt{(-14454,536)^2 + 8664,192^2 + (-5650,560)^2} = \underline{\underline{17774,438 Nm}}$$

- Průřez 6

$$M_{X6} = M_{x6} + \Sigma M_{x6}' = -5993,329 - 8384,702 = -14378,031 Nm$$

$$M_{Y6} = \Sigma M_{y6}' = 8664,192 Nm$$

$$M_{Z6} = \Sigma M_{z6}' = -5650,560 Nm$$

$$M_{R6} = \sqrt{M_{X6}^2 + M_{Y6}^2 + M_{Z6}^2} = \sqrt{(-14378,031)^2 + 8664,192^2 + (-5650,560)^2} = \underline{\underline{17712,279 Nm}}$$

- Průřez 7

$$M_{X7} = M_{x7} + \Sigma M_{x7}' = -4474,162 - 8384,702 = -12858,864 Nm$$

$$M_{Y7} = \Sigma M_{y7}' = 8664,192 Nm$$

$$M_{Z7} = \Sigma M_{z7}' = -5650,560 Nm$$

$$M_{R7} = \sqrt{M_{X7}^2 + M_{Y7}^2 + M_{Z7}^2} = \sqrt{(-12858,864)^2 + 8664,192^2 + (-5650,560)^2} = \underline{\underline{16502,952 Nm}}$$

Stanovení rozměrů a napětí v jednotlivých průřezech

- pásmo I mimo nalisování
- pásmo II pod nalisovanými součástmi
- bezpečnost $s = 1,2$

	pásmo I	pásmo II
σ_{DOV}	240 MPa	145 MPa
σ_{DOV} / s	200 MPa	120,83 MPa

Tabulka 3: Meze únavy pro ocel EA4T

- Průřez 1

- navržené rozměry:
 - o $d_1 = 110$ mm
 - o $D_1 = 150$ mm
 - o $r_1 = 10$ mm

$$\frac{r_1}{d_1} = \frac{10}{110} = 0,091$$

$$\frac{D_1}{d_1} = \frac{150}{110} = 1,364$$

=> součinitel koncentrace napětí $K = 1,2$ (zjistíme z ČSN EN 13 104)

$$\sigma_1 = \frac{K \cdot 32 \cdot M_{R1}}{\pi \cdot d_1^3} = \frac{1,2 \cdot 32 \cdot 13003,067}{\pi \cdot 110^3} = \underline{\underline{119,473 MPa}} \geq 120,83 MPa$$

- Průřez 2

- navržené rozměry:
 - o $d_2 = 90$ mm
 - o $D_2 = 130$ mm
 - o $r_2 = 20$ mm

$$\frac{r_2}{d_2} = \frac{20}{90} = 0,222$$

$$\Rightarrow K = 1,08$$

$$\frac{D_2}{d_2} = \frac{130}{90} = 1,444$$

$$\sigma_2 = \frac{K \cdot 32 \cdot M_{R2}}{\pi \cdot d_2^3} = \frac{1,08 \cdot 32 \cdot 10882,969}{\pi \cdot 90^3} = \underline{\underline{164,310MPa \geq 200MPa}}$$

- Průřez 3

- navržené rozměry:

- $d_3 = 130$ mm
- $D_3 = 205$ mm
- $r_3 = 20$ mm

$$\frac{r_3}{d_3} = \frac{20}{130} = 0,154$$

$$\Rightarrow K = 1,18$$

$$\frac{D_3}{d_3} = \frac{205}{130} = 1,577$$

$$\sigma_3 = \frac{K \cdot 32 \cdot M_{R3}}{\pi \cdot d_3^3} = \frac{1,18 \cdot 32 \cdot 18826,033}{\pi \cdot 130^3} = \underline{\underline{103,062MPa \geq 120.83MPa}}$$

- Průřez 4

- navržené rozměry:

- $d_4 = 110$ mm
- $D_4 = 140$ mm
- $r_4 = 10$ mm

$$\frac{r_4}{d_4} = \frac{10}{110} = 0,091$$

$$\Rightarrow K = 1,17$$

$$\frac{D_4}{d_4} = \frac{140}{110} = 1,273$$

$$\sigma_4 = \frac{K \cdot 32 \cdot M_{R4}}{\pi \cdot d_4^3} = \frac{1,17 \cdot 32 \cdot 18456,249}{\pi \cdot 110^3} = \underline{\underline{165,338MPa \geq 200MPa}}$$

- Průřez 5

- navržené rozměry:

- $d_5 = 140$ mm
- $D_5 = 155,5$ mm
- $r_5 = 15$ mm

$$\frac{r_5}{d_5} = \frac{15}{140} = 0,107$$

$$\Rightarrow K = 1,2$$

$$\frac{D_5}{d_5} = \frac{155,5}{140} = 1,111$$

$$\sigma_5 = \frac{K \cdot 32 \cdot M_{R5}}{\pi \cdot d_5^3} = \frac{1,2 \cdot 32 \cdot 17774,438}{\pi \cdot 140^3} = \underline{\underline{79,216MPa \geq 120.83MPa}}$$

- Průřez 6

- navržené rozměry:

- $d_6 = 160 \text{ mm}$
- $D_6 = 180 \text{ mm}$
- $r_6 = 3 \text{ mm}$

$$\frac{r_6}{d_6} = \frac{3}{160} = 0,0188 \quad \Rightarrow K = 1,4$$

$$\frac{D_6}{d_6} = \frac{180}{160} = 1,125$$

$$\sigma_4 = \frac{K \cdot 32 \cdot M_{R6}}{\pi \cdot d_6^3} = \frac{1,4 \cdot 32 \cdot 17712,279}{\pi \cdot 160^3} = \underline{\underline{61,697 \text{ MPa} \geq 200 \text{ MPa}}}$$

• průřez 7

- navržené rozměry:

- $d_7 = 130 \text{ mm}$
- $D_7 = 160 \text{ mm}$
- $r_7 = 25 \text{ mm}$

$$\frac{r_7}{d_7} = \frac{25}{130} = 0,192 \quad \Rightarrow K = 1,05$$

$$\frac{D_7}{d_7} = \frac{160}{130} = 1,231$$

$$\sigma_7 = \frac{K \cdot 32 \cdot M_{R7}}{\pi \cdot d_7^3} = \frac{1,05 \cdot 32 \cdot 16502,952}{\pi \cdot 130^3} = \underline{\underline{80,379 \text{ MPa} \geq 200 \text{ MPa}}}$$

Průřez	y [mm]	d [mm]	D [mm]	r [mm]	r/d	D/d	K	M_x [Nm x 10^{-6}]	M_x' [Nm x 10^{-6}]	M_z' [Nm x 10^{-6}]	M_y' [Nm x 10^{-6}]	MR [Nm x 10^{-6}]	σ [N/mm ²]	σ_{\max} [N/mm ²]
1	152,5	110	150	10	0,09	1,4	1,2	-8417	-4262	2872	0	13003	119,5	121
2	92,5	90	130	20	0,22	1,4	1,08	-8157	-2585	1742	0	10883	164,3	200
3	92,5	130	205	20	0,15	1,6	1,18	-7349	-8395	-5651	8664	18829	103,1	121
4	195	110	140	10	0,09	1,3	1,17	-6900	-8385	-5651	8664	11846	165,3	200
5	385	140	156	15	0,11	1,1	1,2	-6069	-8385	-5651	8664	17774	79,2	121
6	402,5	160	180	3	0,02	1,1	1,4	-5993	-8385	-5651	8664	17712	61,7	200
7	750	130	160	25	0,19	1,2	1,05	-4474	-8385	-5651	8664	16503	80,4	200

Tabulka 4: Shrnutí výsledků

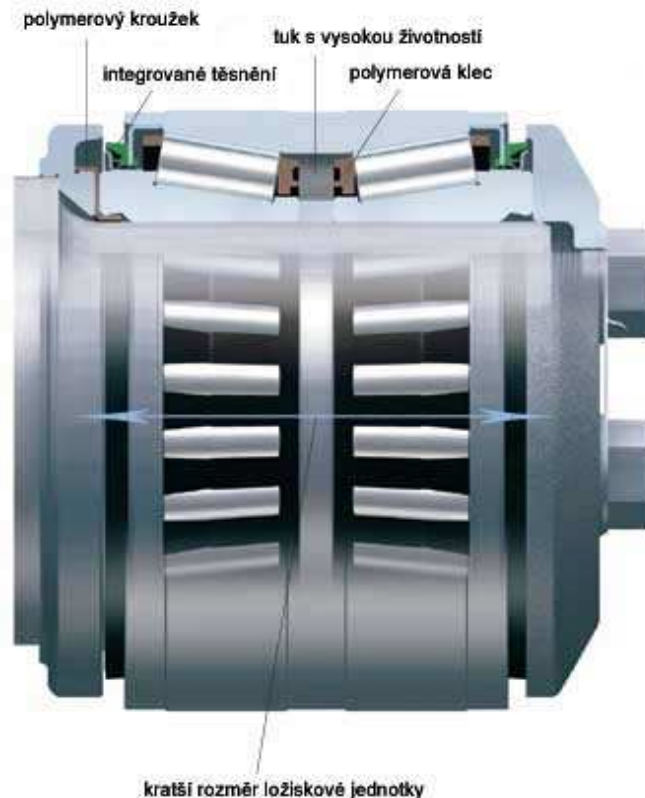
Z výpočtů a tabulky 4 můžeme pozorovat, že všechna dosažená napětí v jednotlivých průřezích vyhovují dovoleným napětím.

7.2. Nápravové ložisko

Nápravová ložiska patří k dalším důležitým prvkům podvozku. Nalezneme je mezi rámem podvozku a úhlovou pákou a jejich úkolem je přenášet veškeré síly mezi dvojkolím a úhlovou pákou respektive rámem podvozku. Zvolené ložisko musí mít malý součinitel tření, velkou provozní spolehlivost, snadnou kontrolu a údržbu a dostatečnou trvanlivost. Zde uvažujeme trvanlivost 3×10^6 km [2]. Dalším důležitým parametrem je vnější průměr ložiska, který, jak již bylo zmíněno, má vliv na celkovou výšku podvozku mezi koly. Jelikož je při

návrhu podvozku snaha o co nejmenší podvozek, musí mít i nápravové ložisko co nejmenší vnější průměr.

Tyto parametry nejlépe splňuje ložisková kuželíková jednotka od firmy SKF [13]. Velkou výhodou této ložiskové jednotky je, že nepotřebuje dodatečné těsnění, neboť je již od výrobce dodávána s labyrintovým těsněním. Ložisková jednotka má také oproti použití dvou jednořadých kuželíkových ložisek menší hmotnost a je lépe smontovatelná. Dále je uveden výpočet trvanlivosti ložiskové jednotky CTBU 140x220x140 od firmy SKF.



Obrázek 35: Kuželíková ložisková jednotka CTBU[14]

7.2.1. Výpočet nápravového ložiska

zadané hodnoty:

průměr kola (opotřebované)	$D = 850 \text{ mm}$
max. provozní rychlost	$v = 140 \text{ km/h} = 2333,33 \text{ m/min}$
požadovaná trvanlivost	$L_s = 3\,000\,000 \text{ km}$
vybrané ložisko	CTBU 140x220x140 (od SKF)
základní dyn. únosnost	$C = 704\,000 \text{ N}$
exponent pro čárový styk	$p = 10/3$

vypočtené hodnoty:

$$O = \pi \cdot D = \pi \cdot 850 = 2670,354 \text{ mm} = \underline{\underline{2,670 \text{ m}}}$$

$$n = \frac{v}{O} = \frac{2333,33}{2,67} = 873,792 \text{ ot/min}$$

Požadovaná trvanlivost

$$n_s = \frac{L_s}{O} = \frac{3 \cdot 10^9}{2,67} = 1123595506 \text{ot} \cong \underline{\underline{1123,595 \cdot 10^6 \text{ot}}}$$

- zde využijeme již některé spočtené hodnoty z výpočtu nápravy.

Hmotnost neodpružených částí

$$m_2 = m_{dv} + \frac{2}{3} \cdot m_p + m_{br} = 985 + \frac{2}{3} \cdot 240 + 270 = \underline{\underline{1415 \text{kg}}}$$

Hmotnost, kterou je náprava rovnoměrně zatížena na oba čepy

$$m_1 = \frac{m_v}{i} + 1,2 \cdot \frac{m_c}{2 \cdot i} - m_2 = \frac{28500}{3} + 1,2 \cdot \frac{16480}{2 \cdot 3} - 1415 = \underline{\underline{11381 \text{kg}}}$$

Radiální a axiální zatížení

$$F_r = P_1 = \left(0,625 + 0,0875 \cdot \frac{h}{b} \right) \cdot m_1 \cdot g = \left(0,625 + 0,0875 \cdot \frac{0,8}{0,45} \right) \cdot 11381 \cdot 9,81 = \underline{\underline{87147,162 \text{N}}}$$

$$F_a = Y_1 = 0,35 \cdot m_1 \cdot g = 0,35 \cdot 11381 \cdot 9,81 = \underline{\underline{39076,664 \text{N}}}$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{39076,664}{87147,162} = \underline{\underline{0,448}}$$

$$\frac{F_a}{F_r} \geq e$$

$$\underline{\underline{0,448}} \geq 0,43 \Rightarrow X = 0,45$$

$$Y = 1,17$$

Ekvivalentní zatížení

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0,45 \cdot 87147,162 + 1,17 \cdot 39076,664 = \underline{\underline{84935,9 \text{N}}}$$

Základní trvanlivost ložiska

$$L_N = \left(\frac{C}{P} \right)^p = \left(\frac{70400}{84935,9} \right)^{\frac{10}{3}} = \underline{\underline{1152,403 \cdot 10^6 \text{ot} \geq 1123,595 \cdot 10^6 \text{ot}}}$$

⇒ Ložisková jednotka CTBU 140x220x140 vyhovuje z hlediska požadované základní trvanlivosti.

Ložisková jednotka je zajištěna proti pohybu z jedné strany osazením na nápravě a z druhé strany na ní tlačí trubka, která se opírá o náboj kola.

7.3. Úhlová páka

Úhlová páka je umístěna mezi nápravovým ložiskem a rámem. Jejím hlavním úkolem je přenášet vertikální pohyby rámu podvozku na primární vypružení, které se skládá z vodorovně uložených pružin. Stlačení takto uložených pružin nastává v horizontálním směru. Úhlová páka přenáší z tohoto důvodu značné zatížení.

Úhlová páka se skládá ze tří částí, které jsou navzájem spojeny. V trubkové části kolem nápravy se nachází ložisková jednotka, které je zamezen pohyb pomocí dvou vík.

Každé víko je uchyceno k úhlové páce pomocí 8 šroubů M8. Další část slouží k upevnění k rámu podvozku. Úhlová páka musí mít vůči rámu umožněné určité pootočení, to zajišťuje pryžové kulové ložisko. Střed ložiska je k rámu přichycen úchytnými destičkami a čtyřmi šrouby M20. Kulové ložisko je použito od firmy GMT a má označení 640003 [15]. V úhlové páce je nalisováno. Poslední část slouží k upevnění ojnice, která při svislém propružení podvozku tahá za nosič pružin a tím jej stlačuje. Ojnica je na konci u úhlové páky zakončena pryžovým kulovým ložiskem firmy GMT s označením 643020 [15]. Střed kulového ložiska je k úhlové páce uchycen destičkami a čtyřmi průchozími šrouby M20. Všechny části jsou spojeny deskou a pro zvýšení tuhosti vyztuženy žebry.

Jako způsob výroby úhlové páky bylo vybráno odlévání, které je v tomto případě výhodnější než svařování. V případě svařování by úhlová páka byla vystavena velkému tepelnému zatížení, a tudíž zbytkovému pnutí v materiálu. Po dokončení svařování by se mohla úhlová páka zdeformovat, což není přípustné, jelikož musí být zajištěna dobrá geometrická přesnost součástí. Odlévání tento problém odstraňuje a zajišťuje homogenní vlastnosti v celém odlitku. Nevýhodou odlévání však je větší ekonomická náročnost výroby.

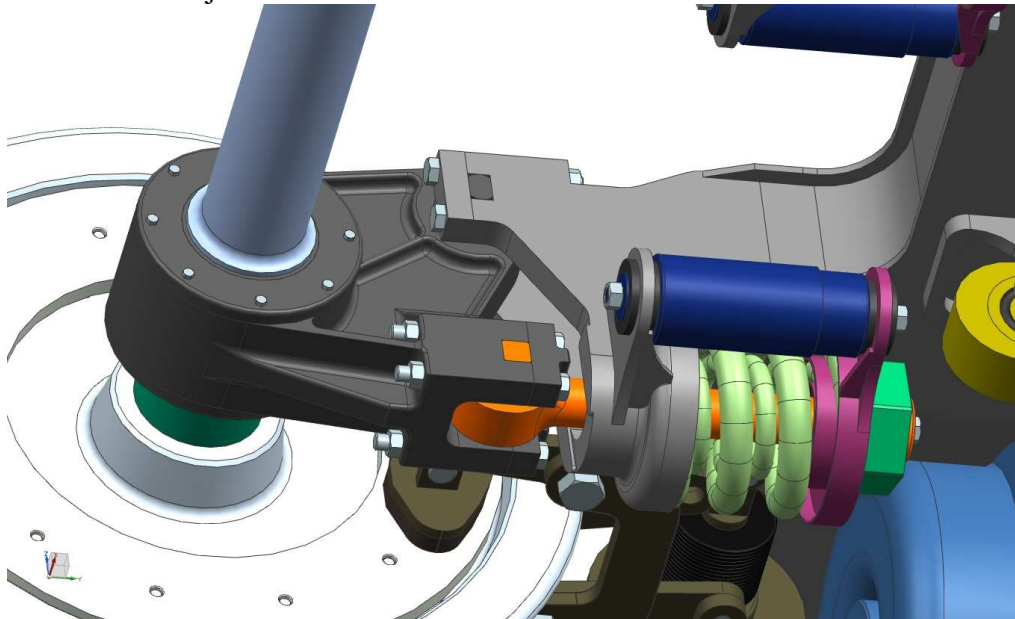


Obrázek 36: Úhlová páka

7.4. Primární vypružení

Další důležitou částí podvozku je primární vypružení, které slouží k zmírnění dynamických účinků na cestující a náklad mezi kolejnicí a vozem. Dále zvyšuje bezpečnost kolejového vozidla proti vykolejení tím, že zmírňuje změny svislých kolových sil na nerovné koleji [1]. Primární vypružení je u tohoto podvozku zajištěno originálním dosud nepoužitým způsobem. Jsou zde použity horizontálně uložené šroubovitě pružiny, vždy dvě paralelně řazené u každé úhlové páky. Pružiny můžeme nalézt mezi rámem podvozku a nosičem pružin. Stlačování pružin nastává pohybem nosiče pružin, který je spojen s ojnicí a ta následně přes kulové ložisko s úhlovou pákou. Díky závitě u nosiče pružin lze jednoduše

nastavit provozní výšku pružin a jejich předepnutí. Primární vypružení je doplněno paralelně uloženým tlumičem. Tlumič byl vybrán z katalogu firmy ST-OS a má označení P8 [16]. Jeho maximální tlumicí síla je 25 kN.



Obrázek 37: Primární vypružení

Dále je uveden výpočet vypružení při zatížení od referenčního vozidla, jednotky Talent od firmy Bombardier.

