

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2301T001-0 Dopravní a manipulační technika

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Konstrukční návrh podvozku Y27

Autor: **Jan DRNEC**

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

Akademický rok 2013/2014

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ (BAKALÁŘSKÉ) PRÁCE

AUTOR	Příjmení Drnec	Jméno Jan	
STUDIJNÍ OBOR	2301T001-0 „Dopravní a manipulační technika“		
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Heller,CSc.	Jméno Petr	
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Konstrukční návrh podvozku Y27		

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

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	68	TEXTOVÁ ČÁST	50	GRAFICKÁ ČÁST	18
---------------	----	---------------------	----	----------------------	----

<p>STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</p> <p>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>Tato diplomová práce obsahuje konstrukční návrh nákladního, dvounápravového podvozku Y27 s kotoučovou brzdou. Byl vypracován návrh brzdových konzol ve čtyřech variantách pro uchycení brzdových jednotek. Nejvhodnější varianta byla podrobně zpracována na výrobním výkresu a ověřena pevnostním výpočtem.</p>
<p>KLÍČOVÁ SLOVA</p> <p>ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</p>	<p>Kolejová vozidla, podvozky, brzdová konzola, konstrukční návrh, výrobní výkres, zatížení, pevnostní analýza, MKP, optimalizace</p>

SUMMARY OF DIPLOMA (BACHELOR) SHEET

AUTHOR	Surname Drnec	Name Jan	
FIELD OF STUDY	2301T001-0“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	Engineering design of the chassis Y27		

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

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	68	TEXT PART	50	GRAPHICAL PART	18
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	This thesis includes the design cargo, two-axle bogie Y27 with disc brakes. Has been drafted brake brackets in four variants for attaching the brake units. The best option was elaborated in detail on the manufacturing drawings and verified by the strength calculation.
KEY WORDS	Rail vehicles, chassis, brake bracket, engineering design, load, stress analysis, manufacturing drawings, FEM, optimization

Prohlášení o autorství

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

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

V Plzni dne:

.....
podpis autora

PODĚKOVÁNÍ

Zde bych chtěl poděkovat všem, kteří mi s touto prací pomáhali nejen cennými radami, ale i rodinným zázemím. Jmenovitě bych chtěl poděkovat svému vedoucímu práce, Doc. Ing. Petrovi Hellerovi, CSc, odbornému konzultantovi z firmy Legios a.s., Bc. Milošovi Tomanovi a svému otci, Bohumilu Drncovi.

Díky nim jsem tuto práci mohl úspěšně dokončit.

Obsah

Úvod	3
1 Rešerše současných podvozků nákladních vozů	4
1.1 Podvozky s max. konstrukční rychlostí do 100 km/h.....	4
1.1.1 S vypružením pružnicemi.....	4
1.1.2 S vypružením šroubovitými pružinami	6
1.2 Podvozky s konstrukční rychlostí nad 100 km/h.....	7
1.3 Srovnání parametrů vybraných podvozků	20
2 Návrh koncepčního řešení	21
2.1 Zadané parametry	21
2.1.1 Koncept firmy Legios a.s. Louny	22
2.2 Vlastní návrhy konzoly brzdové jednotky.....	22
2.2.1 První varianta	23
2.2.2 Druhá varianta	24
2.2.3 Třetí varianta	25
2.2.4 Čtvrtá varianta	26
2.3 Vyhodnocení variant.....	27
3 Zatížení	27
3.1 Vnější zatížení od svislých sil	28
3.1.1 Mimořádné zatížení.....	29
3.1.2 Provozní zatížení	29
3.2 Vnější zatížení od příčných sil.....	29
3.2.1 Mimořádné zatížení.....	29
3.2.2 Provozní zatížení	29
3.3 Vnější smykové zatížení od podélných sil	30
3.3.1 Mimořádné zatížení.....	30
3.3.2 Provozní zatížení	30
3.4 Vnější torzní zatížení vyvolané zborcením koleje.....	30
3.4.1 Mimořádné zatížení.....	30
3.4.2 Provozní zatížení	30
3.5 Vnitřní zatížení od brzdění	31
3.5.1 Výpočet brzdné síly z kinetické energie	32
3.5.2 Výpočet brzdné síly z maximální síly brzdové jednotky	32
3.5.3 Adhezní limit.....	35
3.5.4 Mimořádné zatížení.....	35
3.5.5 Provozní zatížení	35
3.6 zatížení od setrvačných sil	35
3.7 Kombinace jednotlivých zatížení	35
3.7.1 Kombinace statického zatížení.....	35
3.7.2 Kombinace dynamického zatížení	35
3.8 Tabulka zatěžujících stavů.....	36
3.8.1 Tabulka zatěžujících sil při mimořádném zatížení.....	36
3.8.2 Tabulka zatěžujících sil při normálním, provozním zatížení	36
4 Tvorba výpočtového modelu	37
4.1.1 Úprava modelu pro výpočet	37
4.1.2 Geometrické parametry modelu	37
4.1.3 Síly a uchycení rámu	38

4.1.4	Vytvořená síť	40
4.1.5	Optimalizace navržené geometrie	41
4.1.6	Parametry statické analýzy	42
4.2	Zpracování výsledků z MKP analýzy.....	43
4.2.1	Výsledky redukovaného napětí dle HMM – celkové pohledy na poloviční výpočtový model	43
4.2.2	Výsledky redukovaného napětí dle HMM – detailní pohledy	44
4.2.3	Výsledky redukovaného napětí dle HMM – brzdová konzola	47
5	Závěr	49
6	Seznam použité literatury	50
7	Seznam příloh	50

Úvod

Konstruování podvozků železničních vozidel patřilo od počátků železniční dopravy k nejzodpovědnějším konstrukčním činnostem. Podvozek společně s rámem bude vždy nejvíce namáhanou skupinou na kolejovém vozidle, a proto je mu věnována značná pozornost při jeho návrhu. Nejprve se konstruktéři museli spolehnout jen na svůj konstrukční instinkt, později si stanovili, na základě zkušeností, první výpočtové vzorce, podle nichž mohli konstruovat nové prototypy podvozků s vyšší úspěšností. V dnešní době se pro návrh nového podvozku využívá řada norem, které stanovují konstruktérovy návrhové postupy výpočtu a provozních zkoušek na prototypu. Dnes se pro výpočty pevnosti rámu podvozku využívají počítačové analýzy založené na metodě konečných prvků MKP, neboli FEM (finite element method). Při následných provozních zkouškách se výsledky z těchto virtuálních analýz dají porovnat. V komplikovaných místech konstrukce se při provozních zkouškách nalepí tenzometry, pomocí nichž se vzniklé deformace dají vyjádřit v jednotkách napětí.

Úkolem této práce je navrhnout konstrukci podvozku nákladního vozu Y27 vybaveného kotoučovou brzdou s konstrukční rychlostí do 120 km/hod a hmotností na nápravu 22,5 t. Při této práci jsem spolupracoval s firmou Legios a.s. Louny, která mi pro účely této práce jejich koncept nového podvozku Y27 se sníženým příčnickem.

V úvodní kapitole jsem zpracoval rešerši na téma současných podvozků pro nákladní vozy. Následující část je věnována vlastnímu konstrukčnímu řešení podvozku včetně stanovení zatížení pro následnou pevnostní analýzu. Jedna z hlavních částí je věnována návrhu brzdové konzoly s ověřením pevnosti výpočtem MKP a následným zpracováním výrobního výkresu a výkresu sestavy celého rámu.

1 Rešerše současných podvozků nákladních vozů

Konstrukce podvozků pro nákladní vozy prošla mnohaletým vývojem v Evropě i ve světě. Vzhledem k různým provozním podmínkám a požadavkům dopravců bylo navrženo a v praxi použito mnoho konstrukčních řešení. Každá konstrukce má své výhody a nevýhody a každá konstrukce prochází vývojem, tak jak se mění podmínky na železnici a jak se mění konstrukční a výrobní možnosti výrobců podvozků. Současným trendem ve vývoji podvozků je zvyšování užitných vlastností podvozku, tj. zvyšování technických parametrů, snižování výrobních i provozních nákladů a zvyšování životnosti podvozku. Nelze zanedbat ani požadavky na snížení vlivu železniční dopravy na okolí, v našem případě se jedná hlavně o hluchost podvozků v provozu. Pro vývoj nových konstrukcí si můžeme vzít za vzor některé úspěšné konstrukce používané v Evropě i ve světě. Podvozky kolejových vozidel se vyznačují poměrně dlouhou dobou provozuschopnosti (v řádech desítek let). Proto je dobré, seznámit se se současnými i staršími konstrukcemi, porovnat jejich užitné vlastnosti a technické parametry.

Podvozky nákladních vozů se dají rozdělit podle dvou hlavních linií na podvozky evropského a amerického typu. Evropské podvozky jsou typické primárním vypružením bez použití sekundárního. Taková koncepce je výhodná z hlediska nižší neodpružené hmoty podvozku. Americké podvozky se naopak vyznačují konstrukcí se sekundárním vypružením bez použití primárního vypružení. Toto řešení dokáže většinou lépe kopírovat nerovnosti tratě a podvozky jsou šetrnější k traťovému svršku.

Další důležitý faktor v konstrukci podvozku je maximální povolená rychlost, na kterou je podvozek navržen. U nákladních vozů jsou běžně podvozky rozděleny podle konstrukční rychlosti do 100 km/hod a do 120 km/hod. Jsou ale i podvozky navrhované pro 140 a 160 km/hod. Podvozky navrhované pro vysoké rychlosti (až 160 km/h) jsou již převážně navrhované s dvojitým vypružením, jak primárním, tak sekundárním. Dříve se pro realizaci vypružení používaly téměř výhradně listové pružnice. Nyní se používají nejčastěji šroubovitě pružiny, v menší míře pružnice parabolické. Šroubovitě pružnice jsou výhodnější z hlediska hmotnosti a menších zástavbových rozměrů, potřebují však dodatečný tlumící prvek pružení.