7.4.1. Výpočet vypružení

zadané hodnoty:

maximální hmotnost jednotky	$m_{v1} = 75\,000\text{ kg}$
hmotnost prázdné jednotky	$m_{p1} = 57\,000\text{ kg}$
maximální hmotnost vozu	$m_v = 37\,500\text{ kg}$
hmotnost prázdného vozu	$m_{pv} = 28\,500\text{ kg}$
hmotnost podvozku (odhad)	$m_p = 8\,500\text{ kg}$
hmotnost dvojkolí	$m_{dv} = 1\,120\text{ kg}$
hmotnost ložiskového domku	$m_{ld} = 132\text{ kg}$
maximální zatížení na nápravu	$m_u = 12\,800\text{ kg}$
materiál	ocel 14 260.7
maximální dovolené napětí	$\tau_{dov} = 785\text{ MPa}$
modul pružnosti ve smyku	$G = 7,85 \cdot 10^{10}\text{ MPa}$
dynamické vertikální pružení	$y = 25\text{ mm}$
maximální vertikální pružení	$y_u = 55\text{ mm}$

Vypočtené hodnoty:

hmotnost rámu podvozku

$$m_{rp} = m_p - 2 \cdot m_{dv} - 4 \cdot m_{ld} = 8500 - 2 \cdot 1120 - 4 \cdot 132 = \underline{\underline{5732\text{ kg}}}$$

hmotnost skříňe

$$m_{sk} = \frac{(m_{p1} - 3 \cdot m_p)}{2} = \frac{(57000 - 3 \cdot 8500)}{2} = \underline{\underline{15750\text{ kg}}}$$

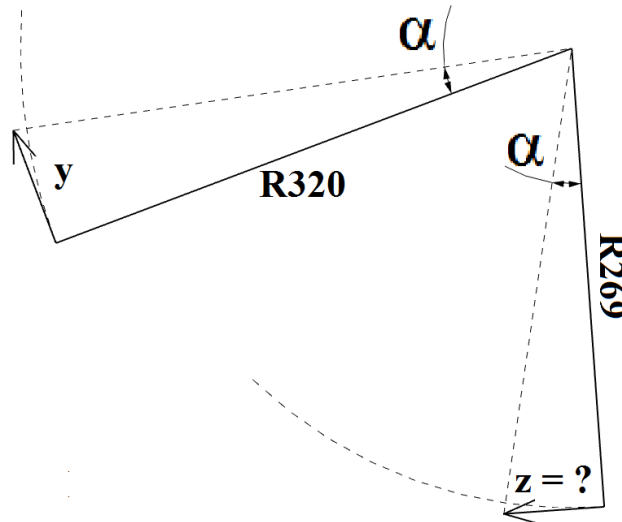
dynamická deformace pružiny

- jelikož jsou posunutí úhlové páky ve směru svislém jiné než posunutí pružin ve směru vodorovném, je nutno posuvy přepočítat.

$$z_{dyn} = \frac{y \cdot a}{b} = \frac{25 \cdot 269}{320} = \underline{\underline{21,016mm}}$$

maximální deformace pružiny

$$z_u = \frac{y_u \cdot a}{b} = \frac{55 \cdot 269}{320} = \underline{\underline{46,234mm}}$$



Obrázek 38: Přepočet výchylek

poměr tuhostí

- prázdný

$$y_P = 2 + \frac{2 \cdot m_{rp}}{m_{sk}} = 2 + \frac{2 \cdot 5732}{15750} = \underline{\underline{2,728}}$$

- ložený

$$y_L = 2 + \frac{2 \cdot m_{rp}}{m_{sk} + m_u} = 2 + \frac{2 \cdot 5732}{15750 + 12800} = \underline{\underline{2,402}}$$

- průměr

$$y = \frac{y_P + y_L}{2} = \frac{2,728 + 2,402}{2} = \underline{\underline{2,56}}$$

- při tomto poměru tuhostí jsou amplitudy svislého zrychlení skříně vozidla při širokospektrálním buzení vozidla nejmenší
- frekvenční charakteristika má poté velmi hladký průběh

tuhost

- celková

$$k_c = \frac{m_u \cdot g}{z_u} = \frac{12800 \cdot 9,81}{46,234} = \underline{\underline{2715,901N/mm}}$$

- sekundární vypružení

$$k_{2c} = \frac{(1 + y) \cdot k_c}{y} = \frac{(1 + 2,565) \cdot 2715,901}{2,565} = \underline{\underline{3774,853N/mm}}$$

- primární vypružení

$$k_{1c} = y \cdot k_{2c} = 2,565 \cdot 3774,853 = \underline{\underline{9681,392N/mm}}$$

- jedné primární pružiny

$$k_1 = \frac{k_{1c}}{6} = \frac{9681,392}{6} = \underline{\underline{1613,565 N/mm}}$$

- jedné sekundární pružiny

$$k_2 = \frac{k_{2c}}{4} = \frac{3774,853}{4} = \underline{\underline{943,713 N/mm}}$$

- primární vypružení je vyřešeno šroubovitými pružinami

- sekundární vypružení je řešeno pneumatickými měchy

vlastní frekvence

- prázdný

$$f_P = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{k_c}{m_{sk}}} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{2715,901}{15750}} = \underline{\underline{2,091 Hz}}$$

- ložený

$$f_L = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{k_c}{m_{sk} + m_u}} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{2715,901}{15750 + 12800}} = \underline{\underline{1,553 Hz}}$$

síla na jednu pružinu

- primární vypružení

- prázdný

$$P_{1P} = \frac{m_{sk} + 1,5 \cdot m_{rp}}{6} \cdot g = \frac{15750 + 1,5 \cdot 5732}{6} \cdot 9,81 = \underline{\underline{39808,98 N}}$$

- ložený

$$P_{1L} = \frac{m_{sk} + 1,5 \cdot m_{rp} + m_u}{6} \cdot g = \frac{15750 + 1,5 \cdot 5732 + 12800}{6} \cdot 9,81 = \underline{\underline{60736,98 N}}$$

- sekundární vypružení

- prázdný

$$P_{2P} = \frac{m_{sk}}{4} \cdot g = \frac{15750}{4} \cdot 9,81 = \underline{\underline{38626,875 N}}$$

- ložený

$$P_{2L} = \frac{m_{sk} + m_u}{4} \cdot g = \frac{15750 + 12800}{4} \cdot 9,81 = \underline{\underline{70018,875 N}}$$

stlačení primární pružiny

- prázdný

$$z_{1P} = \frac{P_{1P}}{k_1} = \frac{39808,98}{1613,565} = \underline{\underline{24,671 mm}}$$

- ložený

$$z_{1L} = \frac{P_{1L}}{k_1} = \frac{60736,98}{1613,565} = \underline{\underline{37,641 mm}}$$

- užitečné

$$z_{už} = z_{1L} - z_{1P} = 37,641 - 24,671 = \underline{\underline{12,970 mm}}$$

napětí při dynamickém namáhání

$$\tau_{1dov} = \tau_{dov} \cdot \frac{z_{1L}}{z_{1L} + z_{dyn}} = 785 \cdot \frac{37,641}{37,641 + 21,016} = \underline{\underline{503,751 MPa}}$$

- pro lepší využití prostoru je použito paralelního řazení dvou vinutých pružin se společnou osou. Proto je nutné síly a tuhosti rozdělit na jednotlivé pružiny.

rozdělení síly a tuhosti na jednotlivé pružiny primárního vypružení

- poměry
 - průměry drátů a pružin volím v následujícím poměru

$$P_{1L1} : P_{1L2} = \frac{d_1^3}{R_1} : \frac{d_2^3}{R_2} = \frac{40^3}{100} : \frac{25^3}{62,5} = 640 : 250$$

$$\Sigma = 640 + 250 = 890$$

- síla na první pružinu primárního vypružení

$$P_{1L1} = \frac{P_{1L} \cdot 640}{\Sigma} = \frac{60736,98 \cdot 640}{890} = \underline{\underline{43676,031N}}$$

- síla na druhou pružinu primárního vypružení

$$P_{1L2} = \frac{P_{1L} \cdot 250}{\Sigma} = \frac{60736,98 \cdot 250}{890} = \underline{\underline{17060,949N}}$$

- tuhost první pružiny primárního vypružení

$$k_{11} = \frac{k_1 \cdot 640}{\Sigma} = \frac{1613,565 \cdot 640}{890} = \underline{\underline{1160,316N/mm}}$$

- tuhost druhé pružiny primárního vypružení

$$k_{11} = \frac{k_1 \cdot 250}{\Sigma} = \frac{1613,565 \cdot 250}{890} = \underline{\underline{453,248N/mm}}$$

Návrh pružiny

- **Vnější pružina**

průměr pružiny $D_1 = 200 \text{ mm}$
průměr drátu $d_1 = 40 \text{ mm}$

poměr D_1/d_1

$$i = \frac{D_1}{d_1} = \frac{200}{40} = 5$$

součinitel vypružení podle Wahla

$$k_{W1} = \frac{4 \cdot i - 1}{4 \cdot i - 4} + \frac{0,625}{i} = \frac{4 \cdot 5 - 1}{4 \cdot 5 - 4} + \frac{0,625}{5} = \underline{\underline{1,3125}}$$

napětí v pružině

$$\tau_{11} = \frac{16 \cdot P_{1L1} \cdot \frac{D_1}{2} \cdot k_{W1}}{\pi \cdot d_1^3} = \frac{16 \cdot 43676,031 \cdot \frac{200}{2} \cdot 1,3125}{\pi \cdot 40^3} = \underline{\underline{456,408MPa}}$$

$$\tau_1 \leq \tau_{1D}$$

$$\underline{\underline{456,408MPa}} \leq 503,751MPa \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

maximální dynamické napětí

$$z_{dyn1} = \frac{z_{1L} \cdot \tau_{dov}}{\tau_1} = \frac{37,641 \cdot 785}{456,408} = \underline{\underline{59,381mm}}$$

počet činných závitů

$$n_1 = \frac{G \cdot d_1^4}{8 \cdot k_{1L1} \cdot D_1^3} = \frac{7,85 \cdot 10^{10} \cdot 40^4}{8 \cdot 1160,316 \cdot 200^3} = \underline{\underline{2,706}}$$

délka pružiny

$$H_{01} = (n_1 + n') \cdot d_1 + 0,1 \cdot n_1 \cdot d_1 + z_{dyn1} = (2,706 + 1,5) \cdot 40 + 0,1 \cdot 2,706 \cdot 40 + 59,381 =$$

- volná
 $= \underline{\underline{238,425mm}}$

- pod prázdným vozem

$$H_{0P1} = H_{01} - z_{1P} = 238,452 - 24,671 = \underline{\underline{213,780mm}}$$

- pod loženým vozem

$$H_{0P1} = H_{01} - z_{1L} = 238,452 - 37,641 = \underline{\underline{200,810mm}}$$

- **Vnitřní pružina**

průměr pružiny

$$D_2 = 125 \text{ mm}$$

průměr drátu

$$d_2 = 25 \text{ mm}$$

poměr D_2/d_2

$$i = \frac{D_2}{d_2} = \frac{125}{25} = 5$$

součinitel vypružení podle Wahla

$$k_{W2} = \frac{4 \cdot i - 1}{4 \cdot i - 4} + \frac{0,625}{i} = \frac{4 \cdot 5 - 1}{4 \cdot 5 - 4} + \frac{0,625}{5} = \underline{\underline{1,3125}}$$

napětí v pružině

$$\tau_2 = \frac{16 \cdot P_{1L2} \cdot \frac{D_2}{2} \cdot k_{W2}}{\pi \cdot d_2^3} = \frac{16 \cdot 17060,949 \cdot \frac{125}{2} \cdot 1,3125}{\pi \cdot 25^3} = \underline{\underline{456,408MPa}}$$

$$\tau_2 \leq \tau_{1D}$$

$$\underline{\underline{456,408MPa}} \leq 503,751MPa \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

maximální dynamické napětí

$$z_{dyn2} = \frac{z_{1L} \cdot \tau_{dov}}{\tau_2} = \frac{37,641 \cdot 785}{456,408} = \underline{\underline{59,381mm}}$$

počet činných závitů

$$n_2 = \frac{G \cdot d_2^4}{8 \cdot k_{1L2} \cdot D_2^3} = \frac{7,85 \cdot 10^{10} \cdot 25^4}{8 \cdot 453,248 \cdot 125^3} = \underline{\underline{4,330}}$$

délka pružiny

- volná

$$H_{02} = (n_2 + n') \cdot d_2 + 0,1 \cdot n_2 \cdot d_2 + z_{dyn2} = (4,330 + 1,5) \cdot 25 + 0,1 \cdot 4,330 \cdot 25 + 59,381 =$$

$$= \underline{\underline{215,952mm}}$$

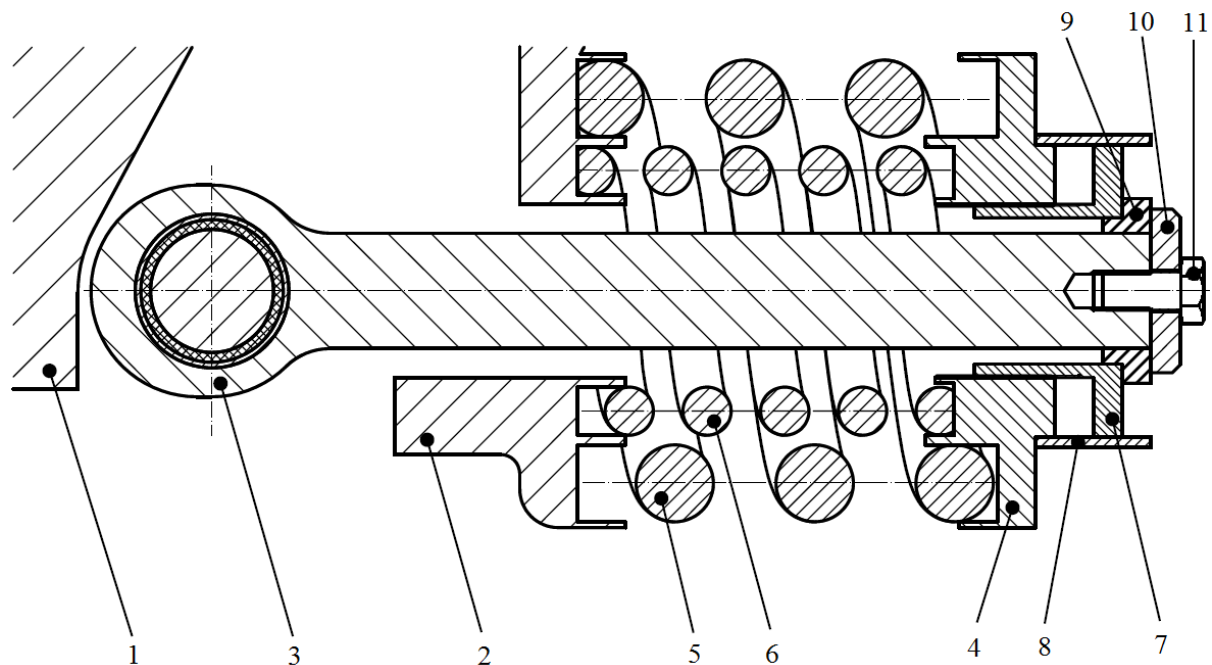
- pod prázdným vozem

$$H_{0P2} = H_{02} - z_{1P} = 215,952 - 24,671 = \underline{\underline{191,281mm}}$$

- pod loženým vozem

$$H_{0P2} = H_{02} - z_{1L} = 215,952 - 37,641 = \underline{\underline{178,311mm}}$$

Z výpočtu vyplývá, že na primární vypružení působí celková síla, při plně loženém voze, 60736,92N. Tato síla je rozdělena na dvě paralelně řazené vinuté pružiny, přičemž vnější pružina přenáší sílu 43476,031N a má tuhost 1160,316N/mm. Vnitřní pružina má menší tuhost, která je rovna 453,248N/mm, a přenáší sílu 17060,949N. Obě navržené pružiny vyhovují dovolenému napětí při dynamickém zatížení. Na následujícím obrázku můžeme pozorovat princip konstrukce primárního vypružení.

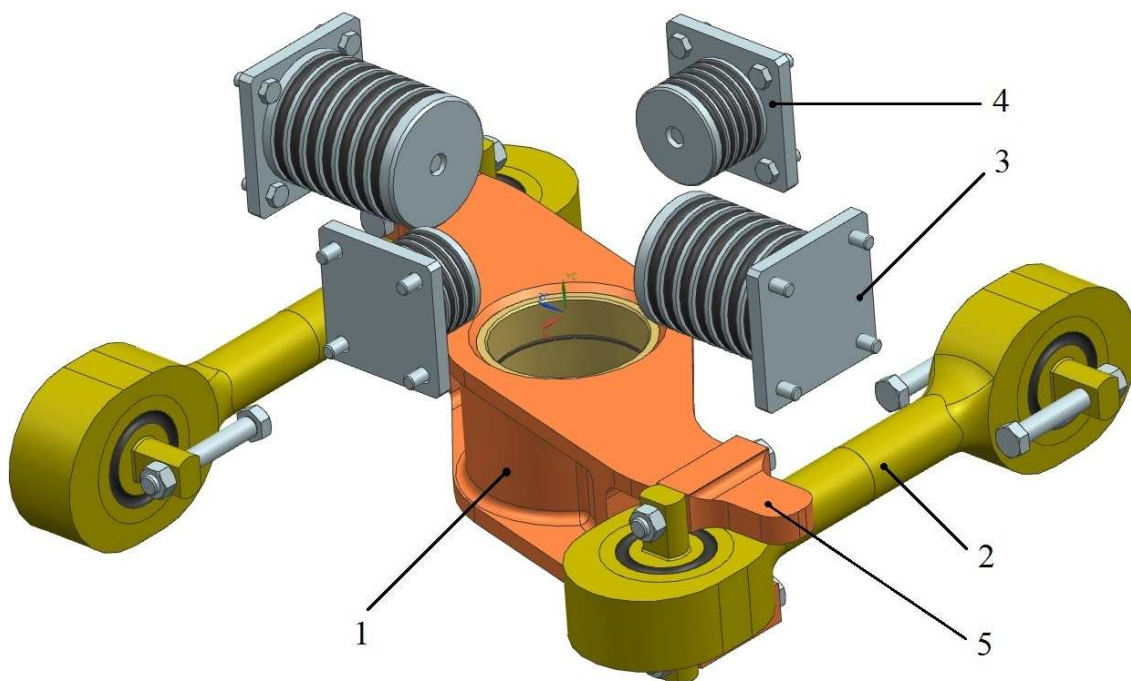


Obrázek 39: Primární vypružení

Na rámu podvozku je vytvořena konzola (2) pro uložení vinutých pružin. Skrz konzolu prochází ojnička (3), která je jedním koncem uchycena přes kulový silentblok k úhlové páce (1). Druhý konec drží nosič pružin (4). Mezi konzolou rámu podvozku a nosičem pružin jsou paralelně uloženy dvě vinuté pružiny (5) a (6). Pro nastavení provozní délky pružin je vytvořen na vnitřní válcové ploše nosiče pružin (4) závit. Délku pružin můžeme i za provozu jednoduše měnit otáčením nastavovacího šroubu (7). Ten je zajištěn proti pootočení pojistkou (8), která je uchycena k nosiči pružin pomocí dvou šroubů. Pohyb pružin v podélném směru zamezují dorazové kroužky (9) a (10), které jsou uchyceny k ojničce (3) šroubem M20 (11). Na konzole rámu a úhlové páce jsou vytvořeny protilehlé dosedací plochy, které slouží jako podchytka dvojkolí při nadzvednutí podvozku.

7.5. Vazba skříně a podvozku

Přenos tažných a brzdných sil mezi skříní a podvozkem zajišťuje otočný čep, který je v horní části pevně uchycen k hlavnímu příčnému skříně. Dolní část otočného čepu je spojena s vahadlem (1) ojničkového mechanismu. Mechanismus je vytvořen ve formě antiparalelogramu, u kolejových vozidel známého hlavně pod názvem lemniskátový mechanismus. Ten je složen z vahadla (1) a dvou ojniček (2), jejichž konce jsou zakončené kulovými silentbloky, které jsou oproti sobě pootočené o 90°. Jeden silentblok je spojen šrouby s vahadlem a druhý s konzolou vycházející z příčnicku podvozku. Ojničky jsou vybrány z katalogu GMT a mají označení 640025 [15]. Nadměrný pohyb otočného čepu omezují pružné příčné (3) a podélné (4) náražky. Pro zvednutí skříně spolu s podvozkem je lemniskátový mechanismus vybaven podchytkami (5), které nalezneme na koncích vahadla. Za výhodu této vazby považujeme přenos tažných a brzdných sil nízko nad temenem kolejnice. To má za následek malé rozdíly mezi nápravovými zatíženími při provozu [2].



Obrázek 40: Lemniskátový mechanismus

7.6. Sekundární vypružení

7.6.1. Pneumatické pružiny

Sekundární vypružení zajišťují dvě vzduchové pružiny. Jejich hlavním cílem je zvýšit celkový jízdní komfort vozidla. Dále musí umožnit držet skřín v konstantní výšce při jízdě a snížit výšku podlahy vozidla na nástupišti, to vše při různém obsazení vozidla. Toho je dosaženo změnou pracovního tlaku v pružinách.

Pneumatické pružiny jsou vybrány z katalogu výrobce CNR [17]. Zatížení, které jsme získali z výpočtu vypružení, nejlépe odpovídají pneumatické pružiny s označením SYS450.R55.L. Maximální zatížení při plně loženém vozu je 70 kN, u prázdného vozu 38,6 kN. Vybrané pružiny dokážou přenést zatížení 78 kN při tlaku vzduchu 500 kPa. Pracovní výška pružiny je 135 mm, přičemž umožňuje svislou výchytku ± 60 mm. Uprostřed

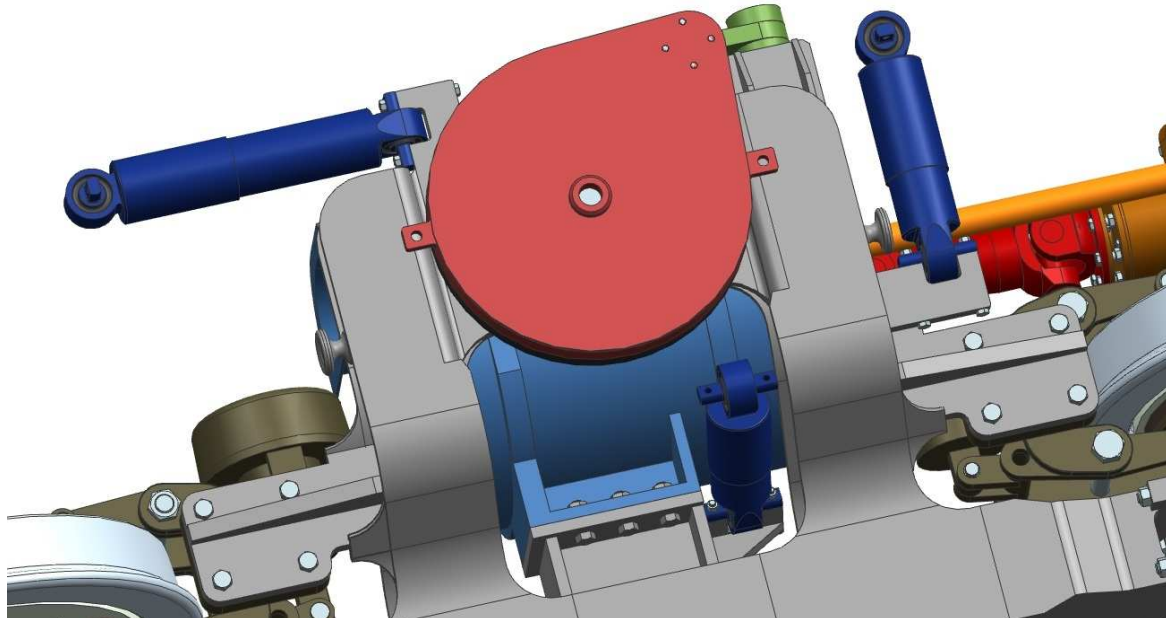
pneumatické pružiny je pryžo-kovová pružina, která umožňuje dojetí do stanice v případě poškození měchu nebo pneumatické výzbroje vozidla. [17]

Vzduchové pružiny můžeme naleznout na spoji příčnicků vně kol, kde je pro ně vytvořena dosedací plocha. K rámu podvozku jsou připojeny za svou spodní část pomocí čtyř šroubů. Horní část pružin je zajištěna dvěma šrouby ke skříni vozidla.

Díky použité konstrukci rámu jsou pneumatické pružiny umístěny dále od sebe, než bývá obvyklé, což zvyšuje celkovou stabilitu jízdy při průjezdu zatáčkou a nerovnosti. Konvenční podvozky mají pneumatické pružiny přibližně 2100 mm od sebe [2]. Tento navržený podvozek je má vzdálené 2500 mm, přičemž není překročena vztažná linie kinematického obrysu vozidla.

7.6.2. Tlumiče

Pro tlumení pohybů mezi podvozkem a skříní je použita sada tlumičů. Pro komplexní tlumení musí tlumiče tlumit pohyby ve všech směrech, proto jsou u každé pneumatické pružiny použity tři tlumiče jednotlivě uspořádané ve směru svislém, podélném a příčném. K podvozku jsou zajištěny pomocí šroubů a přichyceny k tvarově uzpůsobeným konzolám, jak lze vidět na následujícím obrázku.



Obrázek 41: Umístění tlumičů

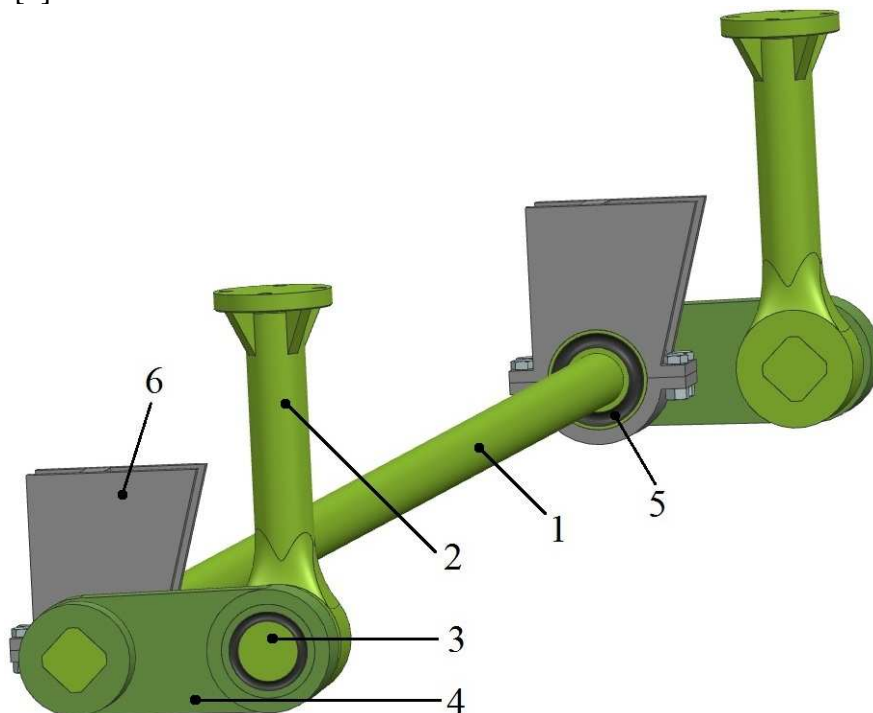
Všechny tlumiče jsou vybrány z katalogu firmy ST-OS, strojírna Oslavany. Pro tlumení příčných pohybů je použit tlumič s označením P8, jehož pracovní přepouštěcí systém je zkonstruován planžetovými ventily. Díky jednoduchosti konstrukce a využití nejnovějších vodících materiálů a poznatků je zaručena dlouhá spolehlivost a životnost tlumiče. Útlumové charakteristiky můžeme podle potřeby nastavit tak, aby vyhovovaly našim požadavkům na tlumení a nedocházelo k přetížení tlumiče a připojovacích částí. Maximální tlumící síla tlumiče P8 je stanovena na 25 kN [16]. Tlumiče zajišťují ke konzole, která vychází z příčnicku, dva šrouby. Na druhé straně je tlumič uchycen ke skříni šrouby.

Tlumič vrtění nalezneme připevněn k desce mezi příčnicku, na které je uložena pneumatická pružina. Tento tlumič slouží k tlumení podélných pohybů. Jedná se o tlumič s označením R110. Jeho pracovní přepouštěcí systém je rovněž jako u tlumiče P8 tvořen planžetovými ventily, které dovolují pracovní kapalině rovnoměrně proudit při obou směrech pohybu. Maximální tlumící síla je rovněž 25 kN [16].

Pro tlumení svislých pohybů skříně využívá podvozek stejného druhu tlumiče jako pro tlumení příčných pohybů, tedy tlumič s označením P8. Ten je uchycen dvěma šrouby ke konzole, která slouží k nesení motoru a vystupuje z vnější strany podélníku.

7.6.3. Torzní stabilizátor

Jelikož je sekundární vypružení řešeno pneumatickou pružinou, musí být k této pružině přidán torzní stabilizátor. Ten má za úkol stabilizovat kolébání vozidla. Stabilizace nastává zkrucováním tyče (1) při kývavém pohybu skříně, kdy zkrut tyče způsobený zatlačením na táhlo (2) na jedné straně vyvolá vratnou sílu na druhé straně torzního stabilizátoru. [2]

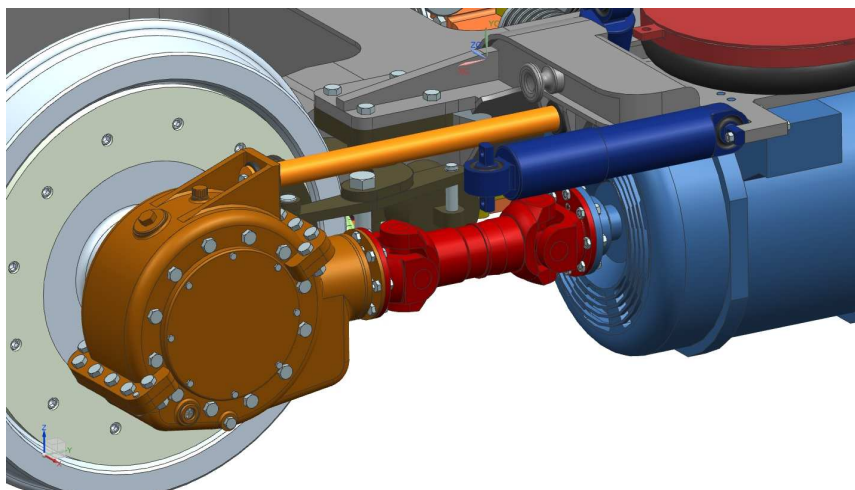


Obrázek 42: Torzní stabilizátor

Celou konstrukci lze vyzorovat na obrázku 42. Táhla (2) torzního stabilizátoru jsou pevně přichycena k horním deskám pneumatických pružin. Spodní část táhla je přes kulový silentblok (3) spojena s pákou (4), což umožňuje určité natočení. Kulový silentblok (3) je spojen s táhlem (2) nalisovaným spojem pomocí čtyřbokého hranolu. Páka (4) mění svislé pohyby táhla na otočné pohyby zkrutné tyče (1). Páka je se zkrutnou tyčí spojena rovněž nalisovaným spojem pomocí čtyřhranu. Zkrutná tyč prochází na druhou stranu podvozku skrz příčník, ve kterém jsou v místech vstupu tyče zavařeny trubky pro zvýšení tuhosti rámu. Zkrutná tyč je otočně spojena s rámem díky silentblokům (5), které jsou uloženy v závěškách (6) přichycených k oběma koncům jednoho příčníku.

7.7. Pohon

Pohon dvojkolí navrženého podvozku je pro železniční vozidla originální, jelikož trakční motor nalezneme z vnější strany kol a také proto, že je uložen rovnoběžně se směrem jízdy. U konvenčních podvozků máme možnost se setkat s motorem mezi koly a uloženým kolmo na směr jízdy. Navržené řešení vyžaduje použití kuželové převodovky a kloubové hřídele. Přenos sil mezi motorem a převodovkou doplňuje pojistka proti přetížení.



Obrázek 43: Pohon

7.7.1. Motor

V základních požadavcích diplomové práce je stanoven výkon jednoho trakčního motoru na přibližně 300 kW. Z dostupných materiálů byl vybrán trakční motor ML 3942 K/4 o výkonu 340 kW. Jedná se o třífázový asynchronní motor z katalogu ŠKODA [18]. Níže jsou uvedeny jeho vlastnosti a charakteristiky.

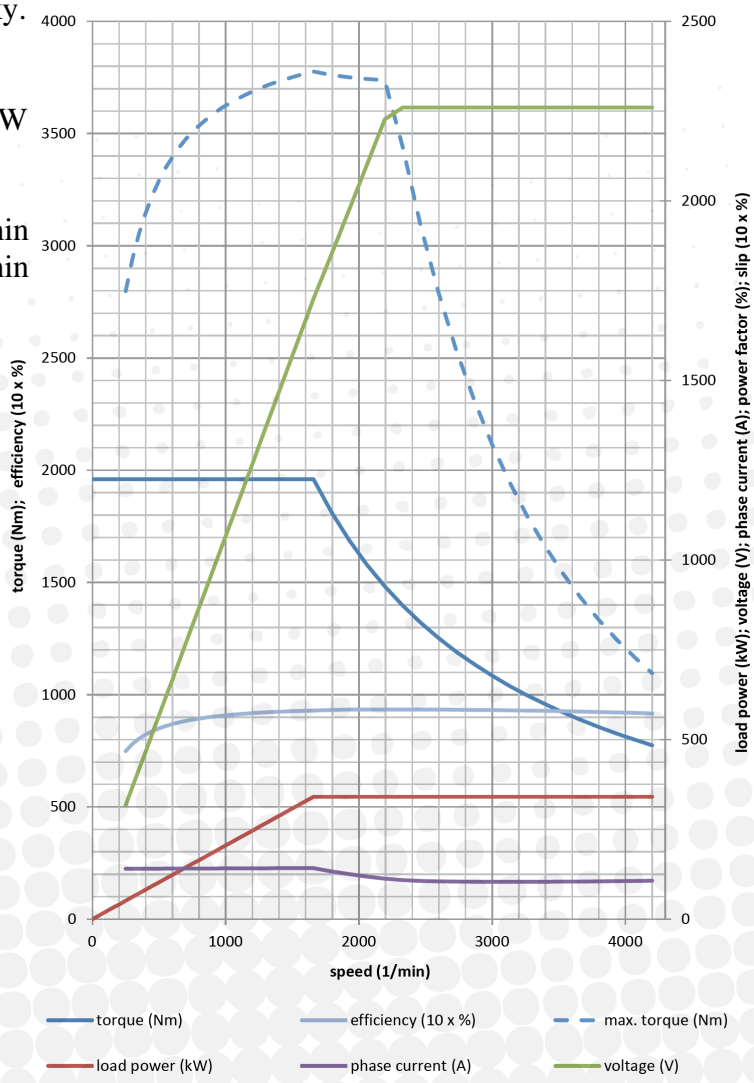
vlastnosti motoru [18]:

výkon	P = 340 kW
jmenovité napětí	1727 V
jmenovitý proud	142 A
otáčky	1660 ot/min
maximální otáčky	4200 ot/min
váha	775 kg
chladicí systém	nucený
rychlost vzduchu	0,7 m ³ /s

Z charakteristik vyplývá, že trakční motor má největší krouticí moment, přibližně 3800 Nm. Tato hodnota je potřebná pro správný výběr kloubové hřídele a je s ní dále počítáno.

Trakční motor má nucenou ventilaci, proto je na jedné straně vytvořen vstup pro vzduch, který je přiváděn z výše položeného místa. To zabrání tomu, aby chladicí systém nasál nečistoty, které se mohou vyskytovat blíže k železničnímu spodku. Výstup vzduchu z trakčního motoru nalezneme na té straně, kde je i výstupní hřídel.

Třífázový asynchronní trakční motor je připevněn ze dvou stran.



Obrázek 44: Charakteristiky motoru [18]

Vnitřní strana je připojena ke konzole vystupující z podélníku rámu šesti šrouby M20. Horní strana trakčního motoru je uchycena čtyřmi šrouby M18 k desce mezi příčnický, která nese pneumatické pružiny. Uložení trakčních motorů z vnější strany podélníků je výhodné z hlediska montáže, demontáže a kontroly, neboť je k nim velmi dobrý přístup. Trakční motor můžeme demontovat, i když je podvozek spojen se skříní, což není možné u konvenčních podvozků, které se musejí předem vyvázat.

7.7.2. Pojistka proti přetížení

Tato pojistka zabraňuje poškození pohonu, především převodovky. V konstrukci podvozků kolejových vozidel byla tato pojistka poprvé použita teprve nedávno. V minulosti se občas stávalo, že některá část pohonu byla neočekávaně deformována, popřípadě zničena. Příčinu se nedařilo dlouho dobu naleznout. Až se zjistilo, že deformace způsobují napětíové špičky, které se čas od času během provozu vyskytují. Proto byla vytvořena tato pojistka proti přetížení. [19]

Pojistka není nic jiného než kluzná třecí spojka. Je složena ze čtyř částí. Z vnitřního kroužku, který má vnitřní plochu kuželovitou a dosedá na výstupní hřídel motoru. Zde musí být pevně uložení, to zajišťuje svěrný spoj. Dostatečný tlak na styčnou plochu je vyvíjen přes dorazový kroužek axiální silou šroubu. Vnitřní kroužek sousedí stykovou válcovou plochou s vnějším kroužkem. Zde je velmi důležité určit správně přesah, neboť v této ploše dochází k prokluzu při přetížení. Přesah bychom určili z momentu, při kterém by došlo k prokluzu. Moment prokluzu musí být větší než rozjezdový moment, ale menší než moment, který dokáže přenést kloubová hřídel. V našem případě je rozjezdový moment 3800 Nm a maximální moment, který dokáže přenést kloubová hřídel, 10 000 Nm. Moment prokluzu musí být proto v tomto intervalu. Vnější kroužek dále obsahuje kruhové pole děr pro spojení s kloubovou hřídelí pomocí 8 šroubů M14.

7.7.3. Kloubová hřídel

Můžeme ji naleznout mezi motorem, respektive pojistkou proti přetížení, a převodovkou. Kloubová hřídel slouží pro přenos krouticích momentů, přičemž umožňuje vzájemný pohyb mezi vstupní a výstupní částí bez přerušování přenosu krouticího momentu. Tento požadavek je nutný pro správný chod pohonu, neboť převodovka a motor se vůči sobě díky vedení dvojkolí pohybují. Proto musí kardanová hřídel umožnit vzájemný posun i natočení.

Kloubová hřídel je vybrána z katalogu firmy Welte [20]. Mezi základní parametry důležité pro správný výběr patří přenášený výkon a délka. S tímto ohledem byla vybrána kloubová hřídel s označením GW 4319.1075.0470, která dokáže přenést krouticí moment 10 000 Nm a její délka je 470 mm, přičemž se může prodloužit o dalších 40 mm. Maximální úhel natočení výrobce stanovuje na 25°. Kloubová hřídel obsahuje dva křížové klouby, které jsou spojeny trubkou s posuvným prvkem. [20]

7.7.4. Převodová skřín

Pro konstantní převod otáček z motoru na dvojkolí využívá podvozek převodové skříně, která musí být kuželová, jelikož je trakční motor uložen kolmo na nápravu. Převodová skřín zajišťuje přenos krouticího momentu od motoru na dvojkolí při současné změně otáček a momentu. Dále je uveden výpočet převodového poměru a základních rozměrů.

Zadané hodnoty:

- výkon jednoho trakčního motoru cca 340 kW
- průměr kola (opotřebované) $D = 850$ mm
- rychlost $v = 140$ km/h
- účinnost šikmého převodu $\eta = 0,98$
- maximální otáčky motoru $n = 4\,200$ ot/min

Během provozu mohou maximální otáčky vlivem opotřebení klesat, proto je dále uvažováno s maximálními otáčkami 4000 ot/min.

Vypočtené hodnoty:

$$O = \pi \cdot D = \pi \cdot 850 = 2670,354 \text{ mm} = \underline{\underline{2,670 \text{ m}}}$$

Výstupní otáčky

$$n_K = \frac{v}{O} = \frac{140 \cdot 10^3}{2,67 \cdot 60} = \underline{\underline{873,792 \text{ ot/min}}}$$

Teoretický převod

$$i_{teor} = \frac{n_M}{n_K} = \frac{4000}{873,92} = \underline{\underline{4,578}}$$

Počet zubů

$$\log 4,577493 = 0,66063 \Rightarrow \frac{z_2}{z_1} = \frac{73}{16}$$

Skutečný převod

$$i_{skut} = \frac{73}{16} = \underline{\underline{4,5625}}$$

Skutečné výstupní otáčky a rychlost

$$n_{výstup} = \frac{n_M}{i} = \frac{4000}{4,5625} = 864,865 \text{ ot/min} = \underline{\underline{14,414 \text{ ot/s}}}$$

$$v = n \cdot O = 14,414 \cdot 2,670 = 38,4915 \text{ m/s} = \underline{\underline{138,570 \text{ km/h}}}$$

Odchylka skutečného převodu od teoretického je 1,022 %.

Momenty

- vstupní

$$P_{vstup} = M_{kvstup} \cdot \omega = M_{kvstup} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60}$$

$$\Rightarrow M_{kvstup} = P_{vstup} \cdot \frac{60}{2 \cdot \pi \cdot n} = 340000 \cdot \frac{60}{2 \cdot \pi \cdot 4000} = \underline{\underline{811,690 \text{ Nm}}}$$

- výstupní

$$i_{skut} = \frac{M_{kvýstup}}{M_{kvstup} \cdot \eta}$$

$$\Rightarrow M_{kvýstup} = i_{skut} \cdot M_{kvstup} \cdot \eta = 4,625 \cdot 811,690 \cdot 0,98 = \underline{\underline{3629,269 \text{ Nm}}}$$

Modul

volím: úhel sklonu zubů	$\beta = 12^\circ$
Bachova konstanta	$c = 10$
relativní šířka zubu	$\psi = 12$

$$m = 7,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{k\ vst\up} \cdot \cos \beta}{c \cdot \psi \cdot z_{past}}} = 7,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{811,690 \cdot \cos 12}{10 \cdot 12 \cdot 16}} = \underline{\underline{5,588\text{mm}}}$$

\Rightarrow vybírám nejbližší normalizovaný modul $\underline{\underline{m = 5,5\text{ mm}}}$

Šířka kola

$$b = \psi \cdot m = 12 \cdot 5,5 = \underline{\underline{66\text{mm}}}$$

Pomocí programu Autodesk Inventor 2012 jsou po zadání výše vypočtených hodnot navrženy jednotlivé rozměry a vypočtena zatížení na ozubená kola. Dále proběhl kontrolní výpočet a jsou určeny součinitelé bezpečnosti. Jako materiál pro výpočet byla zvolena slitinová ocel na odlitky ČSN 42 2719, označení podle složení 36Mn5. Celkový výpočet proběhl podle normy ČSN 01 4686:1988. Spočtené hodnoty jsou uvedeny v příloze.