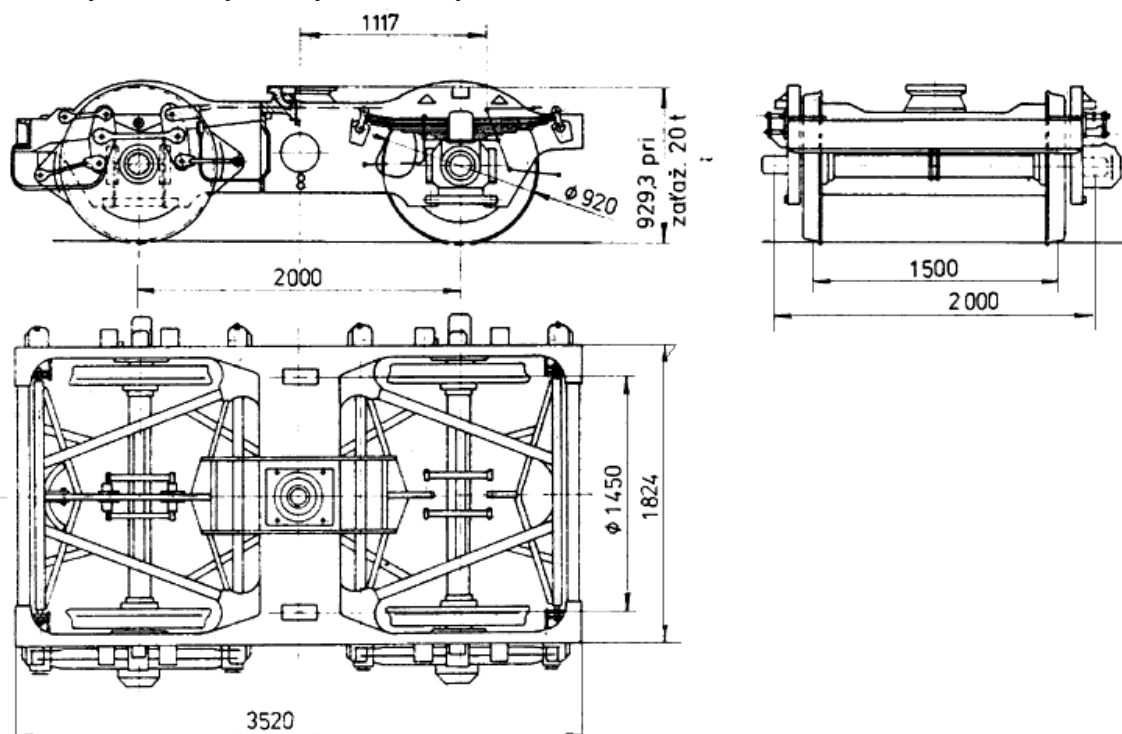
1.1 Podvozky s max. konstrukční rychlostí do 100 km/h

1.1.1 S vypružením pružnicemi

1.1.1.1 Podvozek typu 26-2.8

Označovaný též jako středoevropský. Tento podvozek vychází z typu 26-2 vyrobeného v roce 1947. Je určen pro čtyřnápravové vozy s přípustným zatížením na každou nápravu 21 t. Rozvor podvozku je 2000 mm. Hmotnost je 4500 kg. Rám podvozku je obdélníkový celosvařovaný. Svařenec tvoří dva podélníky z lisovaných profilů s odlehčovými otvory, dva čelníky, příčník (na kterém je umístěna kulová torna a dvě postranní kluznice) a šikmé vzpěry které jsou vevázány ve styčnicích. Vedení dvojkolí zajišťují rozsochy s vodícími příložkami. V podélném i příčném směru jsou vůle 2 x 1,5 mm. Vypružení podvozku je pouze primární. Rám je vypružen čtyřmi osmilistovými pružnicemi se zúženými konci, zavěšenými plochými závěskami na konících podélníků. Ploché závěsky nedovolují téměř žádné pohyby v příčném směru. Brzdy jsou špalíkové z obou stran kola. Nevýhodou tohoto podvozku je zejména malá příčná vůle způsobená krátkými plochými závěskami a velká hmotnost. Vývojem se dospělo k použití dlouhých hraníků se žlábkovými sedly. Tím se zvětšila příčná

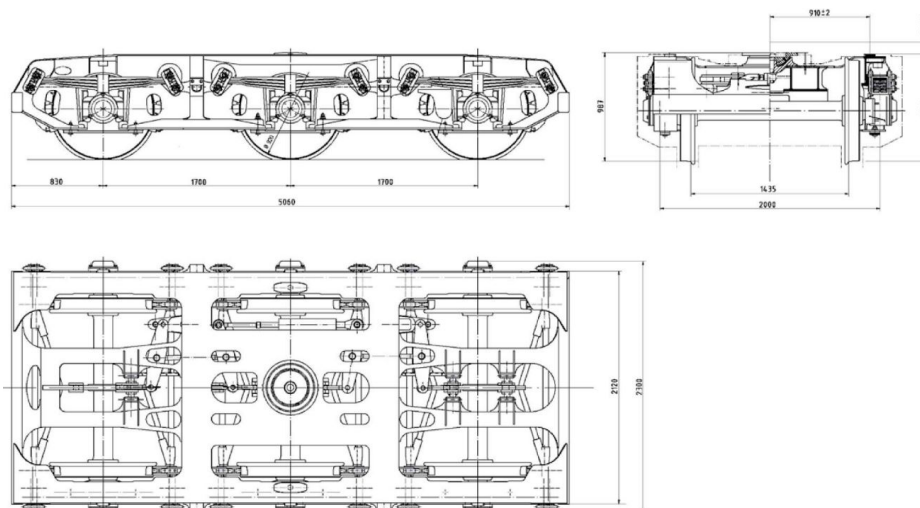
vůle na 2 x 20 mm přičemž podélná vůle zůstala zachována. Dále se přistoupilo k zesílení rámu podvozku a zkrácení rozvoru na 1800 mm. Tím se zvýšila únosnost. Konstrukčně téměř totožné jako podvozek typu 26-2.8 jsou podvozky UIC 30 odvozené z DB BA 931, dále typ 134, který však nebyl nikdy sériově vyráběn.



Obrázek 1.1 Podvozek typu 26-2.8

1.1.1.2 Třínápravový podvozek BA 714 3

Vícenápravové podvozky jsou nasazovány především kvůli vyšší únosnosti a u vozů, kde je požadavek velmi nízké podlahy a tím pádem i malých průměrů dvojkolí. Používají se na plošinové a hlubinové vozy a vycházejí z koncepce dvojnápravových podvozků. K vyrovnání zatížení kol je užito provahadlování některých sousedních závěsů pružnic tak, aby bylo docíleno čtyřbodového, nebo třibodového uložení rámu na podvozku. Pro zajištění průjezdnosti malými poloměry oblouků bývají větší příčné vůle v rozsochách nebo se zeslabují okolky. Tento podvozek má rozvor 2 x 1700 mm, zatížení na nápravu 22,5 t, hmotnost 7,8 t a příčnou vůli ve vedení 2 x 25 mm.

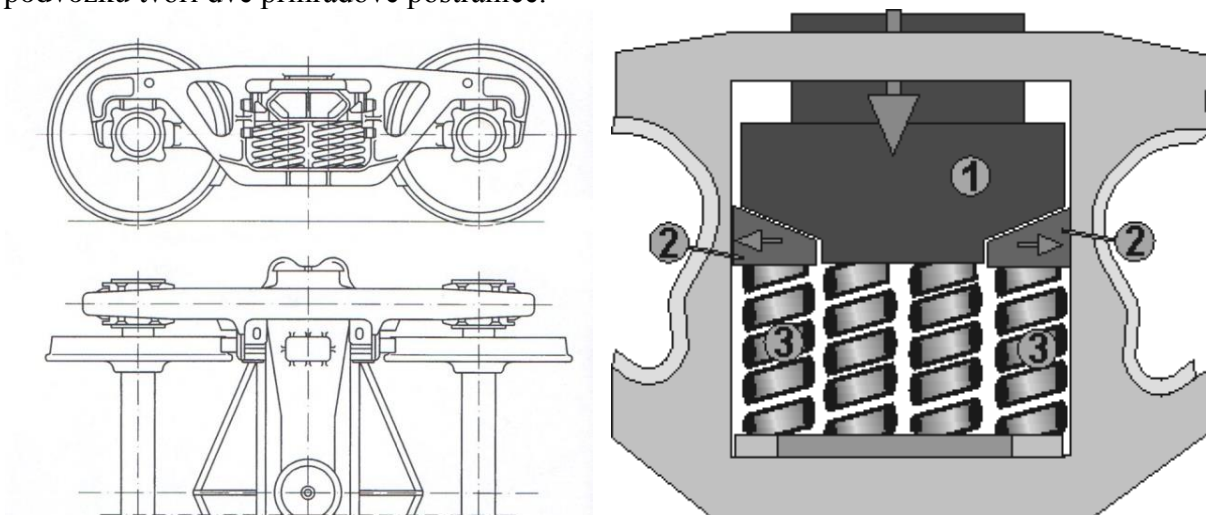


Obrázek 1.2 Třínápravový podvozek BA 714 3

1.1.2 S vypružením šroubovitými pružinami

1.1.2.1 Podvozek Diamond

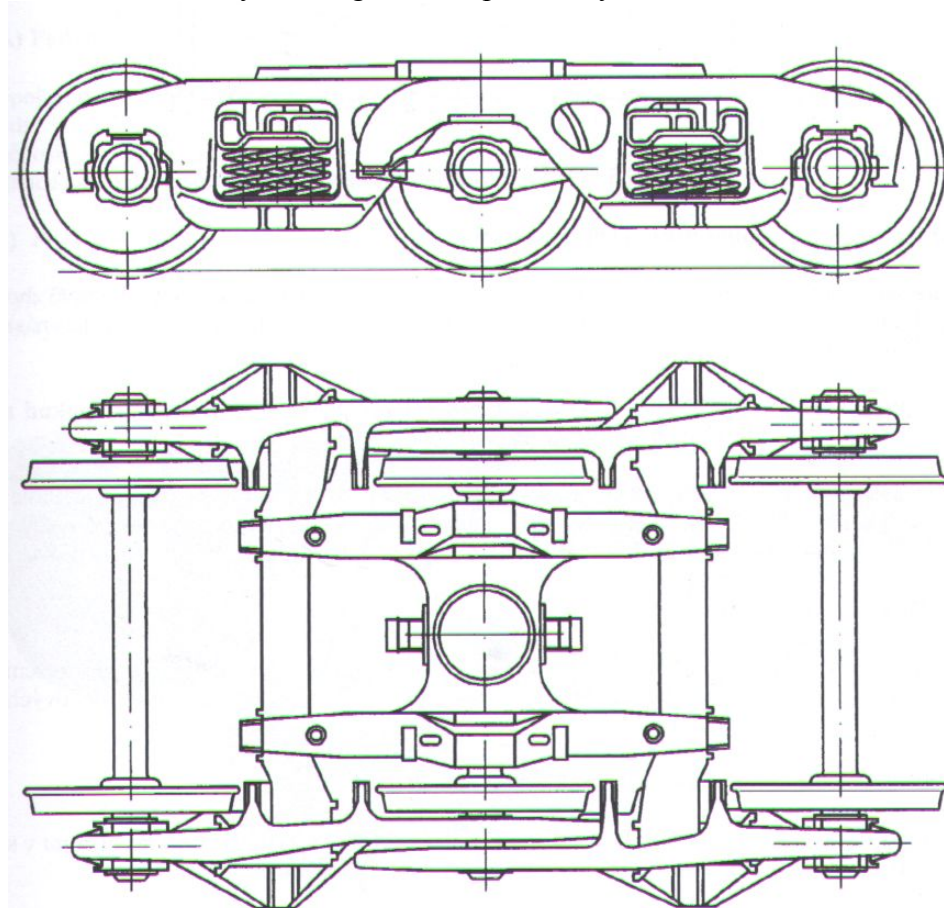
U tohoto typu jde jednoznačně o americký směr. Vypružení je pouze sekundární. Konstrukce je založena na principu provahadlovaných neodpružených dvojkolí a odpruženého rámu vozu. Tento podvozek není patentově chráněn. Díky této skutečnosti je provozován v různých modifikacích po celém světě. Je zřejmě nejrozšířenějším podvozkem pro nákladní vozy na světě. Je nasazován především do extrémních podmínek dálkových tratí v Kanadě, USA, Rusku, Číně zejména kvůli velmi jednoduché, spolehlivé a robustní konstrukci. Odlévaný rám podvozku tvoří dvě příhradové postranice.



Obrázek 1.3 Podvozek Diamond, detail vedení vypružení a tlumení

Nejsou zde čelníky ani klasický příčník (který je obvykle pevně svázan s podélníky). Tento rám je velmi výrobně a montážně jednoduchý. Postranice jsou mezi sebou vázány pevnou vazbou dvojkolími. Vypružený příčník (pozice **1**) je protažen skrz vodící otvory v postranicích a je uložen na soustavě šroubovitých pružin **3** (dříve dvojitých pružnic). Díky tomuto uložení se může příčník naklápět ve svislé rovině vůči podélníkům. Na příčníku je uložena kulová torna a kluznice. Uvnitř vodících otvorů jsou třecí tlumiče **2**. Princip tlumení

zobrazuje obrázek 1.3. Výhodou tohoto podvozku je, že se dokáže skvěle přizpůsobit nerovnostem koleje. Tato vlastnost je však vykoupena nízkou provozní rychlostí. Další nevýhodou je velká neodpružená hmota podvozku, která negativně působí jak na trať, tak na vůz samotný. Zajímavostí je aplikace podvozku diamond v podobě třínápravového podvozku 18-522 ruské firmy Uralvagonzavod pro široký rozchod.



Obrázek 1.4 Třínápravová verze podvozku diamond s označením 18-522

1.2 Podvozky s konstrukční rychlostí nad 100 km/h

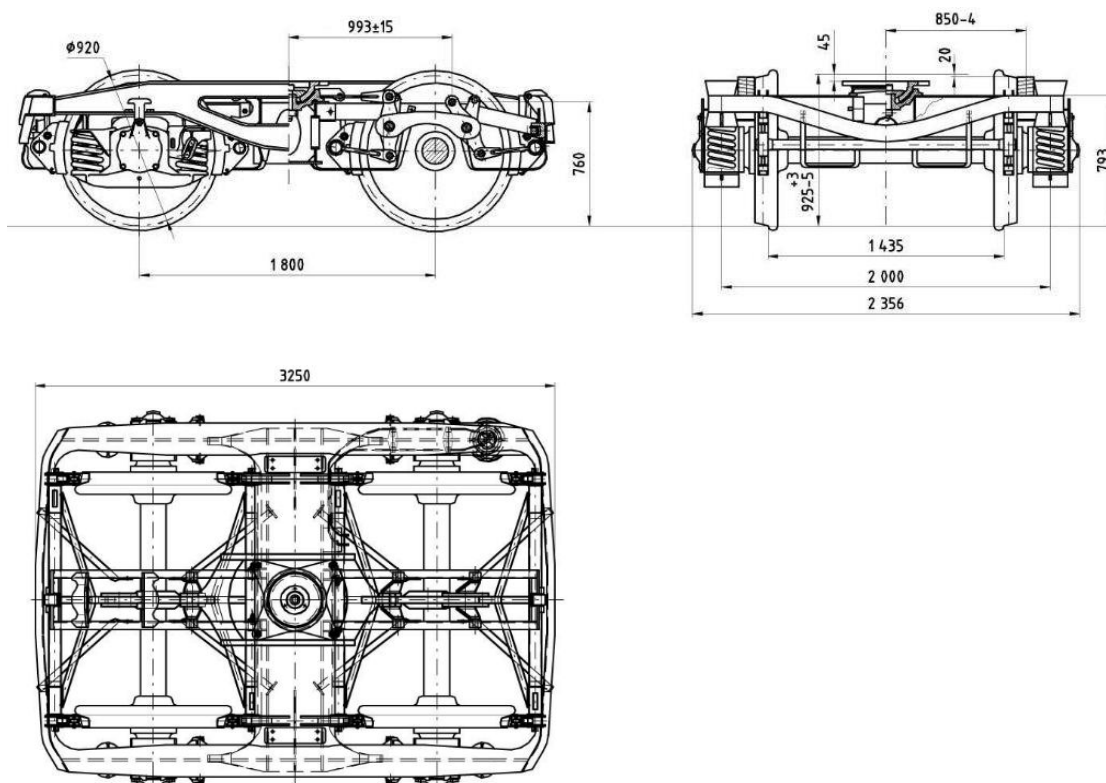
1.2.1.1 Podvozky typu Y 25

V průběhu času vzniklo několik různých řad železničních nákladních podvozků typu Y, které vycházejí z původní francouzské konstrukce. Dnes se jedná o nejrozšířenější podvozek nákladního vozu vyráběný v mnoha variantách po celé Evropě.

Všechny varianty se vyznačují vedením, vypružením a tlumením dvojkolí dvojicí šroubových pružin po stranách ložiskové skříně podle patentu SNCF Lenoir. Nejrozšířenějším typem se stal typ Y 25, který má spoustu různých modifikací odvíjejících se od způsobu použití a zástavbových požadavků jednotlivých nákladních železničních vozidel. Mimo charakteristického vypružení a tlumení pohybu dvojkolí typu Lenoir, jsou jednotlivé modifikace charakteristické i konstrukčním řešením rámu podvozku. Rámy podvozků byly od začátku vyráběny svařováním, nebo odléváním jednotlivých dílů. Dalším znakem je konstrukční řešení rámu podvozku s vnějším čelníkem nebo bez čelníku a na toto řešení navazuje konstrukce brzdové soustavy s brzdovými špalky z obou stran kola dvojkolí u verze s vnějším čelníkem, nebo u bez čelníkové verze jen jednostranné osazení brzdových špalků z vnitřní strany podvozku směrem od příčnicku podvozku.

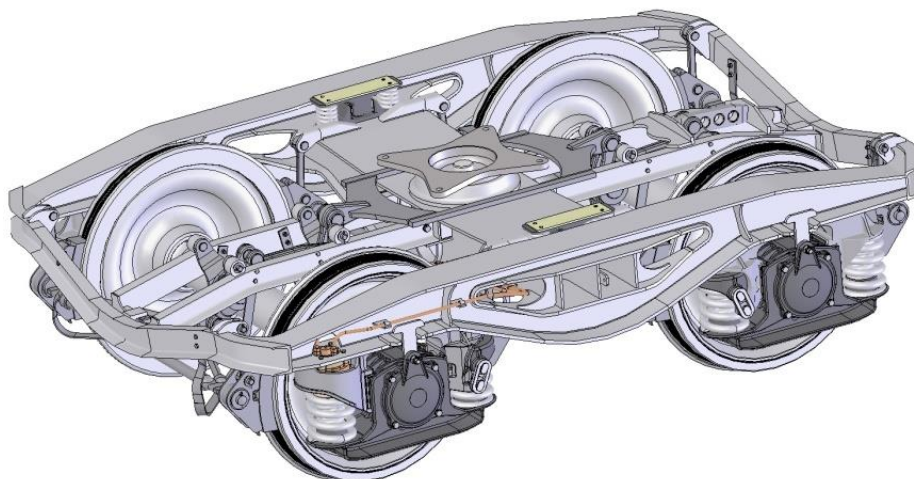
V průběhu času vzniklo několik různých řad železničních nákladních podvozků typu Y, které vycházejí z původní francouzské konstrukce. Dnes se jedná o nejrozšířenější podvozek nákladního vozu vyráběný v mnoha variantách po celé Evropě.