Výsledky

Součinitel bezpečnosti v dotyku	S_H	1,231 ul	1,265 ul
Součinitel bezpečnosti v ohybu	S_F	1,558 ul	1,929 ul
Statická bezpečnost v dotyku	S_{Hst}	2,578 ul	2,650 ul
Statická bezpečnost v ohybu	S_{Fst}	3,270 ul	3,885 ul
Kontrolní výpočet		Kladný	

Tabulka 5: Součinitele bezpečnosti

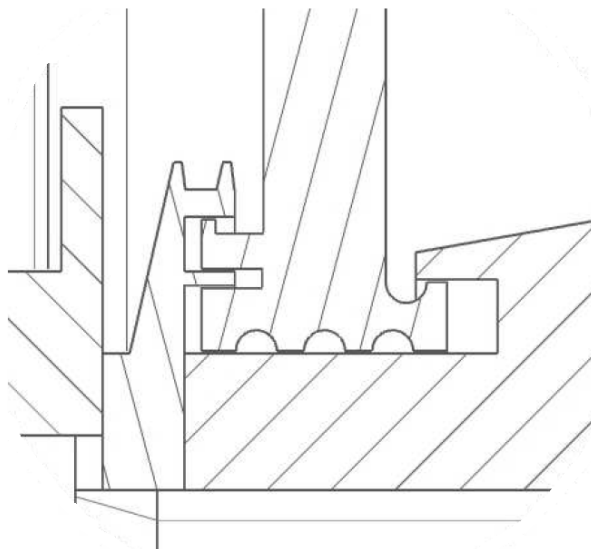
Z výše uvedené tabulky je patrné, že pevnostní výpočet soukolí vyšel kladně. Ze součinitelů bezpečnosti se dají zjistit dosažená napětí a to tak, že bychom podělili dovolené napětí součiniteli bezpečnosti.

Hřídel pastorku kuželového soukolí, kterou pohání kloubová hřídel, je uložena ve skříni převodovky pomocí dvou ložisek. Ložisko blíže pastorku přenáší hlavně radiální zatížení, proto zde bylo zvoleno válečkové ložisko s označením ČSN 02 4670 NJ313. Druhé ložisko musí zachycovat především síly v axiálním směru, zde bylo vybráno dvouřadé kuželíkové ložisko s označením ISO 355 A1 4CC-60x95x23. Ložiska musí být uložena tak, aby bylo zabráněno axiálnímu posunutí. Toho je dosaženo vhodným tvarováním skříně převodovky, vstupního hřídele a použitím rozpěrných kroužků.

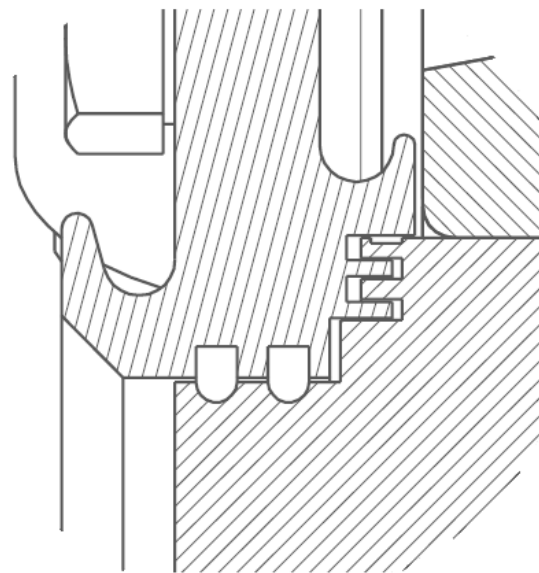
Pastorek zabírá s věncem ozubeného kola, který je z výrobních důvodů oddělen od náboje. Věnc a náboj k sobě spojuje 12 šroubů M12. Náboj ozubeného kola je nalisován na nápravu. Otočný pohyb mezi nápravou a převodovou skříní zajišťují dvě válečková ložiska s označením ČSN 02 4670 – NJ230 a NU103.

Důležitým konstrukčním uzlem v převodovce je těsnění, které musí zabraňovat úniku oleje ale také vniknutí prachu či vody do převodovky. Jelikož musí mít celý podvozek a tudíž i převodovka dlouhou životnost, používají výrobci kolejových vozidel výhradně bezkontaktní, nebo labyrintové těsnění. Mezi další výhodou těchto těsnění patří to, že jsou nezávislé na obvodových rychlostech. I tato navržená převodovka využívá kombinaci bezdotykového a

labyrintového těsnění. V souvislosti s tím, že je převodovka uložena na konci nápravy, můžeme říct, že má o jeden prostor, kde může olej unikat, oproti konvenčním převodovkám méně, což je při konstrukci převodovky velmi výhodné. Princip těsnění lze vidět na obrázcích 45 a 46 a její podstata spočívá v tom, že se tlak v jednotlivých komorách postupně snižuje až na tlak okolí. Pro ještě lepší těsnění se drážky vyplňují plastickým mazivem. Z vnější i vnitřní strany vík převodovky jsou vytvořeny drážky. Ty podporují těsnění, neboť z jedné strany usměrňují olej zpět do skříně a z druhé strany vodu (déšť) mimo samotné těsnění.



Obrázek 45: Těsnění vstupního hřídele



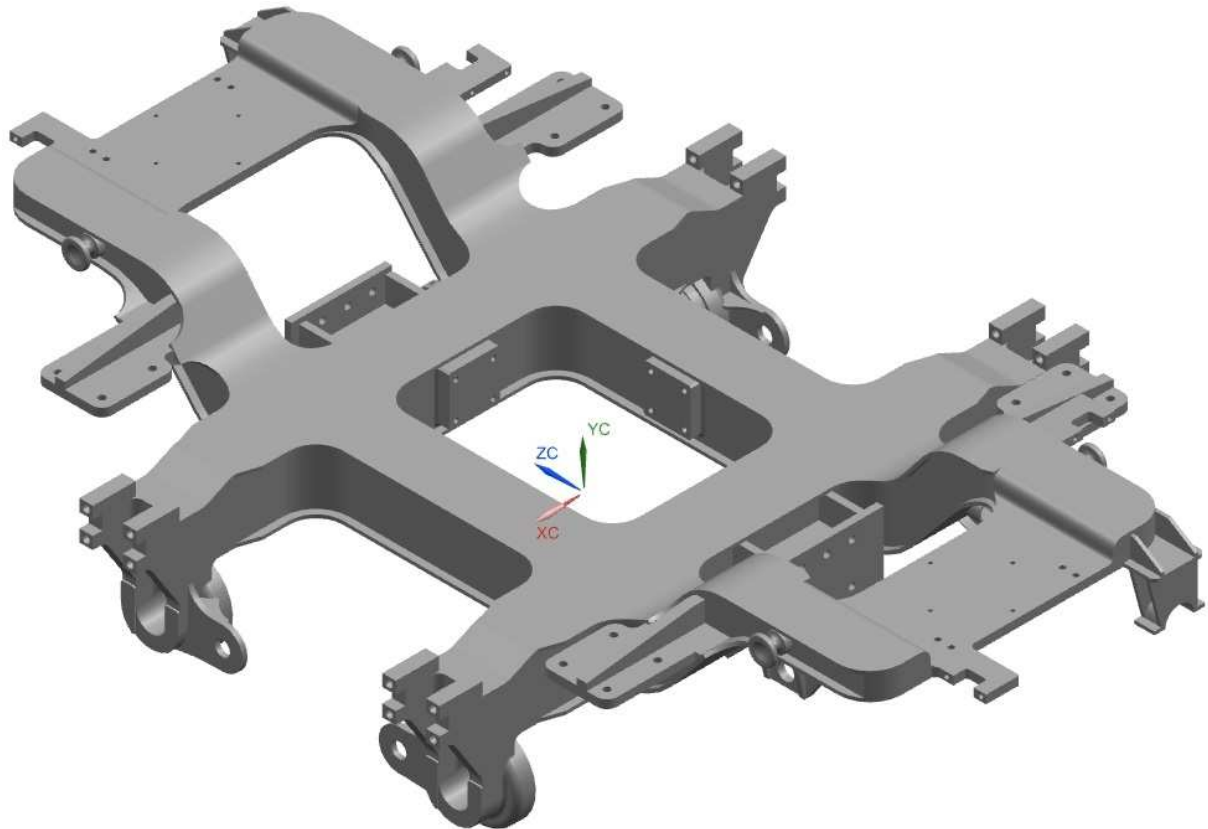
Obrázek 46: Těsnění výstupního hřídele

Jednotlivá ložiska a ozubená kola používají k mazání převodový olej. Ten je distribuován v převodové skříně pomocí brodění ozubeného kola a následným rozstříkem. Aby se olej nehromadil v oblasti hřídele pastorku, jsou ve skříně a kroužku pro uložení ložisek vytvořeny drážky, které odvádějí olej zpět do spodní části skříně, kde se shromažďuje. Skříně je doplněna v nejspodnější části vypouštěcí zátkou, dále indikátorem hladiny oleje, kterým lze kontrolovat správná hladina převodového oleje. V horní části nalezneme napouštěcí kanál a odvodušňovací ventil.

Převodová skříně je rozdělena šikmou dělící plochou na dva díly. Spojení zajišťuje 12 šroubů M18 a víka přichycena šrouby k hornímu i spodnímu dílu. Skříně je vytvořena jako odlitek z tvárné litiny. Na horním díle je navařena konzola pro uchycení k rámu. Uchycení k rámu zajišťuje podélná závěska s pryžovými kroužky, které umožňují určitý pohyb mezi rámem podvozku a převodovou skříní.

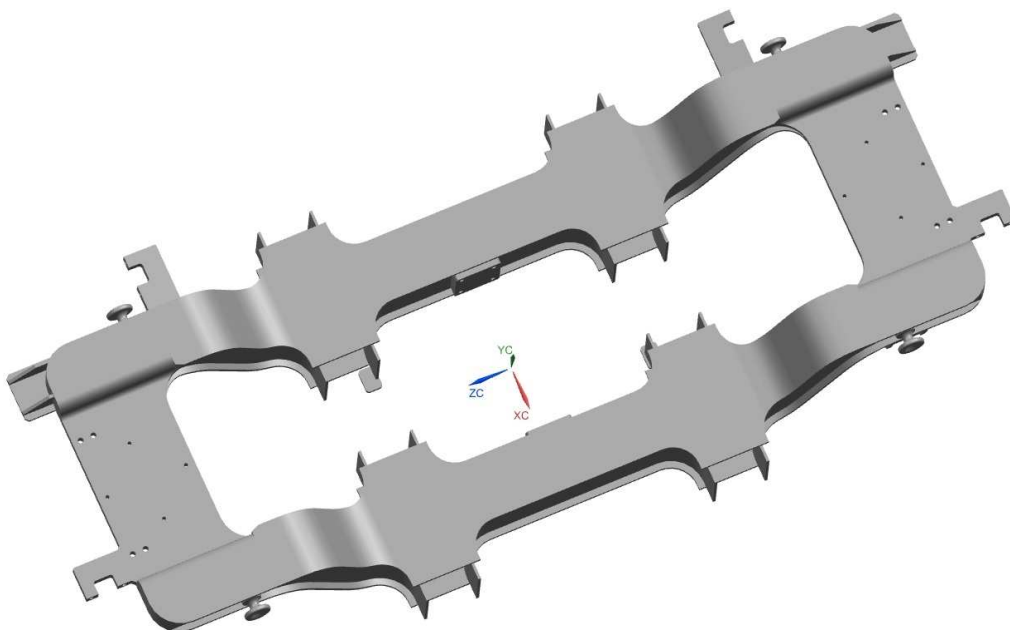
7.8. Rám podvozku

Rám podvozku je největší a velmi dynamicky zatěžovanou částí podvozku. Zajišťuje uchycení všech podvozkových komponent a přenos sil mezi nimi, skříní a kolejí. Proto musí být při návrhu na tyto požadavky brán ohled. Rám je složen ze dvou prohnutých příčníků, dvou středových podélníků a čtyř koncových podélníků.



Obrázek 47: Rám podvozku

Prohnuté příčníky jsou oproti konvenčním prodlouženy a jsou v oblasti uložení sekundárního vypružení spojeny deskou. Tvoří tak celistvou část rámu. Výroba příčníků je řešena svařováním plechů o různé tloušťce, což umožňuje dosažení nízké hmotnosti. Příčníky mají skříňový průřez, který se skládá ze dvou stojin o tloušťce plechu 8 mm a ze dvou pásnic o tloušťce 10 mm. Příčníky jsou doplněny výztužemi v oblasti prohnutých částí.

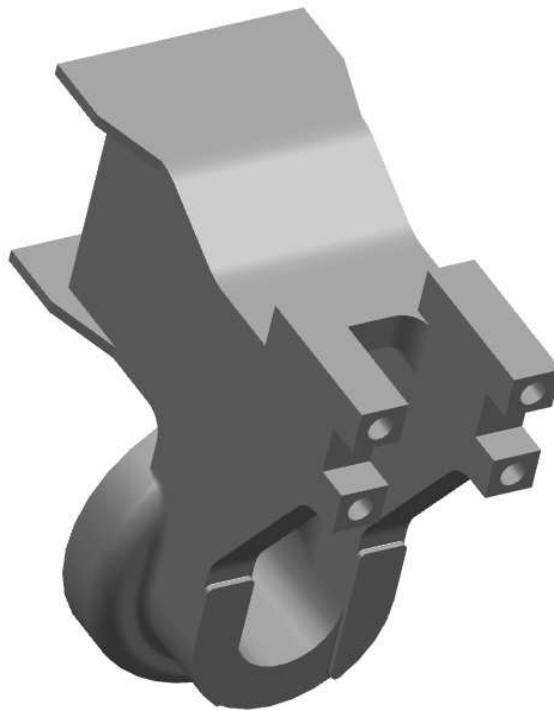


Obrázek 48: Příčníky

Důležité při návrhu svařovaného rámu je správná volba materiálu. Díky dynamickému zatěžování a dlouhé životnosti musí rám odolávat únavovému namáhání, a to i při velmi nízkých teplotách. Pro Českou republiku se uvádí teplota -40°C . Při nízkých teplotách nesmí klesnout vrubová houževnatost KCU pod 27 Jcm^{-2} , jinak by mohlo dojít ke křehkému lomu, což by mělo fatální následky. Z těchto důvodů byl vybrán materiál s označením podle EN S355J2G1W (1.8963), který má mez kluzu $\text{Re} = 355 \text{ MPa}$. [2]

Středové podélníky se nacházejí mezi příčnicí a navazují na ně svými stojinami a pásnicemi, mají také skříňový průřez. Podélníky jsou tedy znovu vyrobeny svařením ze stejného materiálu. Spojení mezi příčnicí a podélníky je vyřešen tím způsobem, že jsou vodorovné a svislé svary přesazeny o 50 mm a svařeny s podložkou.

Koncové podélníky nalezneme na druhé straně příčnicí, než jsou středové podélníky. Slouží k přichycení úhlové páky a k nesení pružin primárního vypružení. Koncové podélníky jsou na rozdíl od zbytku rámu vyrobeny odléváním, protože jsou tvarově složité a nevhodné k výrobě svařením. Jako materiál byla zvolena ocel na odlitky ČSN 42 2653. Přejít mezi příčnicí a podélníky je upraven tak, aby na sebe stěny navazovaly. Opět jsou vodorovné a svislé svary přesazeny o 50 mm a svařeny s podložkou.



Obrázek 49: Koncový podélník

Rám podvozku má díky dvěma příčnicím vyšší tuhost. V současnosti se můžeme nejčastěji setkat s podvozky s jedním hlavním příčnicí, u nichž je tuhost oproti navrženému rámu menší. V další kapitole je proveden pevnostní výpočet rámu podvozku pomocí analýzy metodou konečných prvků.

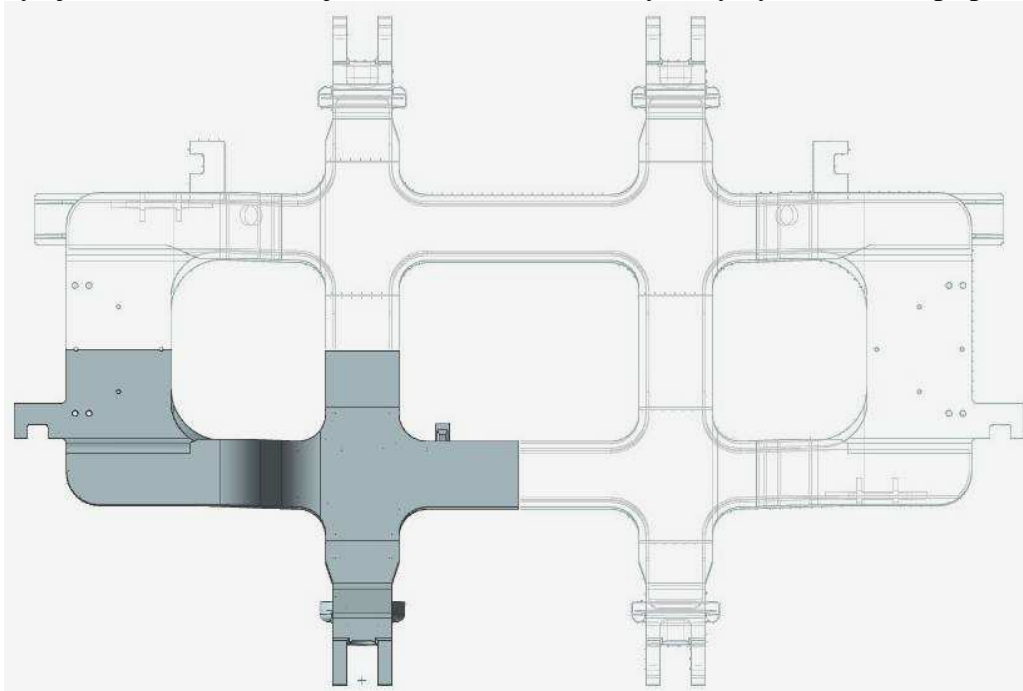
8. Pevnostní výpočet rámu pomocí analýzy metodou konečných prvků

8.1. Úvod do problému

Hlavním úkolem při řešení analýzy je zjistit napětí a deformace rámu podvozku pomocí výpočtového systému. Jelikož na rám působí v provozu mnoho statických i dynamických zatížení, není snadné jednoduše popsat jejich závislosti. Proto bylo vytvořeno legislativami a normami náhradní spektrum zatížení, kterým podvozek při výpočtu zatěžujeme. Pro Evropu je využívána norma EN 13749, s českým ekvivalentem ČSN EN 13749. Tato norma rozděluje podvozky do jednotlivých kategorií a stanovuje, jakými způsoby zatížení je podvozek namáhán. Obecně můžeme zatížení rámu rozdělit na vnitřní a vnější. Vnitřní zatížení vyvolávají komponenty připevněné k rámu. Jedná se například o trakční motor, brzdy, tlumiče a podobně. Vnější zatížení je způsobeno jízdou po trati. Jde například o gravitační a dynamické síly, dále síly způsobené jízdou obloukem, přes nerovnosti a tak dále. Zatížení podvozků je rozděleno do dvou skupin, a sice provozní a mimořádné pro dva typy výpočtů, statický a dynamický. Norma stanovuje pro podvozky v kategorii B-I a B-II celkem 17 zatěžovacích stavů. [2]

Podle normy spadá navržený podvozek do kategorie B-II – Hnací a běžné podvozky osobních vozů provozovaných na příměstských a meziměstských tratích [2]. Z důvodu rozsáhlosti práce a po domluvě s vedoucím práce je proveden pouze výpočet vnějšího zatížení rámu, které je způsobené hmotností neseného vozidla s nákladem. Pro výpočet pomocí metody konečných prvků byl vybrán systém NX 7.5 s řešičem Nastran.