Všechny varianty se vyznačují vedením, vypružením a tlumením dvojkolí dvojicí šroubovitých pružin po stranách ložiskové skříně podle patentu SNCF Lenoir. Nejrozšířenějším typem se stal typ Y 25, který má spoustu různých modifikací odvíjejících se od způsobu použití a zástavbových požadavků jednotlivých nákladních železničních vozidel. Mimo charakteristického vypružení a tlumení pohybu dvojkolí typu Lenoir, jsou jednotlivé modifikace charakteristické i konstrukčním řešením rámu podvozku. Rámy podvozků byly od začátku vyráběny svařováním, nebo odléváním jednotlivých dílů. Dalším znakem je konstrukční řešení rámu podvozku s vnějším čelníkem nebo bez čelníku a na toto řešení navazuje konstrukce brzdové soustavy s brzdovými špalky z obou stran kola dvojkolí u verze s vnějším čelníkem, nebo u bez čelníkové verze jen jednostranné osazení brzdových špalků z vnitřní strany podvozku směrem od příčnicku podvozku.

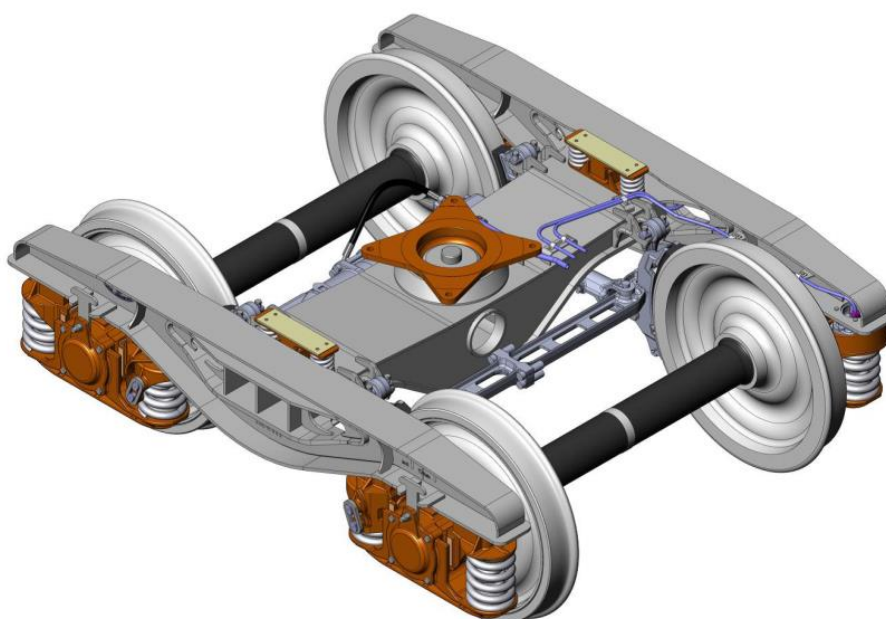


Obrázek 1.5 Podvozek Y25

Rámy podvozků typu Y 25 jsou charakteristické poddajnou svařovanou konstrukcí. Tato poddajnost je výhodná protože se podvozek dobře přizpůsobí křížovým propadům trati. Rám tvoří dva podélníky z profilů „I“, příčník skříňového průřezu, dva čelníky profilu „U“ a čtyři výstuhy také z profilu „U“.

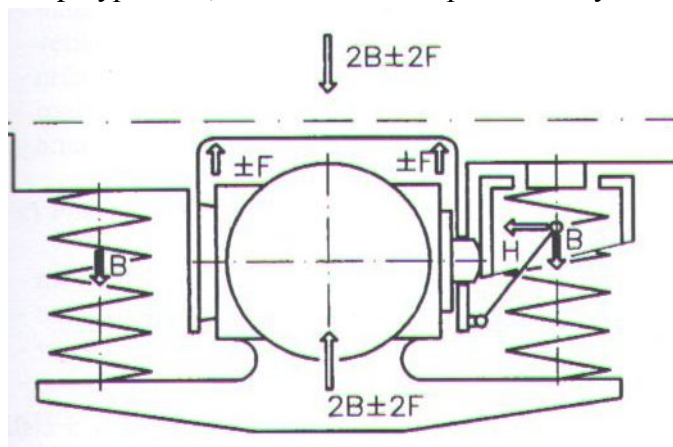


Obrázek 1.6 Uzavřený rám podvozku Y25



Obrázek 1.7 Otevřený rám podvozku Y25

Princip vypružení, vedení a tlumení podvozku systémem Lenoir je znázorněn na **obrázku 1.8**.



Obrázek 1.8 Systém Lenoir

Primární vypružení je realizováno pomocí dvojice pružin umístěných po stranách ložiskové skříně. Mezi stykovou plochou ložiskové skříně a rozsochou je umístěn třecí tlumič. Příklad silou „H“ na píst třecího tlumiče je vyvolán svislým zatížením „B“ rámu podvozku. Šroubovitá pružina dosedá na volný talíř, který je spojen s pístem třecího tlumiče šikmou závěškou. Velikost přitlačné (tlumící) síly je tak přímo úměrná zatížení podvozku.

Základní značení podle maximální hmotnosti na nápravu

Y 25 C	20 t hmotnost na nápravu
Y 25 R	zesílená varianta podvozku pro 20 t (R einforcé)
Y 25 L	22,5 t hmotnost na nápravu (L ourd)
Y 25 D	podvozek s kotoučovou brzdou (D isque)

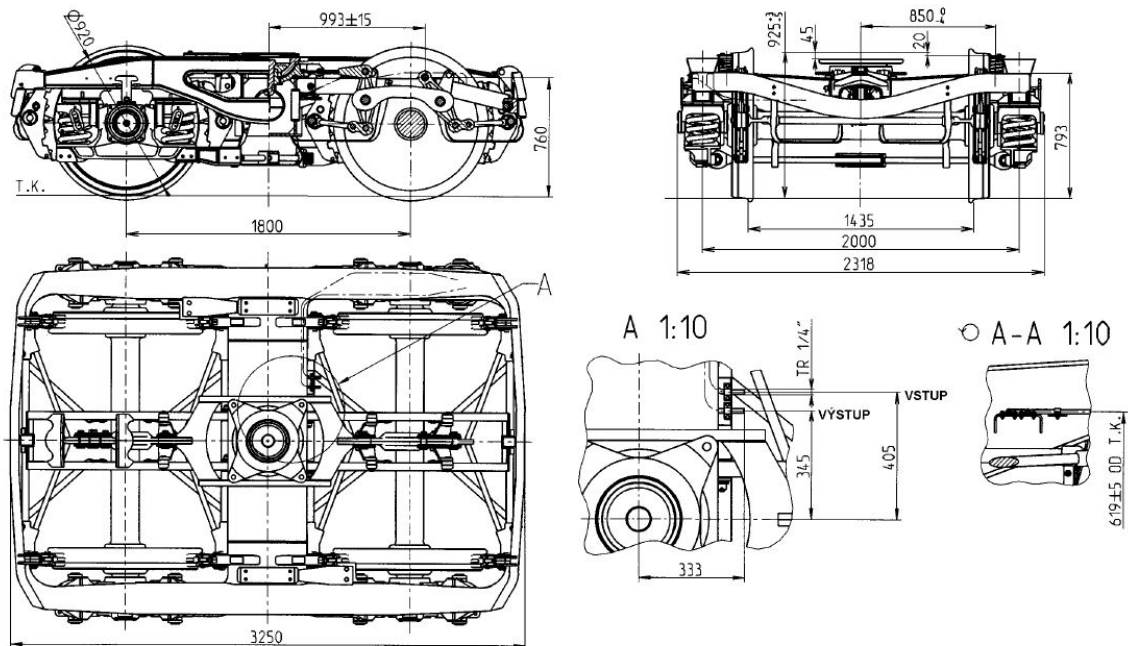
Doplňkové značení

s	režim provozu "S" 100 km/h
ss	režim provozu "SS" 120 km/h
s2	upravený „S“ režim
m	podvozek s odlévaným rámem (m oule)
a	zesílené podélné vzpěry, na které jsou upevněné nosiče brzdového pákoví podvozku
d	dvojitá brzdová zdrž Bgu
i	podvozek s integrovanou brzdou
f	podvozek vystrojený ruční brzdou
o	oboustranná závěska umožňující radiální nastavení dvojkolí (o rientable)
e	podvozek pro španělský rozchod
t	příprava pro možnost zabudování integrované brzdy
1	používané označení pro L podvozky označující variantu uložení podélných vzpěr přišroubovaných k nosičům na příčniku a volně uložených v klouzátku na čelníku podvozku (Y 25 Lsd1)
2	podélné vzpěry upevněné k čelníku i příčniku zesíleným řešením (výstužné žebra)

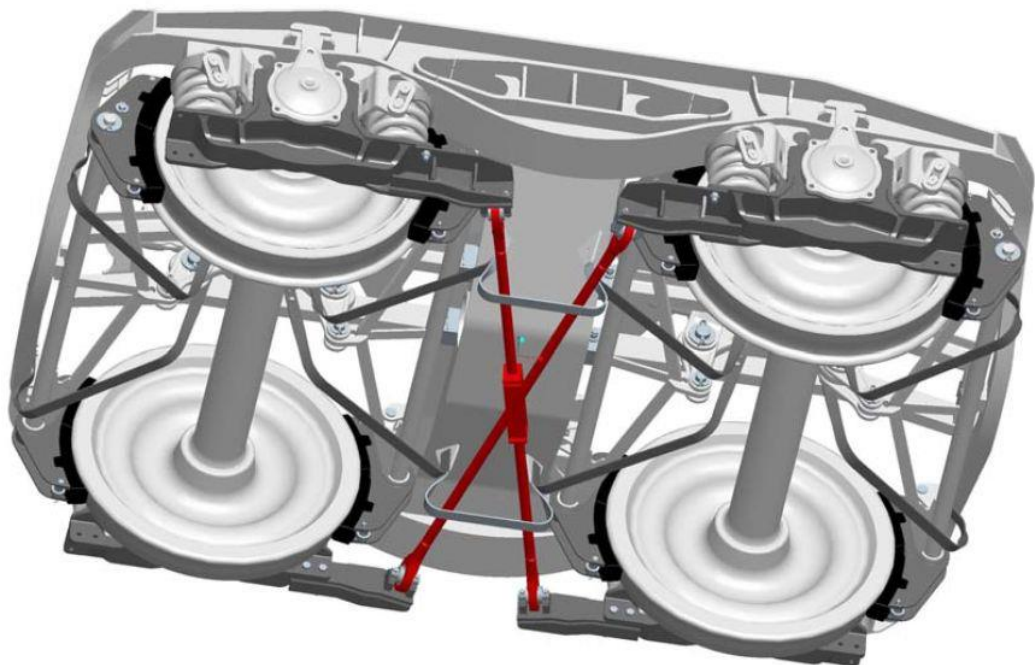
Z hlediska brzdy a brzdového výstroje je možné rozdělit podvozky na typy se snímačem zatížení a bez snímače zatížení. Snímač zatížení umožňuje plynule snímat hmotnost na nápravu a podle něj automaticky zabezpečit tlak v brzdovém válci a tím i brzdící výkon (není potřebné manuální přestavení prázdný - ložený). Starší varianty podvozku Y měli ve spojení spodku vozu s podvozku použitou pevnou kluznici, novější konstrukční provedení jsou jednoznačně jen s odpruženou kluznicí.

1.2.1.2 Podvozek typu TVP 2007

Tento podvozek je alternativou podvozku Y 25. Od standartního podvozku Y 25 se však odlišuje upraveným vypružením a užitím křížové vazby nápravových ložisek, která zlepšuje jízdní vlastnosti v podobě radiálního stavění dvojkolí při jízdě obloukem.



Obrázek 1.9 Výkres podvozku TVP 2007 s křížovou vazbou



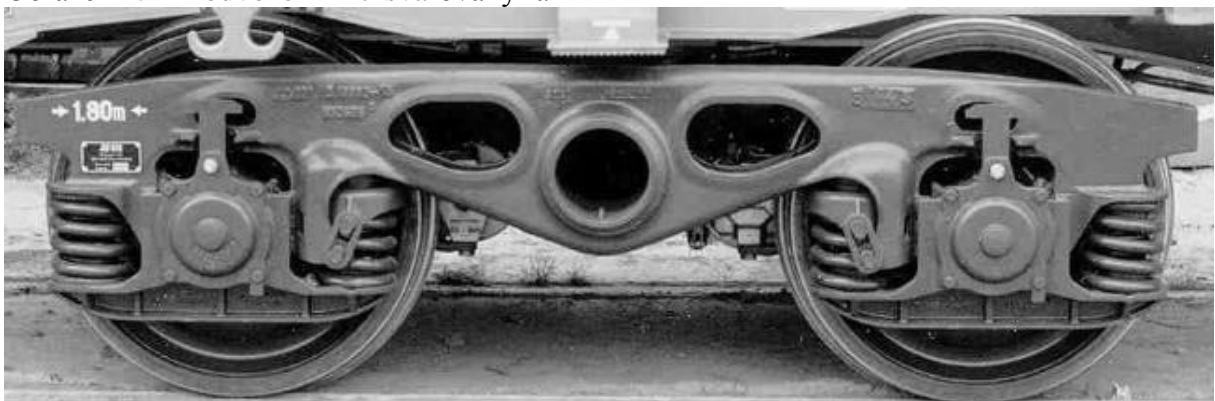
Obrázek 1.10 Model podvozku TVP 2007 s křížovou vazbou

1.2.1.3 Podvozek typu Y 27

Po základním typu Y 25 s čelníkem následovala varianta bezčelníková s rozvorem 1800 mm. Maximální rychlost: 120 km/h a maximální přípustné zatížení na nápravu 20 t. Základem zůstává H rám podvozku bez čelníků, podélných výztuh a nosičů brzdového pákoví. Modifikacemi podvozku Y 27 jsou rámy odlévané a svařované s brzdovým pákovím ovládaným brzdou z vozu, s integrovanou brzdou, s ruční brzdou v podvozku, s kotoučovou brzdou nebo kombinací kotoučové a špalíkové brzdy. Nyní je možné k nim přiřadit i modifikaci podvozku Y 27 s brzdovou jednotkou od firmy Knorr, Faiveley nebo v blízké budoucnosti i DAKO-CZ.



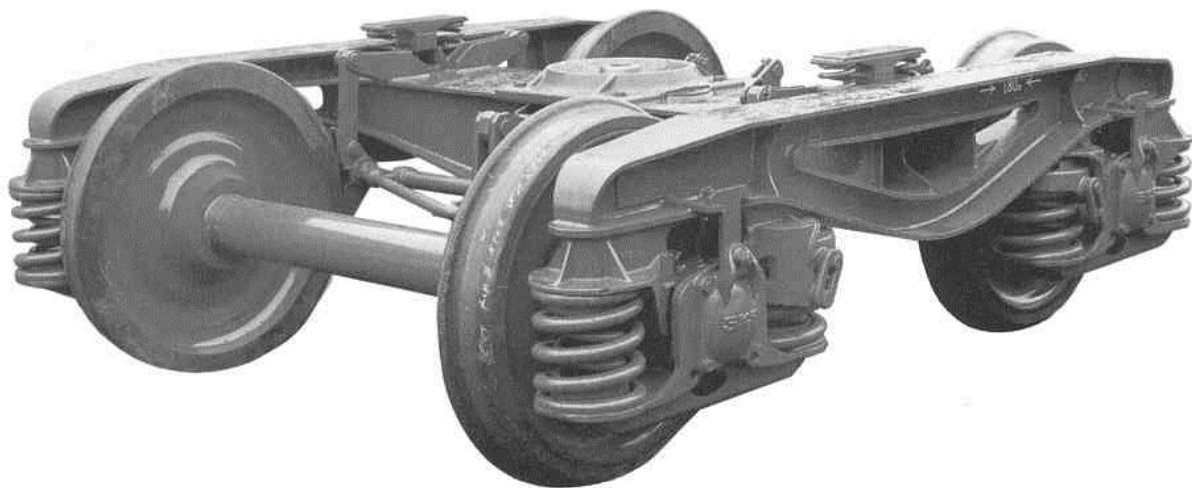
Obrázek 1.11 Podvozek Y27-svařovaný rám



Obrázek 1.12 Podvozek Y27-odlévaný rám

1.2.1.4 Podvozek typu Y 31

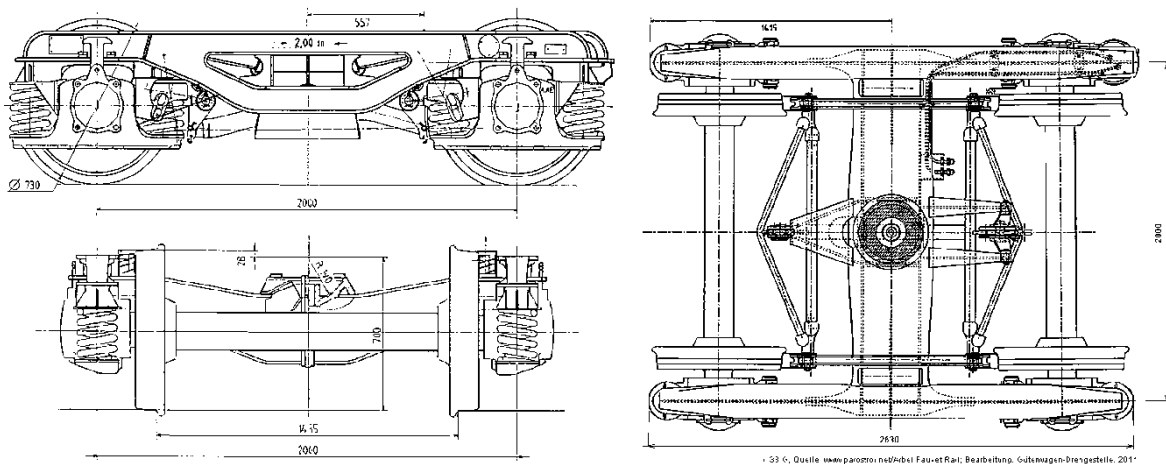
Jedná se o další variantu podvozku typu Y s otevřeným „H“ rámem vyráběného firmou Tatravagónka Poprad. Průměr kol je 730 mm. Zatímco klasické provedení Y 31 L je se špalíkovou brzdou (hmotnost 3660 kg), provedení Y 31 LSSI je vybaveno kotoučovou brzdou (hmotnost 4500 kg). Tím je umožněna maximální rychlost 120 km/h při 18 t zatížení na nápravu.