Rám podvozku je víceméně symetrický podle dvou na sebe kolmých os, proto ho můžeme podle těchto os zjednodušit. Dále byly odstraněny konzoly pro uchycení jednotlivých komponent. Zjednodušením geometrie dosáhneme kratší doby výpočtu, jelikož součást bude mít menší počet konečných prvků, tedy menší počet řešených rovnic. Okrajové podmínky musí zůstat stejné, zatížení však musíme rovnoměrně k zjednodušení geometrie zmenšit. Výsledky zjednodušeného a nezjednodušeného modelu by měly být v ideálním případě stejné.



Obrázek 50: Zjednodušení modelu

8.2. Diskretizace modelu

Po diskretizaci modelu by měl být tvar shodný jako předtím. Toho docílíme vhodným sítováním a velikostí prvků. Pro další zpřesnění výsledků musí být v oblastech očekávaných gradientů napětí koncentrace prvků v síti zvětšena. Toho je docíleno zpětnou vazbou a úpravě sítě po prvním výpočtu. Při zvyšování koncentrace prvků v síti navyšujeme počet řešených rovnic, a proto musíme volit tuto úroveň zvýšení koncentrace prvků s opatrností, aby nebyla výpočetní doba příliš velká.

V oblastech přechodu mezi jednotlivými částmi rámu je vytvořena mapovaná 2D síť. Tímto dosáhneme toho, že uzly prvků jednotlivých částí v přechodu budou identické a zvětší se tak celková kvalita sítě. Pro diskretizaci modelu byly nastaveny s následujícími parametry:

Příčnick

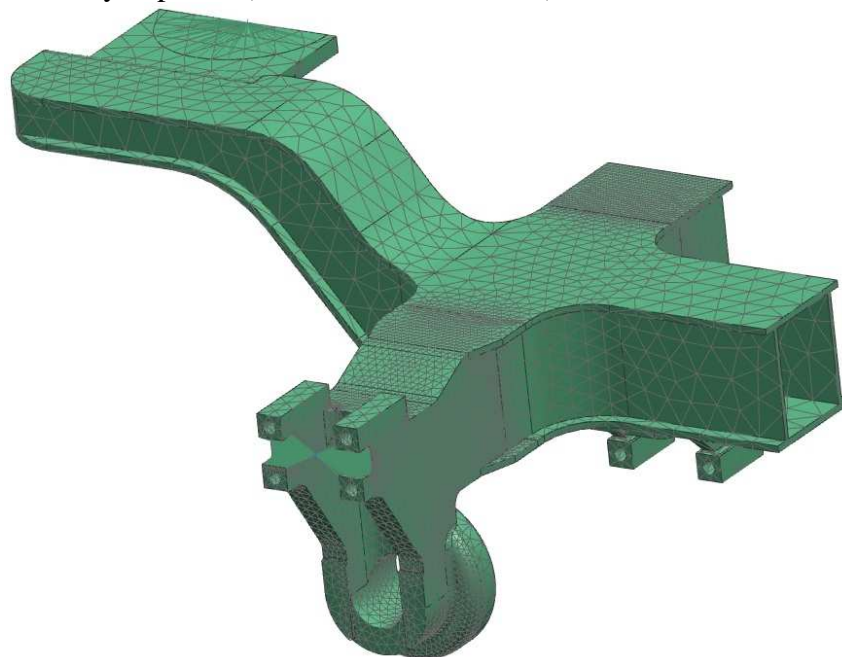
Typ prvků: CTETRA (10) – čtyřstěn s mezi uzly
Velikost prvku: 48 mm
Maximální Jakobián: 10
Povrchové zakřivení založené na změně velikosti: 55
Míra růstu elementu skrz objem: 70
Tolerance malých prvků (% z velikosti elementu): 0

Středový podélník

Typ prvků: CTETRA (10) – čtyřstěn s mezi uzly
Velikost prvku: 25 mm
Maximální Jakobián: 10
Povrchové zakřivení založené na změně velikosti: 70
Míra růstu elementu skrz objem: 70
Tolerance malých prvků (% z velikosti elementu): 0

Koncový podélník

Typ prvků: CTETRA (10) – čtyřstěn s mezi uzly
Velikost prvku: 30 mm
Maximální Jakobián: 10
Povrchové zakřivení založené na změně velikosti: 80
Míra růstu elementu skrz objem: 70
Tolerance malých prvků (% z velikosti elementu): 0



Obrázek 51: Model rozdělený na konečné prvky

8.3. Materiál

Rám podvozku se skládá ze dvou materiálů. Příčnický a středový podélník jsou vytvořeny z materiálu S355. Koncový podélník je odlit z oceli na odlitky ČSN 42 2653.

Parametry pro ocel S355:

$$R_e = 355 \text{ MPa}$$

$$\sigma_t = 470 - 630 \text{ MPa}$$

$$\text{Modul pružnosti } E = 2.0694 \cdot 10^{11} \text{ Pa}$$

$$\text{Poissonovo číslo } \nu = 0,298$$

$$\text{Hustota } \rho = 7829 \text{ kg/m}^3$$

Parametry pro ocel na odlitky ČSN 42 2653:

$$R_e = 260 \text{ MPa}$$

$$\sigma_t = 500 \text{ MPa}$$

$$\text{Modul pružnosti } E = 2.1 \cdot 10^{11} \text{ Pa}$$

$$\text{Poissonovo číslo } \nu = 0,3$$

$$\text{Hustota } \rho = 7800 \text{ kg/m}^3$$

8.4. Okrajové podmínky

Okrajovými podmínkami myslíme uchycení součásti v prostoru. Jelikož je model zjednodušený, musíme přidat takové okrajové podmínky, aby byly v souladu s počátečním modelem. Toho docílíme přidáním symetrické vazby na všechny plochy, podle kterých byl model zjednodušen. Dále musíme stanovit takové okrajové podmínky, jak by se podvozek choval při reálném zatížení. Ideálním případem by bylo, kdyby se nasimulovalo zatížení celého podvozku se všemi komponentami, přičemž by byl posazen na koleje a ze shora by na něj působila tíha skříně vozidla. Takovéto vytvoření simulace by bylo velmi náročné jak při sestavování úlohy, tak při samotném výpočtu, kde by odhadovaná délka výpočtu přesahovala hodiny, možná dny.

Z těchto důvodů je rám podvozku uchycen zjednodušeným způsobem a to tak, že mu jsou odebrány všechny stupně volnosti v místě do sedu sekundárního vypružení. Při takto nadefinovaných okrajových podmínkách musí být zatěžování rámu provedeno obráceným způsobem, než se děje ve skutečnosti. Síly od tíhy skříně působí na koncích podélníků směrem nahoru. Tímto dosáhneme reálných výsledků. Kdybychom chtěli rám vetknout opačným způsobem, tedy na konci podélníků, byly by mu odebrány takové stupně volnosti, že by deformace rámu neprobíhala podle skutečnosti.

8.5. Zatížení

Jak již bylo řečeno v úvodu této kapitoly, jako zatížení rámu podvozku uvažujeme pouze od vnějších sil, a to konkrétně pouze od tíhových sil skříně. Norma ČSN EN 13749 stanovuje velikost i umístění sil potřebných pro analýzu. Norma dále uvádí dvě skupiny zatížení, mimořádné a normální provozní zatížení. Analýza metodou konečných prvků je provedena pro obě dvě skupiny. Dále jsou stanoveny zatěžovací síly určené normou.

8.5.1. Mimořádné zatížení

- Svislá síla

$$F_{z1\max} = \frac{F_{z\max}}{2} = \frac{1,4 \cdot g \cdot (M_v + P_1 - 2 \cdot m_p)}{4} = \frac{1,4 \cdot 9,81 \cdot (28500 + 7488 - 2 \cdot 7200)}{4} = 74122,398 N$$

M_v – hmotnost vystrojeného vozidla

P_1 – mimořádné zatížení

$$P_1 = \frac{98 \cdot m_c + 110 \cdot m_c}{2} \cdot g = \frac{98 \cdot 72 + 110 \cdot 72}{2} \cdot 9,81 = 7488 kg$$

m_v – hmotnost podvozku

$F_{z\max}$ – celková svislá síla na podvozek

Tento vzorec uvažuje dynamické účinky tím, že svislé zatížení násobí dynamickou přírážkou, která je dána normou.

- příčná síla

$$F_{y1\max} = \frac{F_{y\max}}{2} = 10^4 + \frac{(M_v + P_1) \cdot g}{12} = 10^4 + \frac{(28500 + 7488) \cdot 9,81}{12} = 39420,19 N$$

- síla na kosení rámu

$$F_{x1\max} = 0,1 \cdot (F_{z\max} + m_p \cdot g) = 0,1 \cdot (296489,592 + 7200 \cdot 9,81) = 36712,159 N$$

- všechny síly působí ve svých určených směrech a mají působiště v místě uchycení úhlové páky k rámu, kde byla vytvořena růžice z RBE3 prvků.

8.5.2. Normální provozní zatížení

- Svislá síla

$$F_{z1} = \frac{F_z}{2} = \frac{g \cdot (M_v + 1,2 \cdot P_2 - 2 \cdot m_p)}{4} = \frac{9,81 \cdot (28500 + 1,2 \cdot 7488 - 2 \cdot 7200)}{4} = 56617,434 N$$

- příčná síla

$$F_{y1} = \frac{F_y}{2} = \frac{F_z}{4} + \frac{m_p \cdot g}{8} = \frac{113234,868}{4} + \frac{7200 \cdot 9,81}{8} = 37137,717 N$$

- síla na kosení rámu

$$F_{x1\max} = 0,05 \cdot (F_z + m_p \cdot g) = 0,05 \cdot (113234,868 + 7200 \cdot 9,81) = 9193,343 N$$

- umístění sil a jejich směr je stejný jako sil mimořádného zatížení

8.5.3. Přídavné síly

Pro komplexnější pevnostní analýzu rámu jsou do výpočtu přidány ještě zatížení od tažných sil, od primárního vypružení a od tíhové síly rámu podvozku.

- Zatížení od tažných sil

$$F_t = \frac{g \cdot (M_v + P_2)}{4} \cdot f = \frac{9,81 \cdot (28500 + 7488)}{4} \cdot 0,3 = 26478,171 N$$

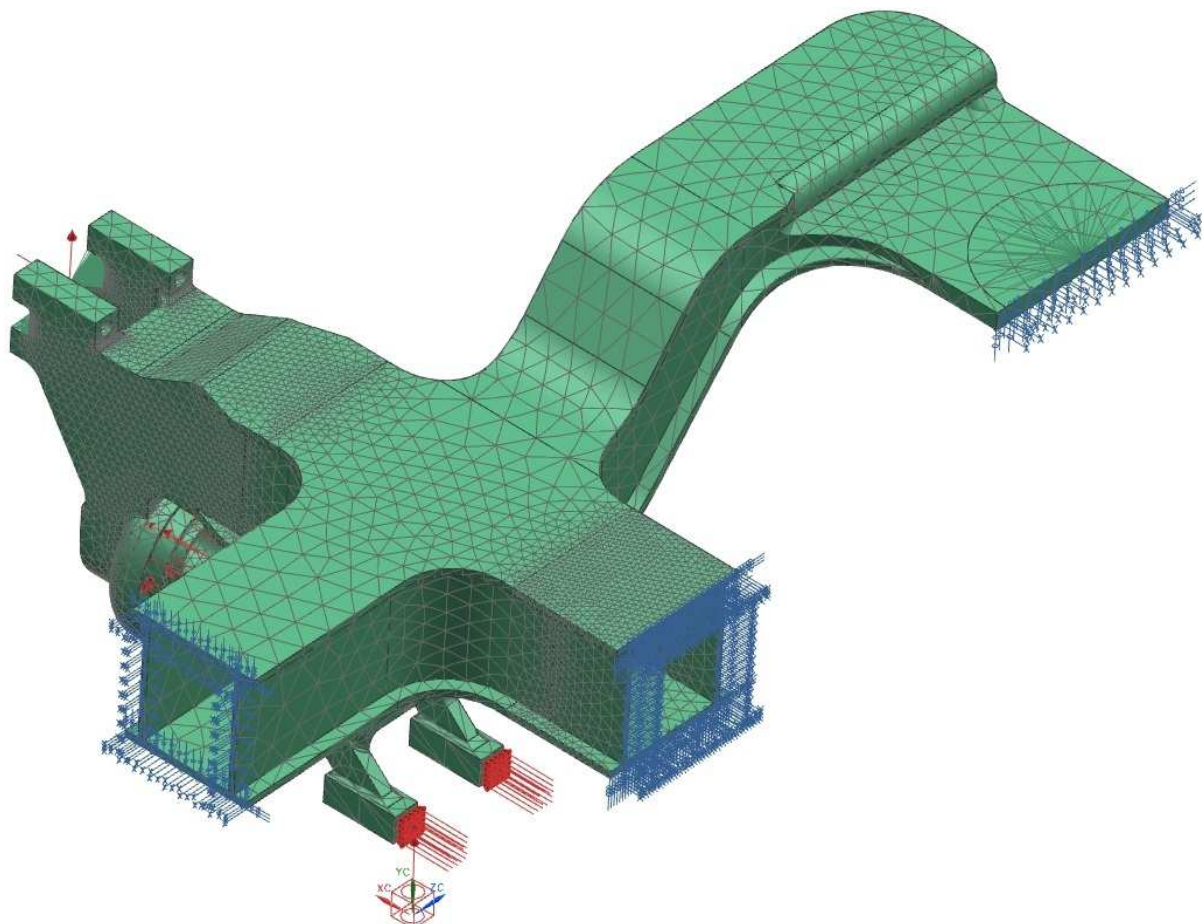
- působí v místě připevnění lemniskátového mechanismu k rámu.

- Zatížení od primárního vypružení

$$F_p = \frac{g \cdot (M_v + P_2)}{6} = \frac{9,81 \cdot (28500 + 7488)}{6} = 58840,38N$$

- tato síla tvoří silovou dvojici, kdy jedna síla působí na plochy rámu, kde jsou uloženy pružiny primárního vypružení, a druhá síla účinkuje opačným směrem v místě připevnění úhlové páky k rámu.
- Zatížení od tíhové síly rámu podvozku
 - protože jsou okrajové podmínky stanoveny opačně než v reálu, musí i gravitační síla působit opačným směrem. Kdyby síla účinkovala směrem dolů, zmenšovala by celkové zatížení, což by bylo nevhodné.

Jelikož je rám zjednodušený podle dvou os, musí být i některé síly na něj působící žádoucím způsobem zmenšeny. Zatížení od svislé síly účinkuje ve skutečnosti na plochu uložení sekundárního vypružení. Protože touto plochou prochází jedna ze dvou rovin symetrie, musí být síla poloviční. Poloviční musí být i příčná síla, která působí na celé dvojkolí. V zjednodušeném modelu je však druhou rovinou symetrie dvojkolí rozděleno na dvě poloviny a příčná síla musí být proto o polovinu zmenšena.

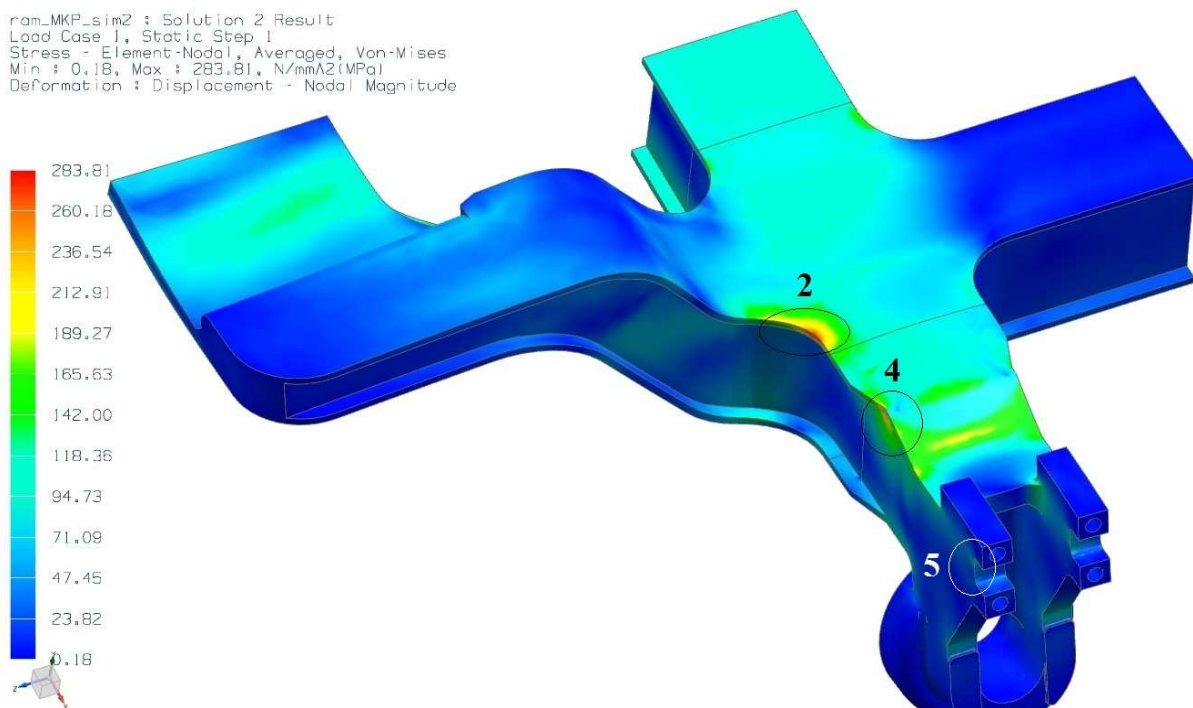


Obrázek 52: Okrajové podmínky a zatížení modelu

8.6. Výsledky

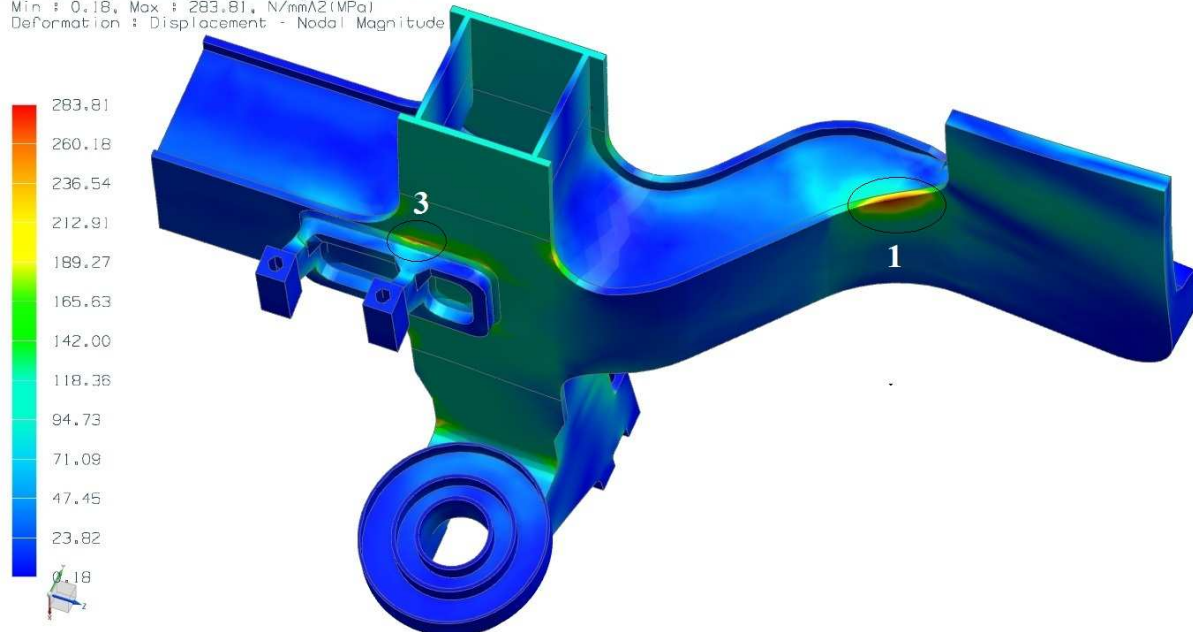
8.6.1. Mimořádně zatížení

ram_MKP_sim2 : Solution 2 Result
Load Case 1, Static Step 1
Stress - Element-Nodal, Averaged, Von-Mises
Min : 0,18, Max : 283,81, N/mm²(MPa)
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Obrázek 53: Průběh napětí podle hypotézy Von-Mises – pohled shora

ram_MKP_sim2 : Solution 2 Result
Load Case 1, Static Step 1
Stress - Element-Nodal, Averaged, Von-Mises
Min : 0,18, Max : 283,81, N/mm²(MPa)
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Obrázek 54: Průběh napětí podle hypotézy Von-Mises – pohled zdola

Z výše uvedených obrázků můžeme pozorovat, že po analýze metodou konečných prvků vzniklo více míst, kde je gradient napětí. Největší napětí v modelu se nachází na přechodu mezi příčnickem a deskou pro sekundární vypružení (1). Zde napětí dosahuje velikosti přibližně 284 MPa. Materiál v tomto místě je namáhán na kombinaci ohybu a tahu.