Obrázek 1.13 Otevřený rám podvozku Y31

1.2.1.5 Podvozek typu Y 33

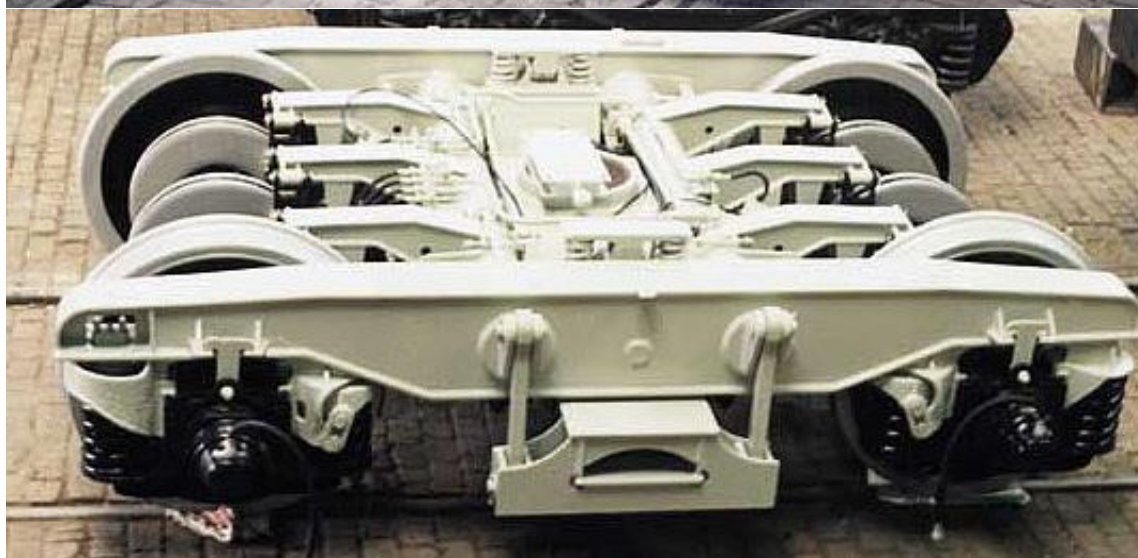
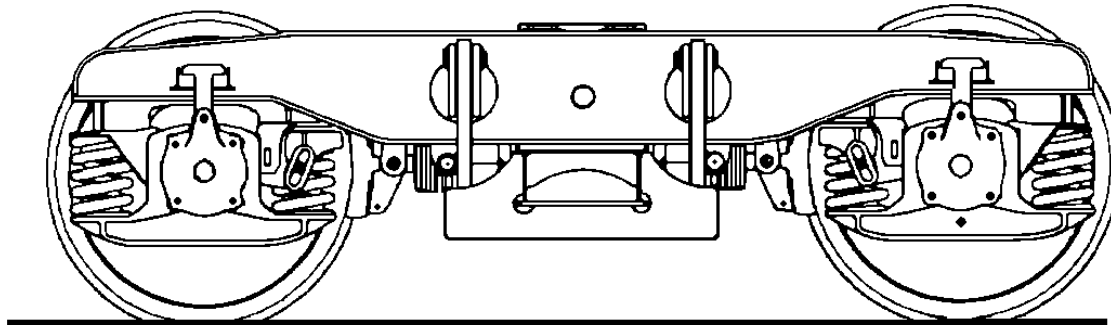
Jedná se o podvozek určený pro speciální aplikace, kde se požaduje nízký profil nebo vysoká provozní rychlost. Z tohoto důvodu byl vyráběn v poměrně malých sériích. Od předchozích podvozků typu Y se odlišuje především velkým rozvorem 2000 mm, nízkou výškou otočného čepu 840 mm nad T.K. a vysokou maximální rychlostí 140 km/h. Kvůli vysoké rychlosti musí být tyto typy vybaveny automatickými snímači hmotnosti na nápravu a podle něj automaticky zabezpečit tlak v brzdovém válci a tím i brzdící výkon.



Obrázek 1.14 Výkres podvozku Y33 se sníženou výškou otočného čepu

1.2.1.6 Podvozek typu Y 37

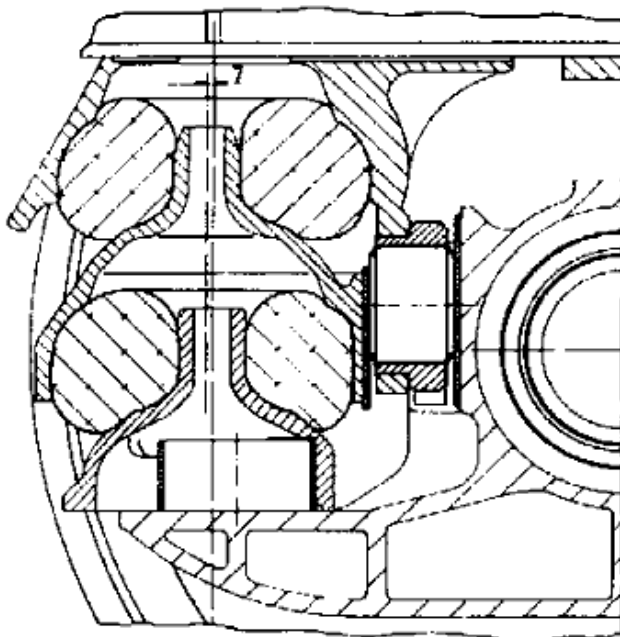
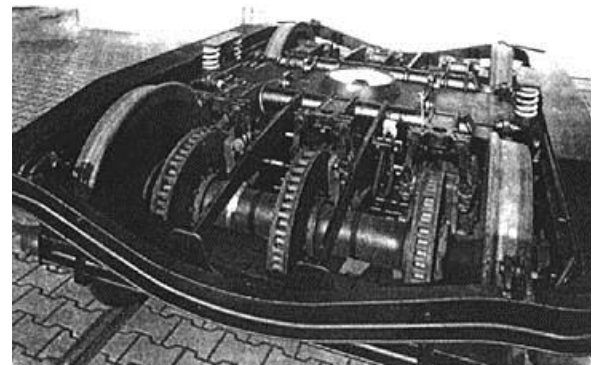
Tento podvozek je určen pro vysoké rychlosti. Rozvor náprav je 2300 mm, průměr kol 920 mm. Verze Y 37 PR pro rychlosti do 140 km/h, je vybavena čtyřmi jednotkami špalíkové, nebo čtyřmi jednotkami kotoučové brzdy, snímačem zatížení a protismykovým zařízením. Y 37 VVR je vybaven šesti jednotkami kotoučové brzdy a je vhodný pro rychlosti do 160 km/h při 16 t zatížení na nápravu. Hmotnost podvozku je 5,8 t.



Obrázek 1.15 Podvozek Y37 se dvěma a třemi brzdovými kotouči na nápravě

1.2.1.7 Podvozek typu DRRS

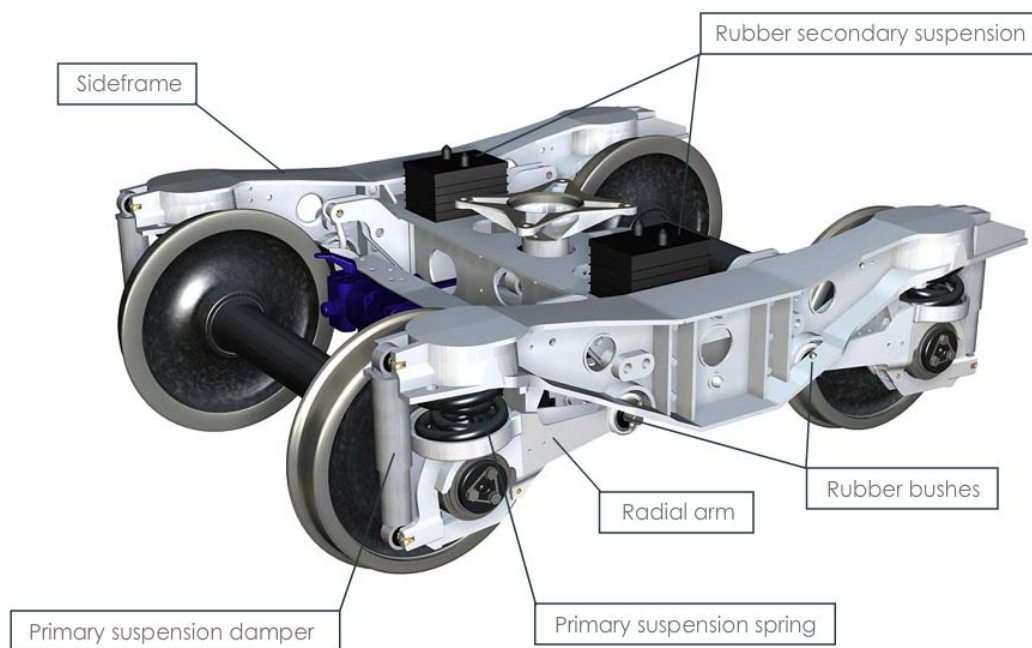
Podvozek DRRS je určen pro zatížení 22,5 tun na nápravu. Je možno podvozek provozovat do rychlosti 160 km/h. Konstrukce tohoto podvozku odpovídá požadavkům vyhlášky UIC 510. U DB má typové označení 675 a DRRS znamená zkratku z "Double Rubber Rolling Spring" čili vypružení dvojitým gumovým kroužkem (viz. Obrázek 1.16). Vývoj podvozků DRRS souvisí s vývojem nákladních vozů pro vysoké rychlosti s cílem využití na tratích pro osobní dopravu ať již se jedná o francouzské tratě pro TGV či německé NBS pro ICE. Jejich použití se předpokládá zejména u kontejnerových vozů. U SNCF je problém vysokých rychlostí u nákladních vlaků řešen zejména podvozky Y37.



Obrázek 1.17 Podvozek DRSS se zobrazeným řezem primárního vypružení a třecího tlumiče

1.2.1.8 Podvozek TF 25 (Track Friendly)

Provedením se tento podvozek, britské společnosti Axiom Rail, řadí mezi pojezdy s vyššími užitkovými parametry, které byly uvedeny v úvodu rešerše. Typ TF25 je určen pro provoz na tratích Velké Británie a Skandinávie a Typ TF25E je určen pro tratě Evropského kontinentu. Pro provoz ve Velké Británii jsou podvozky osazeny dvojkolými s koly o průměru 840 mm, pro EU jsou dvojkolí s průměry kol 920 mm. Rozvor je v obou případech 2000 mm. Podvozek prošel úspěšným programem testování v Německu a ve Francii v souladu s normou EN 14363 (UIC518/UIC518-2) a rychlostí až 120 km / h při zatížení náprav až 25 tun. To dovoluje užít podvozek TF25E v kombinaci s celou řadou typů vozu bez nutnosti dalšího dynamického zkoušení.



Obrázek 1.18 Podvozek TF25 s kývačkovým vedením a hydraulickým tlumením

Konstrukce otevřeného rámu je tvořena svařencem tvaru „H“. Na koncích podélníků jsou vytvořeny misky pro uložení páru souosých šroubových pružin a konzoly pro uchycení hydraulických tlumičů primárního vypružení. Vedení dvojkolí a přenos brzděné síly zajišťují radiální vodící ramena, která jsou k rámu připojena pomocí pryžokovových kloubů. Toto provedení vedení zajišťuje tuhé vedení dvojkolí v přímé koleji a umožňuje radiální stavění dvojkolí v obloucích. Ve srovnání s podvozky typu Y 25 (se systémem vedení a tlumení Lenoir) má podvozek TF 25 s kývačkovým vedením a hydraulickým tlumením řadu výhod. Například: Měkčí primární vypružení, lepší hydrodynamické tlumení, než třecí tlumič, který při propružení pracuje jen při pohybu podvozku směrem dolů. Ve chvíli kdy stlačené pružiny opětují reakci směrem vzhůru, je třecí tlumič zcela vyřazen z funkce, protože dochází k odlehčení. Dalšími výhodami jsou pryžokovové bloky s funkcí přídavného, sekundárního vypružení doplněné příčně uloženým hydraulickým tlumičem. Tyto pryžokovové bloky mají výhodu oproti klasickým vypruženým kluznicím v tom, že lineárně reagují na krouticí moment od skříně vagonu. U klasických vypružených kluznic dochází při nájezdu do oblouku k nežádoucímu „stick and slip“ efektu. Brzda je integrována do podvozku, kola jsou bržděna jednostranně ze strany příčnicku rámu podvozku.

1.2.1.9 Podvozek AMI III

Tyto podvozky firmy Axiom Rail jsou v současné době provozovány v UK a ve Finsku. Jsou určeny pro hmotnost na nápravu až 30 t a rychlost do 140 km/h. Pro provoz v EU je tento podvozek, podle TSI, homologován na maximální hmotnost na nápravu 25t při rychlosti 100 km/h a na hmotnost 22,5 t při rychlosti 120 km/h. Průměr kol je 920 mm a rozvor 2000mm. Masivní svařenec tvaru „H“ tvořený z příčnicku, středních dílů podélníků a litých krajních dílů podélníků zajišťuje velikou tuhost i při velkém zatížení. Vedení dvojkolí je rozsochové s třecími tlumiči. Po stranách nápravových ložisek se nachází dva páry sousedních šroubových pružin. Vazba podvozku se skříní je tvořena tornou a dvojicí postranních kluznic. Brzda je špalíková jednostranná.



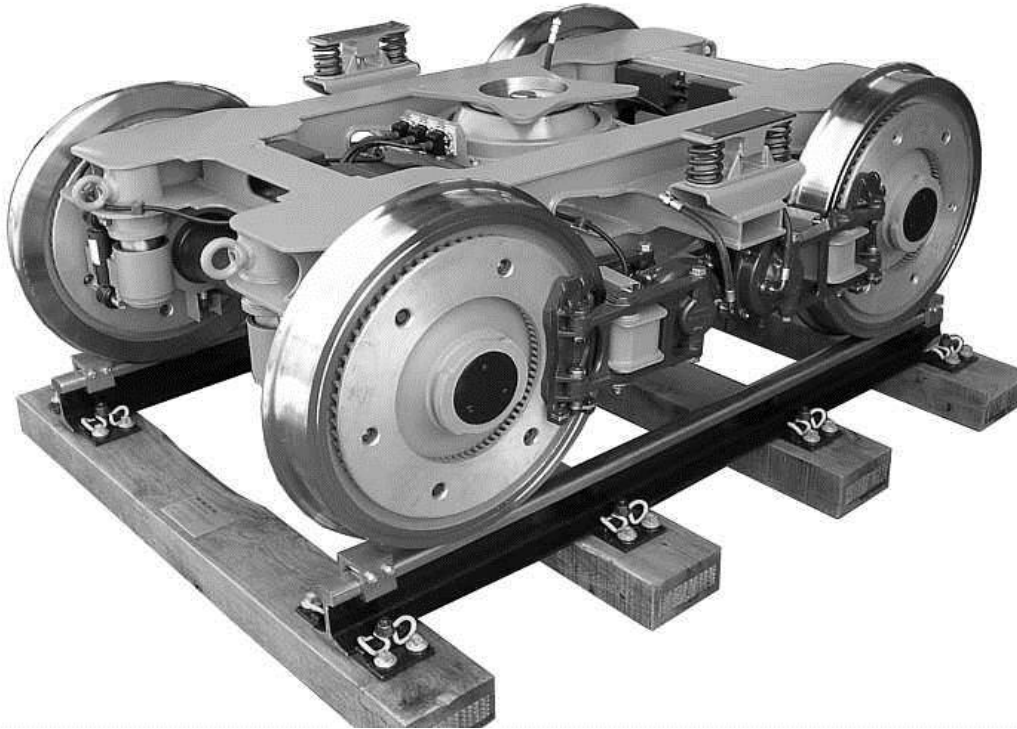
Obrázek 1.19 Verze podvozku AMI III pro nápravové zatížení 25t



Obrázek 1.20 Verze podvozku AMI III pro nápravové zatížení 30t

1.2.1.10 Podvozek Leila DG

Spolkové ministerstvo dopravy, výstavby a bydlení (BMVBW) předpokládá nárůst nákladní dopravy v Německu o 63% do roku 2015. Do té doby by se měl zdvojnásobit počet nákladních vagonů. Aby bylo možné produktivně řídit takový provoz nákladních vlaků, je nezbytné nasazovat do provozu vagony s podvozkem s vyššími užitkovými parametry.



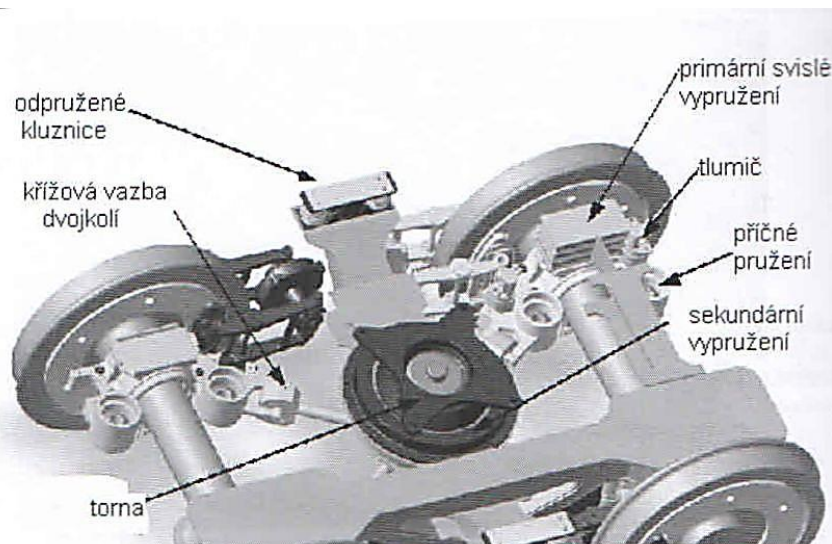
Obrázek 1.21 Podvozek Leila DG



Obrázek 1.22 Leila DG křížová vazba

Zkratka "LEILA" (Abkürzung für "Leichtes und lärmarmes Güterwagen-Drehgestell") znamená v překladu lehký a málo hlučný nákladní podvozek. To je hlavním cílem tohoto projektu. Jedná se o vývojový podvozek vyvinutý švýcarskými a německými odborníky. Konkrétním cílem projektu Leila-DG je snížení hladiny hluku o 18 dB, snížení hmotnosti podvozku pod 4t, zvýšení spolehlivosti a dostupnosti použitím telematických prvků a senzorů na každém podvozku, které tvoří energeticky nezávislý diagnostický systém, zvýšení pasivní a aktivní bezpečnosti (detektory spouštějící alarmy v případě vykolejení). Podvozek lze údajně montovat bez dalších úprav na nákladní vozy, kde byl původně použit běžný podvozek Y25(připojovací rozměry otočného řepu a kluznic jsou zachovány).

Nevýhodu tohoto podvozku spatřuji v jeho technické a elektronické složitosti. Z toho vyplývá vysoká pořizovací cena, nákladnější servis a nutnost školit servisní pracovníky. Velmi netradiční koncepci hlavního rámu tvoří svařenec dvou bočnic, dvou čelníků umístěných nad nápravami a hlavního příčnicku, který přesahuje přes bočnice. Na koncích příčnicku jsou umístěny odpružené kluznice odpovídající standardu UIC. Dvoukolí jsou mezi sebou vázána křížovou vazbou.



Obrázek 1.23 Uspořádání podvozku Leila DG

Vedení a zároveň primární příčné vypružení je zajištěno pryžokovovými pružinami, které jsou vsazeny do masivních ocelových misek. Tyto válcové misky zachycují příčné a podélné rázy a také svislé přetížení. Primární svislé vypružení představují třívrstvé pryžové jednotky. Primární pružení je doplněno hydraulickými, svisle uspořádanými, tlumiči. Sekundární vypružení představuje pryžový kroužek, který je umístěn pod tornou ležící v prohlubni hlavního příčnicku.