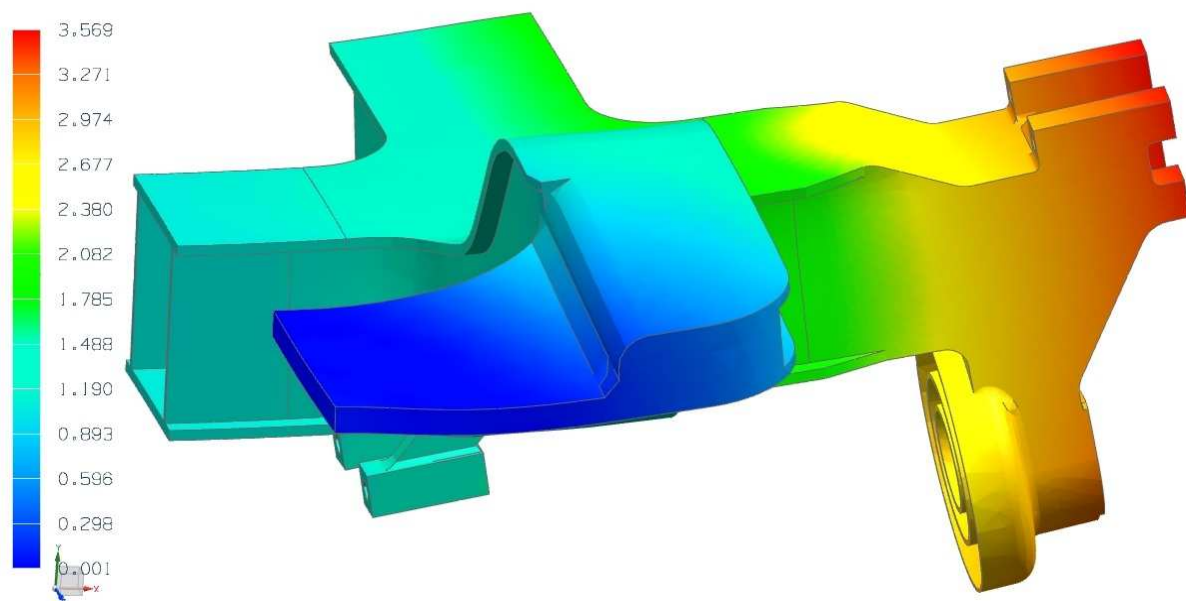
Hodnoty napětí do 280 MPa nalezneme v rádiusu horní pásnice v místě přechodu mezi příčným a podélníkem (2).

Další gradient napětí najdeme ve svaru, kterým je spojena konzola pro uchycení lemniskátového mechanismu s rámem podvozku (3). Zde má maximální napětí velikost 264,3 MPa a toto místo se tak stává nebezpečným místem rámu podvozku z hlediska vzniku trhlin. Protože svar snižuje pevnost materiálu v tepelně ovlivněné oblasti, musí zde být proto větší koeficient bezpečnosti.

Z obrázku 53 lze dále vidět, že následující oblast se zvýšeným napětím se nachází v koncovém podélníku (4). V této oblasti, kterou nalezneme na vnitřní ploše tam, kde přechází plný materiál do zakončení skříňovým profilem, dosahuje napětí hodnot do 256,1 MPa.

Poslední výrazný gradient napětí nalezneme v místě zatížení (5) a má hodnotu 257,8 MPa. Ten je však vyvolán způsobem zatížení, kdy RBE3 prvky růžice jsou pevně přichyceny k jednotlivým uzlům sítě. To má za následek během zatěžování tahání jednotlivých uzlů sítě, což není reálné. Ve skutečnosti je úhlová páka přichycena pomocí šroubů a dosedací plochy rámu a úhlové páky nejsou spolu pevně spojeny. Proto by bylo ve skutečnosti napětí mnohem menší a můžeme ho tak zanedbat.

```
ram_MKP_sim2 : Solution 2 Result  
Load Case 1, Static Step 1  
Displacement - Nodal, Magnitude  
Min : 0.000, Max : 3.569, mm  
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude
```

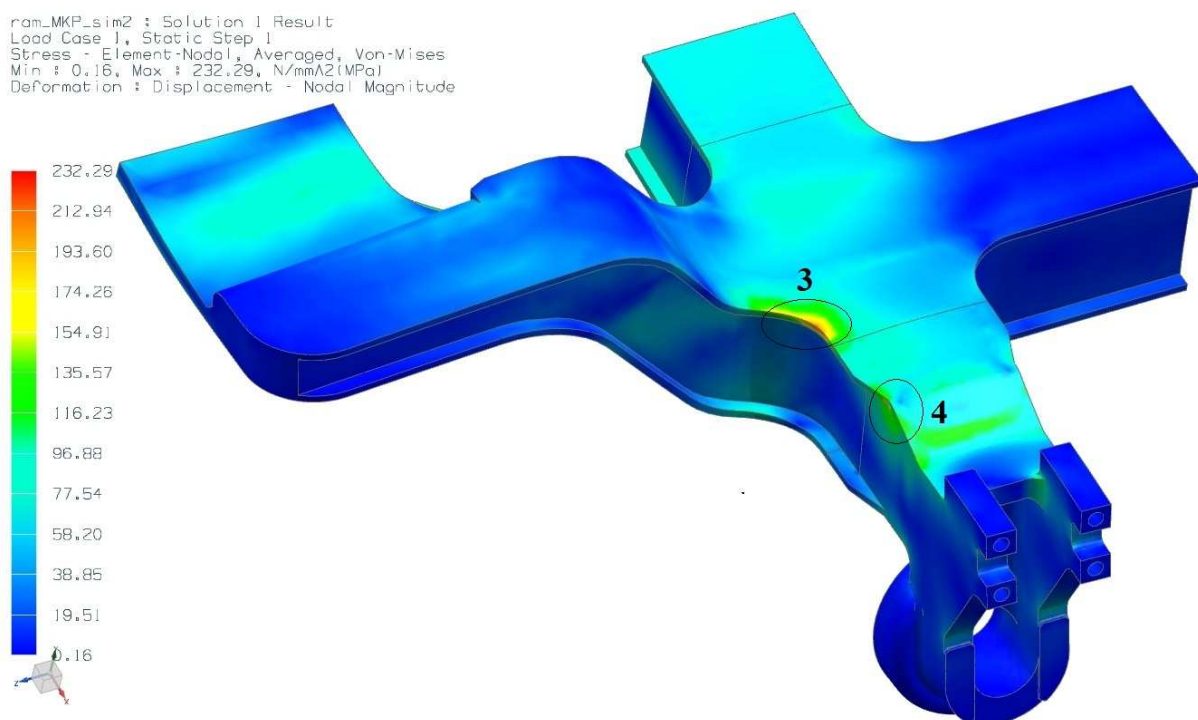


Obrázek 55: Deformace modelu

Z obrázku nahoře lze vyzorovat deformaci modelu po zatížení, která je pro názornost zvětšená měřítkem. Největší deformaci nalezneme v místě připevnění úhlové páky. Zde je celkový posuv přibližně 3,6 mm. Z hlediska celkové velikosti rámu se jedná o přijatelnou hodnotu.

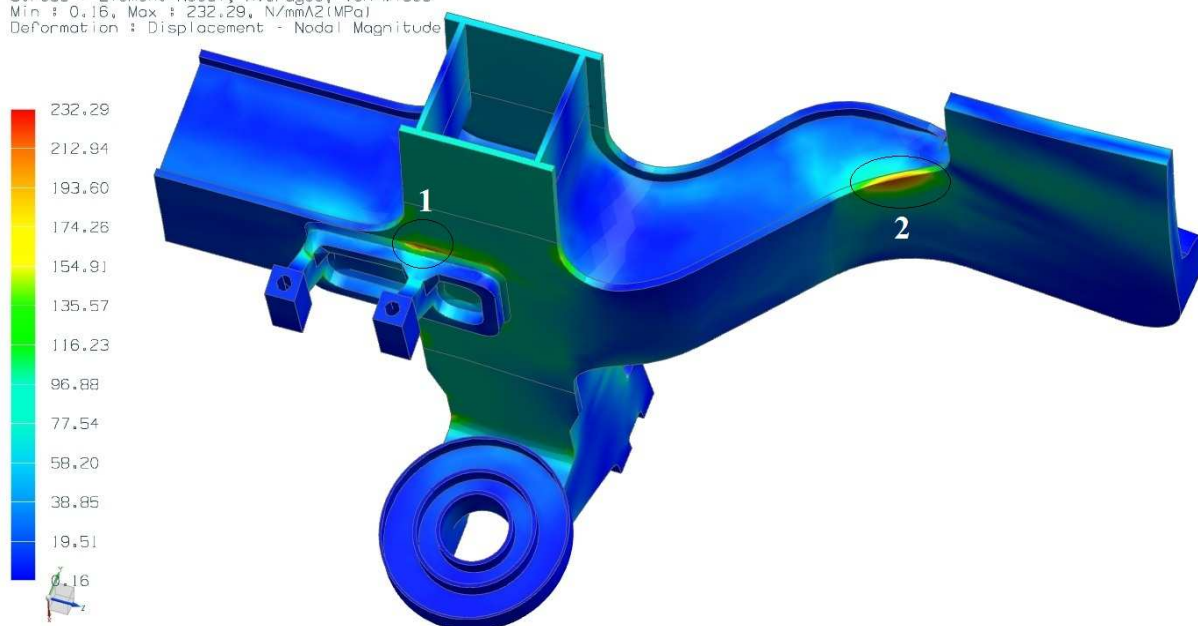
8.6.2. Normální provozní zatížení

ram_MKP_sim2 : Solution 1 Result
Load Case 1, Static Step 1
Stress - Element-Nodal, Averaged, Von-Mises
Min : 0,16, Max : 232,29, N/mm²(MPa)
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Obrázek 56: Průběh napětí podle hypotézy Von-Mises – pohled shora

ram_MKP_sim2 : Solution 1 Result
Load Case 1, Static Step 1
Stress - Element-Nodal, Averaged, Von-Mises
Min : 0,16, Max : 232,29, N/mm²(MPa)
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



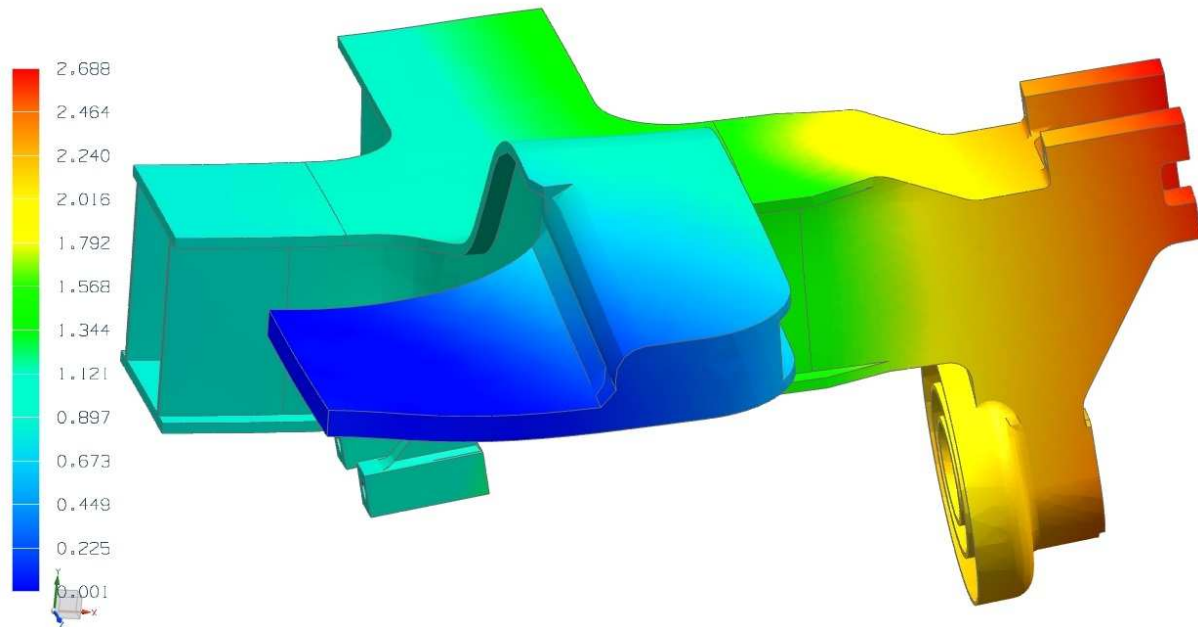
Obrázek 57: Průběh napětí podle hypotézy Von-Mises – pohled zdola

Z výše uvedených obrázků je patrné, že gradienty napětí nalezneme ve stejných místech. Jejich maxima však mají menší hodnotu, což je dáno menším zatížením. Největší napětí v modelu však najdeme jinde než při mimořádném zatížení. Nachází se ve svaru (1), kterým je spojena konzola pro uchycení lemniskátového mechanismu s rámem podvozku. Hodnota napětí zde dosahuje velikosti 232,3 MPa.

Druhý největší gradient napětí nalezneme na přechodu mezi příčnickem a deskou pro sekundární vypružení (2). Zde má maximální napětí velikost 218,1MPa. V oblasti přechodu

(3) mezi příčnickem a podélníkem je největší napětí pod 214 MPa. V koncovém podélníku v oblasti, kterou nalezneme na vnitřní ploše tam, kde přechází plný materiál do zakončení skříňovým profilem (4), dosahuje napětí hodnot do 180 MPa.

ram_MKP_sim2 : Solution 1 Result
Load Case 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Magnitude
Min : 0,000, Max : 2,688, mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Obrázek 58: Deformace modelu

Z obrázku nahoře můžeme pozorovat deformaci modelu po zatížení. Největší deformaci nalezneme opět v místě připevnění úhlové páky. Zde je celkový posuv přibližně 2,7 mm. Z hlediska celkové velikosti rámu se jedná rovněž o přijatelnou hodnotu.

8.7. Vyhodnocení úlohy

Z výsledků pro obě zatížení teda jak mimořádným, tak normálním provozním, lze vidět, že je model namáhán v celku rovnoměrně. O čemž svědčí více gradientů napětí s přibližně stejnými maximálními napětími. Z těchto důvodů lze usuzovat, že byl rám podvozku navržen správně.

Při mimořádném zatížení bylo dosaženo maximálního napětí 283,8 MPa, což splňuje pevnostní podmínku s koeficientem bezpečnosti 1,25, přičemž mez kluzu je 355 MPa. U koncového podélníku, který je vyroben z materiálu s mezí kluzu 260 MPa, má největší napětí hodnotu 256,1 MPa. I zde je splněna pevnostní podmínka ale pouze s bezpečností 1,02.

Mimořádného zatížení se v provozu téměř nedosáhne, proto je pro nás více směrodatné normální provozní zatížení. Zde bylo dosaženo maximálního napětí 232,2 MPa. Koeficient bezpečnosti je poté 1,53. Nevýhodou je, že toto napětí nalezneme v místě svaru, kde musí být bezpečnost větší než pro zbytek rámu. U koncového podélníku je největší napětí rovno 180 MPa. Koeficient bezpečnosti je tak 1,44.

Z těchto výsledků lze vidět, že pevnostní podmínka byla splněna u obou typů zatížení, u prvního však pouze s malým koeficientem bezpečnosti. Ten bychom mohli zvednout volbou pevnějšího materiálu nebo změněním konstrukce, či místním vyztužením.

9. Technicko-ekonomické zhodnocení

Při návrhu trakčního podvozku pro nízkopodlažní elektrickou jednotku musely být splněny všechny požadavky, ať již stanovené v zadání, obecně předpokládané, či požadavky stanovené normami. Mezi požadavky specifikovanými v zadání patří, že výkon jednoho trakčního motoru má být přibližně 300 kW a podvozek by měl dosahovat maximální rychlosti 140 km/h. Tyto požadavky byly splněny. V návrhu byl vybrán trakční motor o výkonu 340 kW, což přináší i velmi dobrou akceleraci, která je u elektrických jednotek zvláště potřebná. Správným převodováním otáček motoru v převodovce je dosaženo požadované maximální rychlosti. Pro zatěžovací výpočty byla po konzultaci vybrána regionální jednotka Talent 643.2 od firmy Bombardier.

Mezi velmi důležité parametry v obecně předpokládaných požadavcích patří komfort cestujících a výborné jízdní vlastnosti. Úroveň splnění těchto parametrů lze těžké určit a nejlépe bychom je zjistili až v provozu. Nicméně použití pneumatického sekundárního vypružení, které je situováno co nejdále od sebe, a využití šroubových pružin v primárním vypružení nám ze zkušeností říká, že u podvozku budou nároky týkající se komfortu a výborných jízdních vlastností splněny.

Největší částí podvozku je rám. Ten je z velké části vyráběn svařováním ocelových plechů, což patří mezi konvenční způsob výroby. Svařovaný rám doplňuje řada odlévaných částí, ke kterým patří koncové podélníky a různě tvarované konzoly pro uchopení komponent. Výroba odlévaných částí rámu je finančně náročnější, ale pro levnější svařování nejsou tyto prvky tvarově vhodné a některé téměř nevyrobitelné. Jelikož má rám originální tvar, musely by se vytvořit tvarové přípravky pro svařování. Tento problém však při výrobě nastává u většiny tvarově nových rámu. U rámu byly provedeny některé pevnostní výpočty stanovené normou. Při zadání rámu do výroby by musely být provedeny všechny zatěžovací stavy stanovené normou.

Díky kratším nápravám, které mají i menší průměry, a také díky kratším podélníkům byla snížena celková hmotnost podvozku o více než jednu tunu než u konvenčních podvozků. To přináší velké úspory materiálu při výrobě, ale také úspory energie během provozu, co se týče rozjezdu či brzdění. Dále jsou sníženy náklady na údržbu a opravy. A to díky umístění pohonu, který nalezneme vně kol. V případě poruchy pohonu není potřeba vyvazovat podvozek a zvedat přitom celou skříň.

Pro úplné využití potenciálu navrženého podvozku by pro něj musela být navržena i skříň, která by měla tvarovanou podlahu. Podlaha nad koly a pohonem by musela být zvýšena a podlaha mezi koly snížena. To přináší nutnost další inovace elektrické jednotky konkrétně tedy skříně. Inspiraci ve tvaru podlahy skříně lze najít u nejnovějších tramvají a tyto znalosti se dají při návrhu použít i pro železniční vozidla. Je to však spojeno s dalšími náklady na vývoj.

Náklady spojené s použitými komponentami jsou podobné jako při výrobě současných podvozků, jelikož jsou zde použity prakticky stejné komponenty. Jelikož se jedná o nový podvozek, potřeboval by k tomu, aby mohl jít do provozu, další testování jak z hlediska pevnostních výpočtů všech vyráběných komponent, tak z hlediska testování na standech, které by se týkalo například převodovky, nebo rámu podvozku. Tím bychom získaly provozní vlastnosti, ale také únavovou životnost. Všechny zkoušky nových podvozků jsou dány normami a jsou spojeny s dodatečným financováním, což je však nezbytné při výrobě jakéhokoliv nového podvozku.

10. Závěr

Výsledkem návrhu trakčního podvozku je originální řešení, které odstraňuje nedostatky současně používaných podvozků. Za hlavní výhody oproti konvenčním můžeme uvést snížení výšky podvozku mezi koly díky přesunutí pohonu o přibližně 200 mm na hodnotu 630 mm od temene kolejnice. To umožňuje snížit podlahu mezi koly a vytvořit tak 100% nízkopodlažní elektrickou jednotku, která bude mít po celé ploše bezbariérový přístup. Navržený podvozek má dále sníženou hmotnost díky vnitřnímu rámu s kratšími podélníky a nápravami s menšími průměry a délkou. Celková hmotnost dosahuje velikosti 7,2 tuny, což je více než o jednu tunu méně než u podvozků ve stejné kategorii. Tím se ušetří na výrobních nákladech, ale i při provozu. Mezi další výhody můžeme uvést zvýšení celkové stability jízdy, protože má podvozek dále od sebe uložené sekundární vypružení, a snadnou montáž, demontáž a kontrolu pohonu. Ta je zajištěna přesunutím pohonu vně kol a uložení motoru kolmo na nápravu. Při poruše pohonu již není potřeba vyvazovat podvozek a zvedat při tom celou skříň. Jednodušší je také utěsnění mazaných komponent, jelikož nápravová ložiska mají již těsnění od výrobce a převodová skříň má díky umístění na konci nápravy o jedno místo méně, kde může olej unikat.

Na konec bych chtěl ještě vyzdvihnout, že bylo použito originálního způsobu vedení dvojkolí a primárního vypružení. A i tvar rámu a umístění pohonu je originální a u železničních vozidel zatím nepoužitý.

11. Použitá literatura

11.1. Knižní publikace

- [1] HELLER, P., DOSTÁL, J. *Kolejová vozidla I*, Plzeň: ZČU, 2007, ISBN 978-80-7043-520-5
- [2] HELLER, P., DOSTÁL, J. *Kolejová vozidla II*, Plzeň: ZČU, 2009, ISBN 978-80-7043-641-7
- [3] HELLER, P., DOSTÁL, J. *Kolejová vozidla III*, Plzeň: ZČU, 2011, ISBN 978-80-261-0028-7

11.2. Kvalifikační práce

- [9] HRONÍK, Vlastislav. *Návrh Jacobsova podvozku: diplomová práce*. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, Fakulta strojní, 2012. 83 l., 3 l. příloh. Vedoucí diplomové práce Doc. Ing. Petr Heller, CSc.
- [21] PETRÁS, Jan. *Přehled elektrických lokomotiv světových výrobců: bakalářská práce*. Pardubice: Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera, 2008. 90 l., 10 l. příloh. Vedoucí bakalářské práce Doc. Ing. Jaromír Zelenka, CSc.

11.3. Publikace na internetu

- [4] *Vývoj a skladba osobní a nákladní dopravy* [online]. poslední aktualizace 21.9.2012 [cit.2013-04-13]. Dostupné z WWW: <<http://issar.cenia.cz/issar/page.php?id=1587>>
- [5] *Demografické stárnutí* [online]. [cit. 2013-04-13]. Dostupné z WWW: <http://www.demografie.info/?cz_starnuti>
- [6] *RegioJet na Slovensku nasadí jednotky Bombardier Talent* [online]. [cit. 2012-12-07]. Dostupné z WWW: <<http://www.zelpage.cz/zpravy/7980>>
- [7] *Steam locomotive IS20-317* [online]. poslední aktualizace 16.12.2011 [cit. 2012-12-07]. Dostupné z WWW: <http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/c/c5/Steam_locomotive_IS20-317.jpg>
- [8] VÁGNER, Jakub. HÁBA, Aleš. *Možnosti stanovení příčné tuhosti flexi-coil pružin* [online]. [cit. 2013-01-25]. Dostupné z WWW: <<http://www.cd rail.cz/vts/CLANKY/vts30/3008.pdf>>
- [10] *Talent 643.2* [online]. [cit. 2013-05-05]. Dostupné z WWW: <<http://www.bombardier.com/>>
- [11] *Bombardier Talent* [online]. poslední aktualizace 2.4.2013 [cit. 2013-02-03]. Dostupné z WWW: <http://de.wikipedia.org/wiki/Bombardier_Talent>
- [12] *Brzdová jednotka kotoučové brzdy* [online]. [cit. 2013-02-03]. Dostupné z WWW: <<http://www.dako-cz.cz/files/technicke-listy/brzdova-jednotka-kotoucove-brzdy-kb.png.pdf>>
- [13] *Bearing designs* [online]. [cit. 2013-02-10]. Dostupné z WWW: <<http://www.skf.com/binary/12-62740/RTB-1-04b-Bearing-designs---TBU.pdf>>
- [14] *Další vozy řady Shimmns typ 9-575.0 u ČD* [online]. poslední aktualizace 10.4.2005 [cit. 2013-02-10]. Dostupné z WWW: <<http://www.parostroj.net/katalog/nv/clanky/Shimmns/Shimmns-SKF.php3>>
- [15] *Kugelgelenke* [online]. [cit. 2013-02-012]. Dostupné z WWW: <<http://www.gmt-gmbh.de/>>

- [16] *Tlumiče* [online]. [cit. 2013-03-24]. Dostupné z WWW: <<http://www.st-os.cz/cz/tlumice/>>
- [17] *Air springs* [online]. [cit. 2013-01-16]. Dostupné z WWW: <<http://www.srsri.com/p546.aspx?CategoryID=35>>
- [18] *Product catalog 2012 Traction motors* [online]. [cit. 2013-01-23]. Dostupné z WWW: <<http://www.skoda.cz/cs/o-spolecnosti/spolecnosti-skoda/skoda-electric-as/Contents.2/0/E525F378620334383998389E0CC4EC64/resource.pdf>>
- [19] JOOS, Klaus. PFANNSCHMIDT, Bernd. *Rutschkupplung für zumindest ein Laufrad eines gleisgebundenen triebfahrzeugs* [online]. [cit. 2013-04-11]. Dostupné z WWW: <<http://www.google.com/patents/EP1872025B1?cl=de>>
- [20] *Gelenkwellenprogramm* [online]. [cit. 2013-01-29]. Dostupné z WWW: <<http://www.welte-group.com/>>

PŘÍLOHA č. 1

Výpočet ozubeného převodu

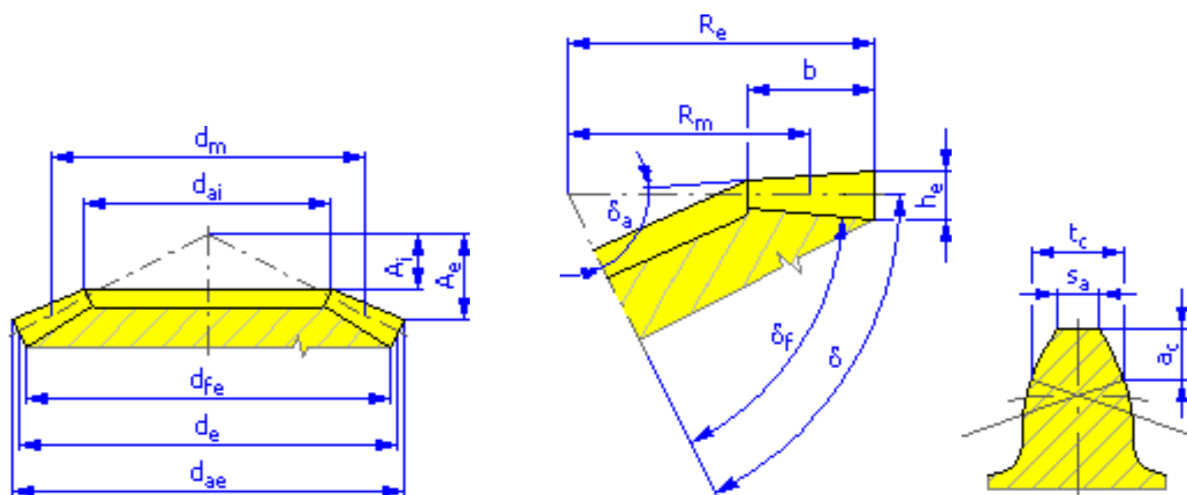
Společné parametry

Převodový poměr	i	4,5625 ul
Čelní modul	m_{et}	5,500 mm
Úhel sklonu	β	12,00 deg
Čelní úhel profilu	α_t	20,0000 deg
Úhel os	Σ	90,00 deg
Vnější normálový úhel profilu	α_{ne}	19,7169 deg
Střední normálový úhel profilu	α_{nm}	19,5966 deg
Základní úhel sklonu	β_b	11,2955 deg
Úhel sklonu zubů na konci	β_e	10,0511 deg
Modul	m	5,416 mm
Součinitel trvání záběru	ε	2,5441 ul
Součinitel záběru profilu	ε_α	1,7220 ul
Součinitel záběru kroku	ε_β	0,8221 ul
Zaručená boční vůle	j_{nmin}	0,063 mm
Mezní úchylka vzdálenosti os	f_a	0,030 mm
Mezní úchylka rovnoběžnosti os	f_x	0,0120 mm
Mezní úchylka rovnoběžnosti os	f_y	0,0060 mm
Virtuální převodový poměr	i_v	20,816 ul
Ekvivalentní středová vzdálenost	a_v	824,913 mm
Virtuální vzdálenost os	a_n	862,183 mm
Vněj. délka površky rozteč. kužele	R_e	205,515 mm
Délka površky na středním kuželu	R_m	172,515 mm

Parametry jednotlivých kol

		Kolo 1	Kolo 2
Počet zubů	z	16,000 ul	73,000 ul
Jednotkové posunutí	x	0,000 ul	-0,0000 ul
Jednotková změna tloušťky zubu	x_t	0,0000 ul	-0,0000 ul
Vnější roztečný průměr	d_e	88,000 mm	401,500 mm
Střední roztečný průměr	d_m	73,870 mm	337,030 mm
Hlavový průměr na konci	d_{ae}	98,745 mm	403,855 mm
Vnitřní hlavový průměr	d_{ai}	67,034 mm	274,159 mm
Vnější patní průměr	d_{fe}	75,106 mm	398,674 mm
Vzdálenost vrcholu	A_e	199,572 mm	38,628 mm
Vzdálenost vnitřního vrcholu	A_i	135,481 mm	26,223 mm
Úhel roztečného kužele	δ	12,3625 deg	77,6375 deg
Úhel hlavového kužele	δ_a	13,8955 deg	79,1705 deg
Úhel patního kužele	δ_f	10,5231 deg	75,7981 deg
Šířka ozubení	b	66,000 mm	
Šířkový poměr	b_r	0,3211 ul	
Výška hlavy zubu	a^*	1,0000 ul	1,0000 ul
Hlavová vůle	c^*	0,2000 ul	0,2000 ul
Zaoblení paty	r_f^*	0,3000 ul	0,3000 ul

Výška zubu	h_e	12,100 mm	12,100 mm
Vnější tloušťka zubu	s_e	8,639 mm	8,639 mm
Tloušťka zubu na tětivě	t_c	7,629 mm	7,629 mm
		-0,033 mm	-0,064 mm
		-0,083 mm	-0,120 mm
Výška hlavy zubu nad tětivou	a_c	4,112 mm	4,112 mm
Mezní úchylka sklonu zubu	F_β	0,0120 mm	0,0120 mm
Mezní obvodové házení ozubení	F_r	0,0280 mm	0,0400 mm
Mezní úchylka čelní rozteče	f_{pt}	0,0130 mm	0,0140 mm
Mezní úchylka základní rozteče	f_{pb}	0,0120 mm	0,0130 mm
Náhradní počet zubů	z_v	16,380 ul	340,969 ul
Ekvivalentní průměr stoupání	d_v	75,623 mm	1574,203 mm
Ekvivalentní vnější průměr	d_{va}	84,857 mm	1583,436 mm
Ekviv. průměr základní kružnice	d_{vb}	71,063 mm	1479,267 mm
Náhradní počet zubů	z_n	17,502 ul	364,335 ul
Virtuální roztečný průměr	d_n	79,040 mm	1645,326 mm
Virtuální hlavový průměr	d_{an}	88,274 mm	1654,559 mm
Virtuální průměr základní kružnice	d_{bn}	74,273 mm	1546,100 mm
Jednotková korekce bez zúžení	x_z	0,5655 ul	-9,0645 ul
Jednotková korekce bez podříznutí	x_p	0,0182 ul	-19,4894 ul
Jednot. posunutí s dovol. podříz.	x_d	-0,1489 ul	-19,6565 ul
Snížení hlavy zubu	k	0,0000 ul	0,0000 ul
Jednotková šířka hlavy zubu	s_a	0,6794 ul	0,8449 ul



Obr.: Rozměry ozubených kol

Zatížení

		Kolo 1	Kolo 2
Výkon	P	340,000 kW	333,200 kW
Otáčky	n	4000,00 rpm	876,71 rpm
Svěrný moment	T	811,690 N m	3629,270 N m
Účinnost	η	0,980 ul	
Obvodová síla	F_t	21976,278 N	

Normální síla	F_n	23848,613 N	
Radiální síla (směr 1)	F_{r1}	6813,157 N	6275,381 N
Radiální síla (směr 2)	F_{r2}	8813,328 N	-2850,398 N
Osová síla (směr 1)	F_{a1}	6275,381 N	6813,157 N
Osová síla (směr 2)	F_{a2}	-2850,398 N	8813,328 N
Obvodová rychlost	v	15,471 mps	
Rezonanční otáčky	n_{E1}	20540,353 rpm	

Materiál

		Kolo 1	Kolo 2
		CSN 422719	CSN 422719
Mez pevnosti v tahu	S_u	700 MPa	700 MPa
Mez kluzu v tahu	S_v	340 MPa	340 MPa
Modul pružnosti v tahu	E	206000 MPa	206000 MPa
Poissonova konstanta	μ	0,300 ul	0,300 ul
Mez únavy v ohybu	σ_{Flim}	352,0 MPa	352,0 MPa
Mez únavy v dotyku	σ_{Hlim}	1140,0 MPa	1140,0 MPa
Tvrdość v jádře zubu	JHV	210 ul	210 ul
Tvrdość na boku zubu	VHV	600 ul	600 ul
Bázový počet zatěž. cyklů v ohybu	N_{Flim}	3000000 ul	3000000 ul
Bázový počet zatěž. cyklů v dotyku	N_{Hlim}	100000000 ul	100000000 ul
Exp. Wöhlerovy křivky pro ohyb	q_F	6,0 ul	6,0 ul
Exp. Wöhlerovy křivky pro dotyk	q_H	10,0 ul	10,0 ul
Zpracování materiálu	tvar	4 ul	4 ul

Výpočet pevnosti

Součinitelé přídatných zatížení

Součinitel vnějších dynamických sil	K_A	1,200 ul	
Součinitel vnitřních dynamických sil	K_{Hv}	1,108 ul	1,108 ul
Souč. nerovnoměr. zatížení po šířce	$K_{H\beta}$	1,301 ul	1,255 ul
Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů	$K_{H\alpha}$	1,095 ul	1,095 ul
Součinitel jednorázového přetížení	K_{AS}	1,000 ul	

Součinitelé pro dotyk

Součinitel mechanických vlastností	Z_E	189,812 ul	
Součinitel tvaru spoluzab. zubů	Z_H	2,470 ul	
Součinitel délky dotyku	Z_ϵ	0,768 ul	
Součinitel kuželového ozubení	Z_k	0,850 ul	
Součinitel jednopárového záběru	Z_B	1,028 ul	1,000 ul
Součinitel životnosti	Z_N	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel maziva	Z_L	0,962 ul	
Součinitel výchozí drsnosti zubů	Z_R	1,000 ul	
Součinitel obvodové rychlosti	Z_v	1,045 ul	

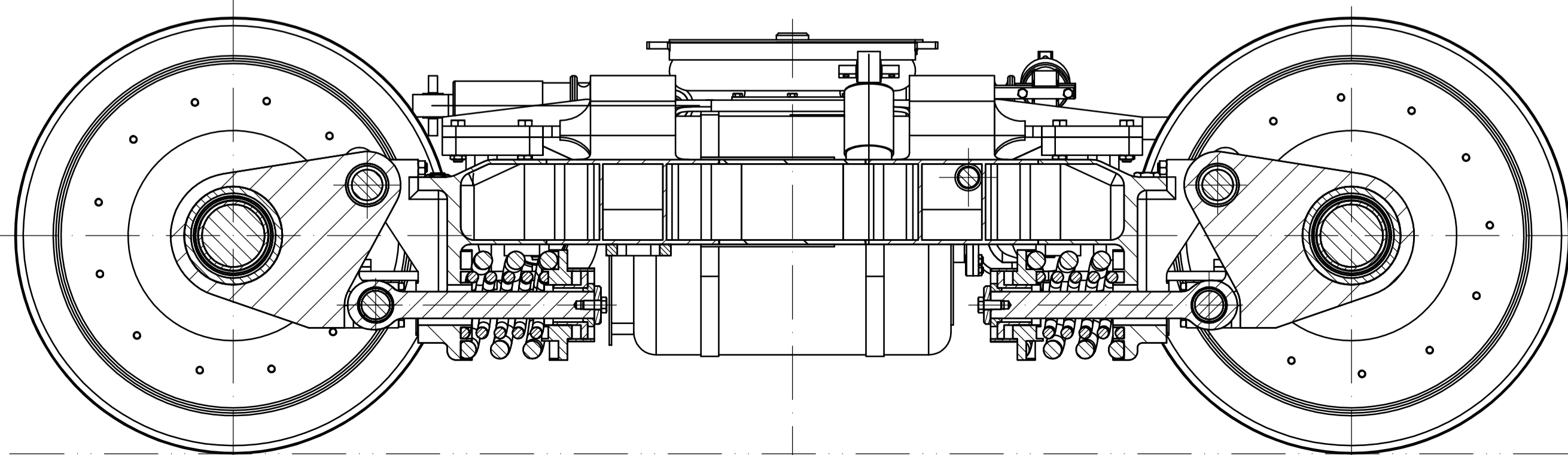
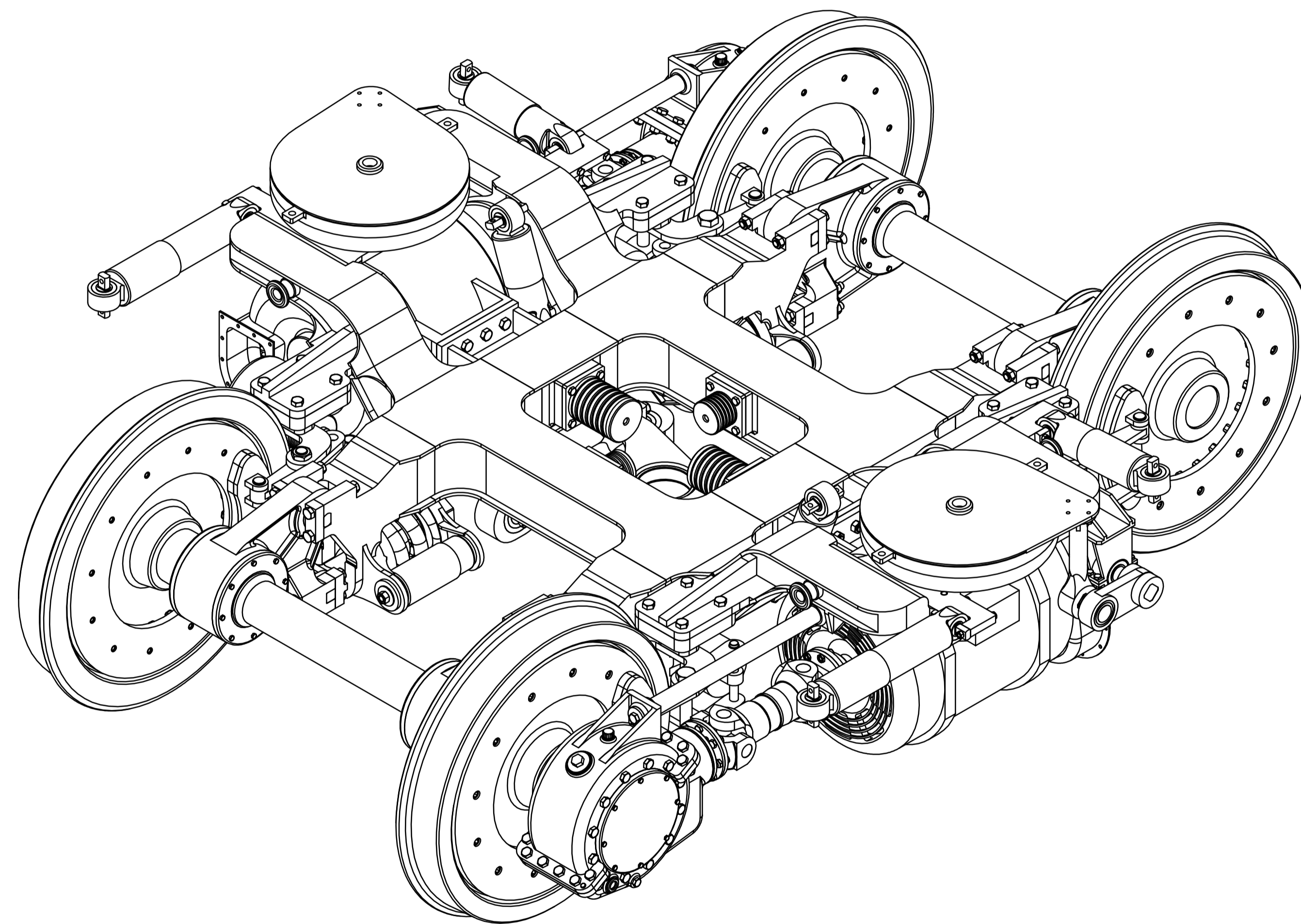
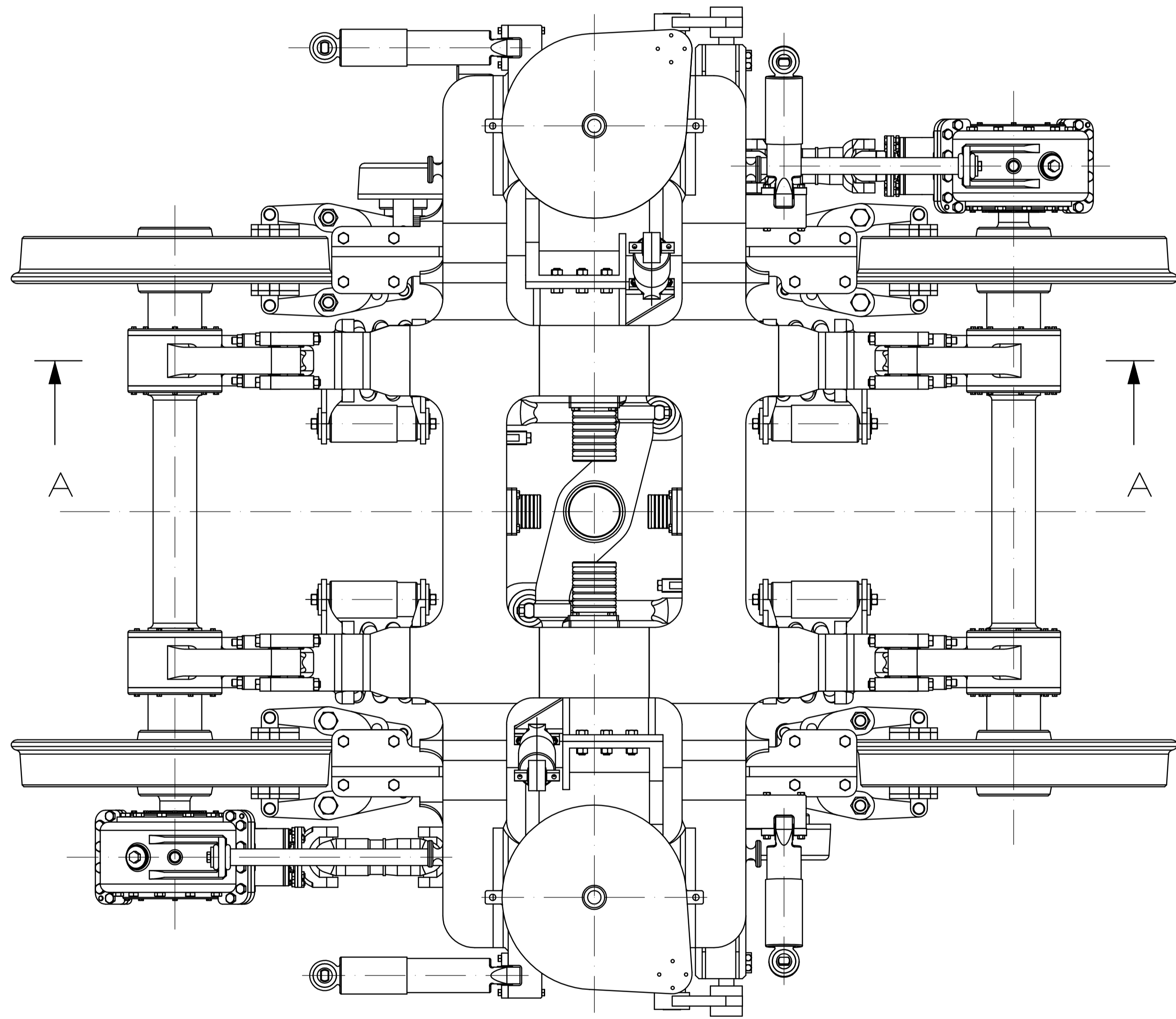
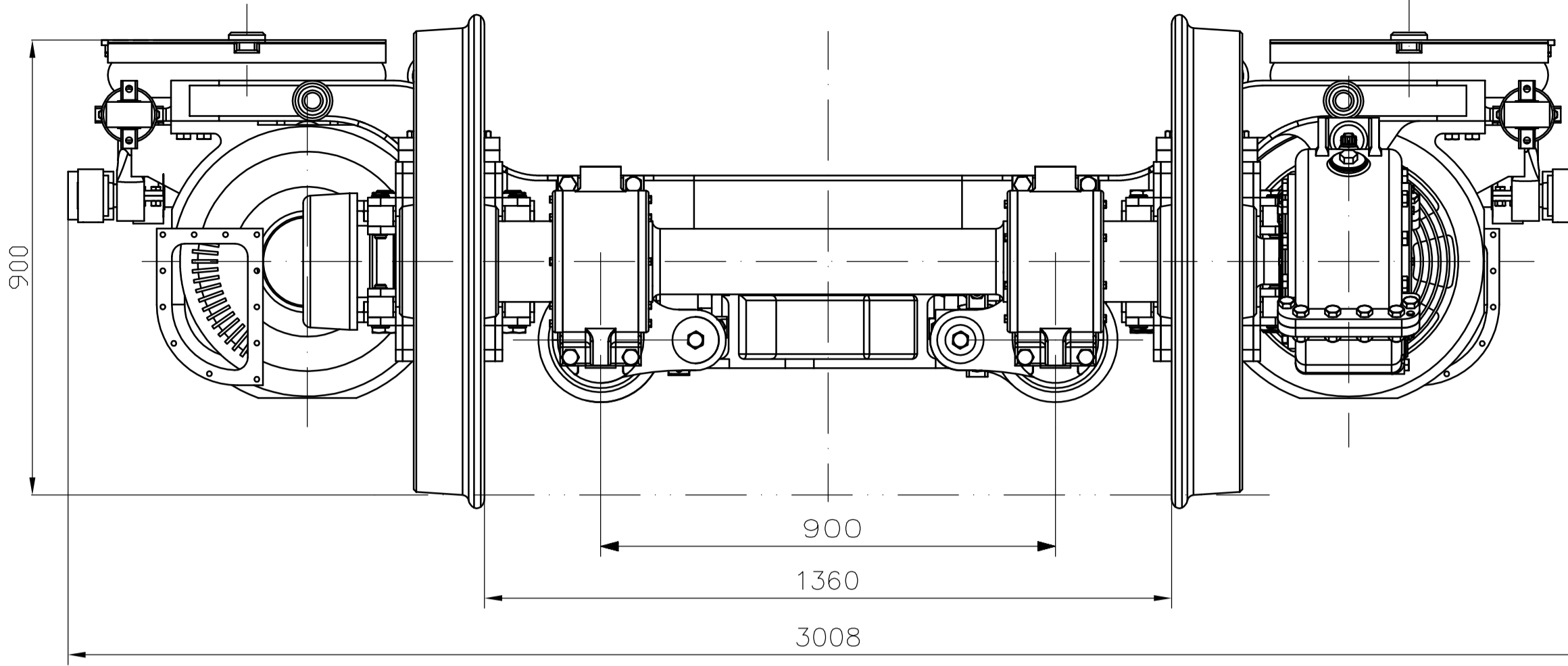
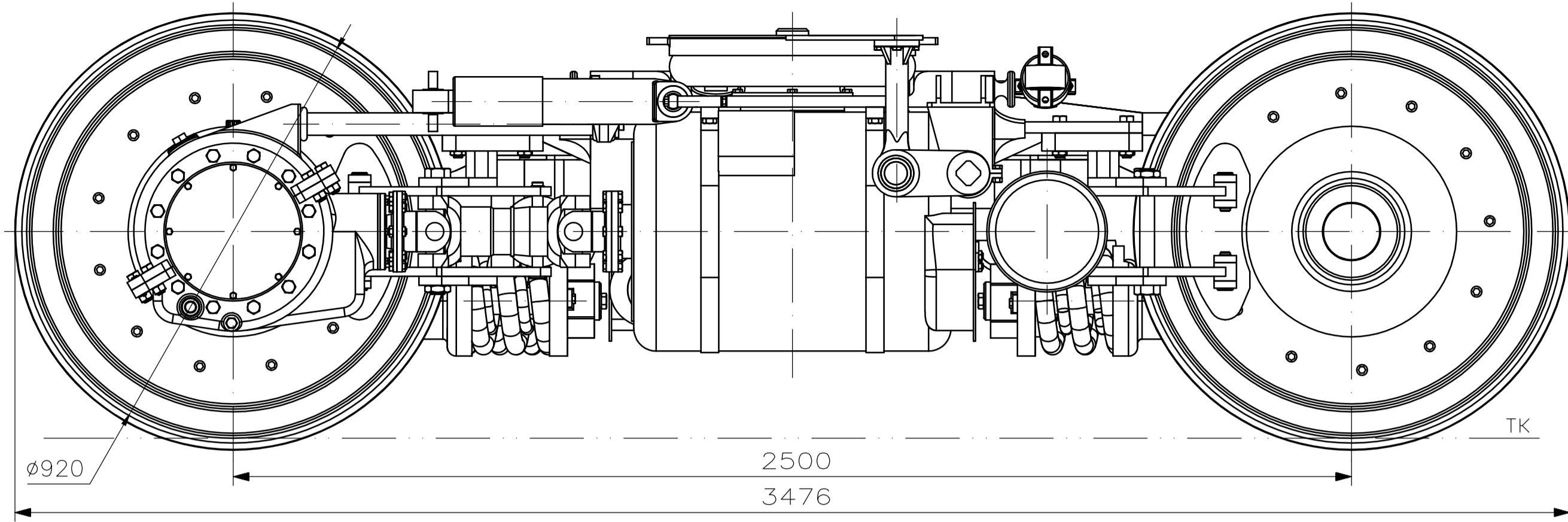
Součinitel sklonu zubu	Z_{β}	0,989 ul	
Součinitel velikosti	Z_X	1,000 ul	1,000 u

Součinitelé pro ohyb

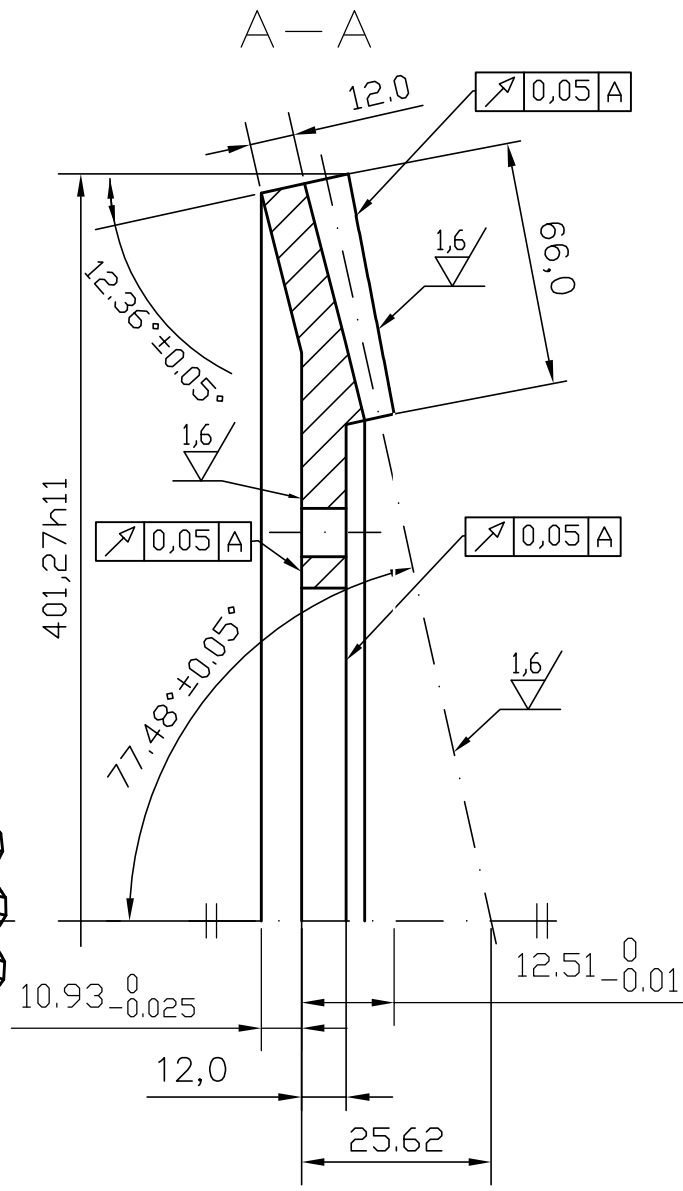
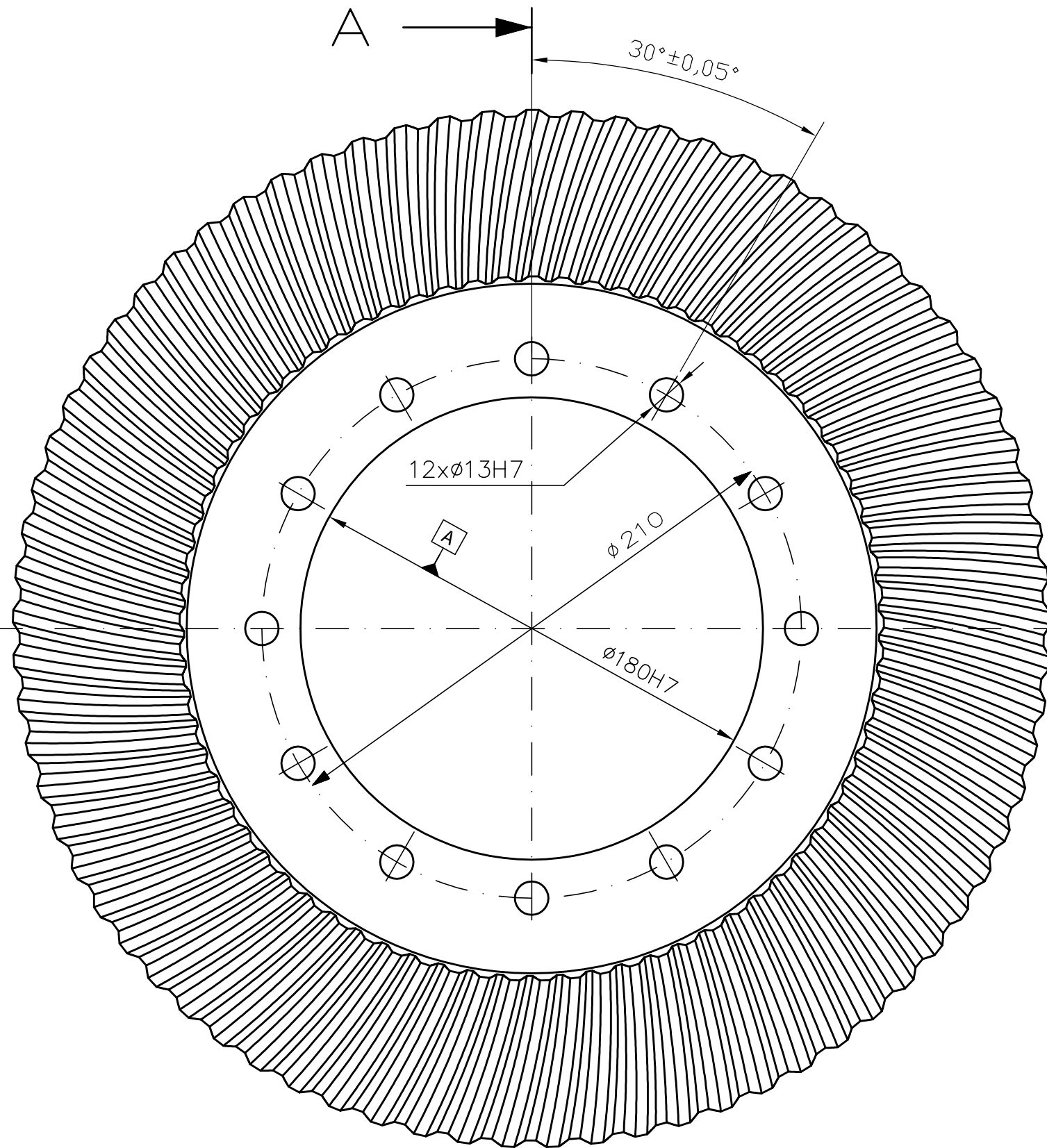
Součinitel tvaru zubu	Y_{Fa}	2,290 ul	1,567 ul
Součinitel koncentrace napětí	Y_{Sa}	1,429 ul	1,758 ul
Souč. přídatného vrubu v patě zubu	Y_{Sag}	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel sklonu zubu	Y_{β}	0,918 ul	
Součinitel délky dotyku	Y_{ϵ}	0,665 ul	
Součinitel kuželového ozubení	Y_k	1,000 ul	
Součinitel střídavého zatížení	Y_A	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel technologie výroby	Y_T	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel životnosti	Y_N	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel vrubové citlivosti	Y_{δ}	1,191 ul	1,241 ul
Součinitel velikosti	Y_X	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel drsnosti povrchu	Y_R	1,000 ul	

Výsledky

Součinitel bezpečnosti v dotyku	S_H	1,231 ul	1,265 ul
Součinitel bezpečnosti v ohybu	S_F	1,558 ul	1,929 ul
Statická bezpečnost v dotyku	S_{Hst}	2,578 ul	2,650 ul
Statická bezpečnost v ohybu	S_{Fst}	3,270 ul	3,885 ul
Kontrolní výpočet		Kladný	



Pocet ks.		Název - rozměr		Pokřovatel	Materiál	T.G.	C.hmot.	Číslo výkresu sestavy	Pos.
Quant.		Title - size		Blk.	Materiál	C.W.	Weight	Assembly drawing no.	Pos.
Kreslil / Drawn by		Datum / Date		Jméno / Name		 FAKULTA STROJNÍ ZAPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI			
Kreslil / Drawn by		20.5.2013		Bc. Tomáš Berezňák					
Projekoval / Checked by									
Schválil / Approved by									
Index změny		Popis změny / change description	Schválil / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznámka / Note			
Tolerance / Tolerance		Soubor-model / ASM-file		podvozek		Projekt / Project		Měřítko / Scale	
ISO 128		ISO 8015 ISO 27694K		Soubor-výkres / DRW-file		podvozek		1:10	
Název / Title		Trakční podvozek		Rev.		Číslo výkresu / Drawing No.		Format	
						DP-2013-001		A1	
						Lst / sheet no. 2		Pocet listů / sheets 3	



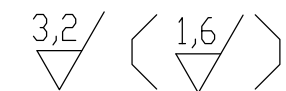
Čelní modul	m	5,5
Počet zubů	z	73
Normální základní profil	-	CSN_01_4607
Úhel sklonu boční křivky zubu	β	12°
Smysl stoup. boční křivky zubu	-	PRAVÝ
Jednotkové posunutí	x	0,0
Stupeň přesnosti podle	-	6c ČSN 01 4682

Kontrolované mezní úchytky	dvoubokého odvalu za otáčku	F''_i	$\pm 0,042$
	dvoubokého odvalu za rozteč	f''_i	$\pm 0,018$
	sklonu zubu	F_β	0,012°
	vzdálenosti os	f_a	$\pm 0,03$


Kontrolní rozměr	mezní úchytky	horní Ea''_s	0,030
	jm. vzdál. os	dolní Ea''_i	0,012
	přes válečky	-	8,639

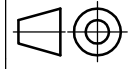
Spoluzabírající kolo	číslo výkresu	-	DP-2013-006
	počet zubů	z	16
	vzdálenost os	a_w	824,913

Tečný modul	m_t	5,416
Počet zubů hřebenu, segmentu	z	73
Průměr základní kružnice	d_b	274,159
Průměr roztečné kružnice	d	337,030
Průměr patní kružnice	d_f	398,674
Úhel sklonu boční křivky zubu na základním válci	β_b	11,2955°
Úhel os	Σ	90°



1	Odlitek	ČSN 42 2719	12,548	3				
Pocet ks.	Nazev - rozmer	Polotovar	Material	T.O.	C.hmot.	Hr.hmot.	Císlo vykresu sestavy	Poz.
Quant.	Title - size	Blank	Material	C.W.	Weight	R. weight	Assembly drawing no.	Pos.

CAD 1	Datum / Date	Jmeno / Name	 FAKULTA STROJNI ZAPADOCEKSKÉ UNIVERZITY V PLZNI <small>Vsechna prava vyhrazena / All rights reserved/vsechna prava vyhrazena / All rights reserved</small>					
Kreslil / Drawn by	20.5.2013	Bc. Tomáš Berezňák						
Prezkoušel / Checked by								
Schválil / Approved by								
Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznamka / Note:			

 Tolerance / Tolerovani ISO 8015 ISO 2768mK	Soubor-model / ASM-file	Projekt / Project:	Meritko / Scale			
	Soubor-vykres / DRW-file	C.sestavy / Assembly No.		1:2		
Nazev / Title	Kruželové ozubené kolo z ₂		Rev. Císlo vykresu / Drawing No.	DP-2013-004	Format	A3
		List / sheet no.	1	Pocet listu / sheets	2	