Brzda je elektronicky řízená v závislosti na nápravovém zatížení. Toto zatížení snímají senzory poklesu světlé výšky. Brzdové kotouče s tvrzeným povrchem z hliníkové slitiny jsou integrovány do kol.

1.3 Srovnání parametrů vybraných podvozků

Typ podvozku	Rám	Vypružení	Vedení dvojkolí	Typ Brzd	Zatížení na nápravu [t]	Max. rychlost [km/h]	Hmotnost [Kg]
Diamond	Otevřený, litý	Vypružený příčník, vinuté pružiny	Napevno s rámem	Špalíková jednostranná	22,5	120	4,78
26-2.8 střeoevropský	Uzavřený, svařovaný	Listové pružnice	Rozsochové	Špalíková oboustranná	22,5	100	4,5
Třinápravový podvozek BA 714 3	Uzavřený, svařovaný	Listové pružnice	Rozsochové	Špalíková oboustranná	22,5	100	7,8
Y 25Ls(s)	Uzavřený, svařovaný	Vinuté pružiny	Lenoir	Špalíková oboustranná	22,5/25	120/100	4,6
Y 31 L	Otevřený, svařovaný	Vinuté pružiny	Lenoir	Špalíková jednostranná	22,5	100	3,66
Y 31 LSSI	Otevřený, svařovaný	Vinuté pružiny	Lenoir	Kotoučová	18	120	4,5
Y 33	Otevřený, svařovaný	Vinuté pružiny	Lenoir	Špalíková jednostranná	18	140	-
Y 37 VR	Otevřený, svařovaný	Vinuté pružiny	Lenoir	2 kotouče na nápravě	18	140	5,7
DRRS	Uzavřený, svařovaný	Dvojitý gumový kroužek	Lenoir	3 kotouče na nápravě	22,5	160	4,7
TF 25	Otevřený, svařovaný	Vinuté pružiny + pryžové bloky	Kývačkou	Špalíková jednostranná	25,5	120	4,4
AMI III	Otevřený, svařovaný	Vinuté pružiny	Rozsochové	Špalíková jednostranná	30	140	-
LEILA-DG	Uzavřený, svařovaný	Pryžokovové	Miskové soupravy pružin	Kotoučová v kolech	22,5	120	Méně než 4t

Tabulka 1.1 Srovnání parametrů vybraných podvozků

2 Návrh koncepčního řešení

Úkolem této práce bylo navrhnout, na základě konstrukce podvozku Y 27 se sníženým příčником firmy Legios, upravenou konstrukci podvozku nákladního vozu s konstrukční rychlostí do 120 km/hod se stejnými přípojovacími parametry, pokud možno s nižšími výrobními a materiálovými náklady, než původní koncept firmy Legios.

Mnou navrhované konstrukční řešení podvozku Y27 vychází z koncepčního modelu firmy Legios a.s. Louny. Tento model jsem detailně prozkoumal a našel několik detailů, které po celkové optimalizaci tvaru příčnicku a obou podélníků vykazují lepší průběh zatížení. Díky tomu jsem mohl použít pro jednotlivé svařované části plechy stejné jakosti, ale menší tloušťky, čímž jsem snížil hmotnost centrálního H svařence a mírně snížil i pracnost svařování jednotlivých dílů mezi sebou.

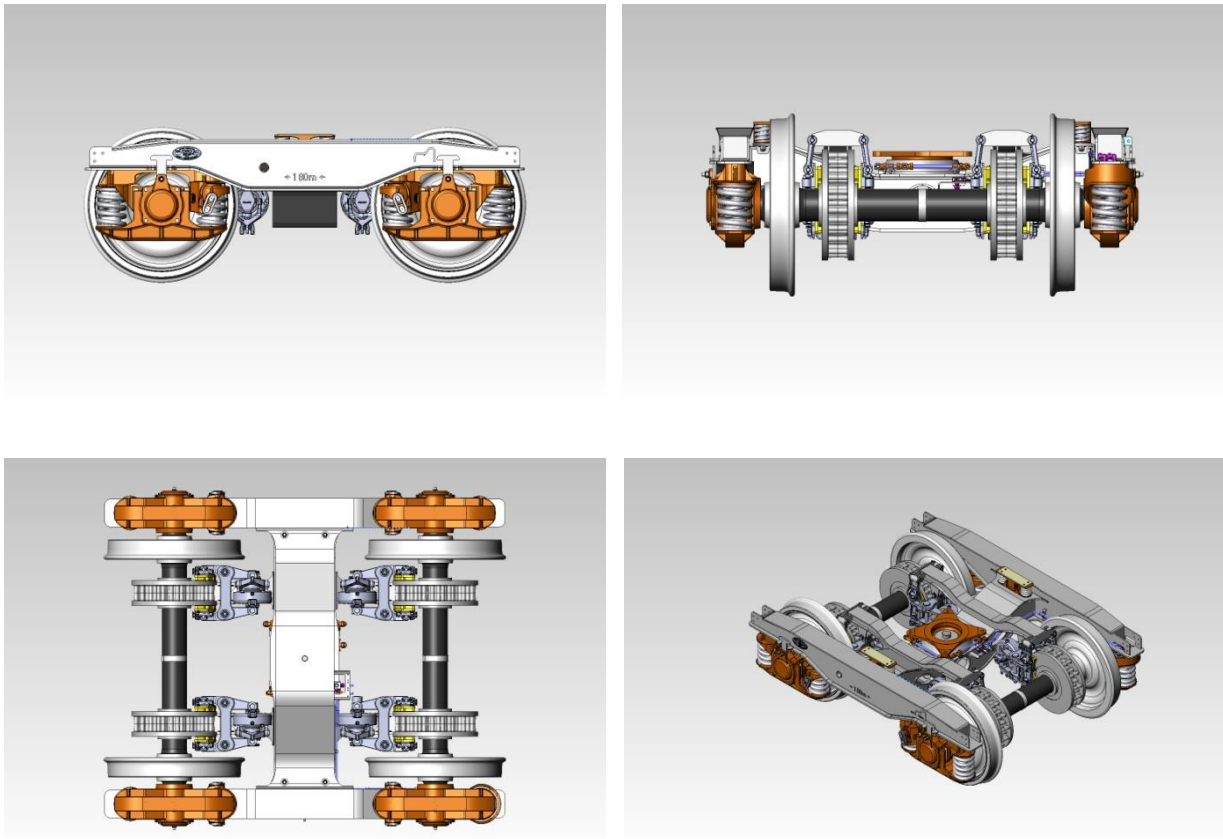
Část práce je věnována optimalizaci konzoly nesoucí jednotku kotoučové brzdy. Tuto konzolu jsem si vybral jako díl, pro který vytvořím kompletní pevnostní výpočet dle zadání mé diplomové práce. Nejprve bylo důležité zjistit síly vznikající při brždění vozu. Podklady pro tyto výpočty jsem čerpal z ČSN EN 13749 [1] a nadřazené evropské normy 2006/861/ES o technické specifikaci pro interoperabilitu nákladních vozů [2]. Výpočet brzdové síly a vzniklého zatížení brzdové konzoly jsem provedl na základě parametrů zadané brzdové jednotky Dako 90026-238_1145_AAEC, které mi pracovníci této firmy ochotně poskytli. Konečnou kontrolou jsem srovnal vypočtené hodnoty brzdové síly pro zastavení na předepsané vzdálenosti a vypočtené síly jednotky s vypočtenou teoretickou maximální adhezní silou přenositelnou na kolejnici.

Vzhledem k tomu, že stejná konzola nese brzdové elementy přední i zadní nápravy, dochází k tomu, že na jedné nápravě působí reakční síla kotoučové brzdy nahoru a na druhé nápravě téměř shodná síla dolů. Dále jsem musel vzít v úvahu i možnost nerovnoměrného opotřebení brzdového obložení a házivost brzdového kotouče, které mohou způsobit nerovnoměrný průběh brzdícího účinku a tím rozkmitání konzoly. Aby k tomuto nedošlo, bylo třeba konzolu dimenzovat tak, aby ani na jejím volném konci nedocházelo k velkému posunutí. Zároveň jsem bral v úvahu i opravitelnost, tj. možnost výměny konzoly při opravě, například po nehodě. Také jsem chtěl odstranit místa, která by se těžko protikorozně ošetřovala a mohla být důvodem k poškození konstrukce korozí. Vytvořil jsem čtyři různé návrhy a z nich jsem vybral ten, který podle mého názoru všechny tyto podmínky splňuje. Tento návrh jsem zapracoval do upravené koncepce rámu a jako celek podrobil důkladné statické pevnostní kontrole metodou konečných prvků. Ke stanovení zatěžujících sil jsem použil normu 2006/861/ES [2].

2.1 Zadané parametry

Rozchod.....	1435 mm
Rozvor náprav.....	1800 mm
Vzdálenost kluznic.....	1700 mm
Zatížení na nápravu.....	22,5 t
Provozní rychlost.....	120 km/h
Brzdový režim.....	ss
Materiál konstrukce rámu.....	ocel S355J2

2.1.1 Koncept firmy Legios a.s. Louny



Obrázek 2.1 Koncept Y27 firmy Legios a.s. Louny

Brzdová konzola je v původním návrhu firmy Legios vyrobena v celku a poté navařena na horní plát příčnicku podvozku. Podle mého názoru není tvar konzoly ideální z hlediska průběhu napětí, při případné výměně konzoly dojde pravděpodobně k poškození horního plátu a tím ke snížení pevnosti příčnicku. Pokud se pod materiál konzoly dostane vlhkost, dojde ke korozi, nabývání materiálu a k následné deformaci.

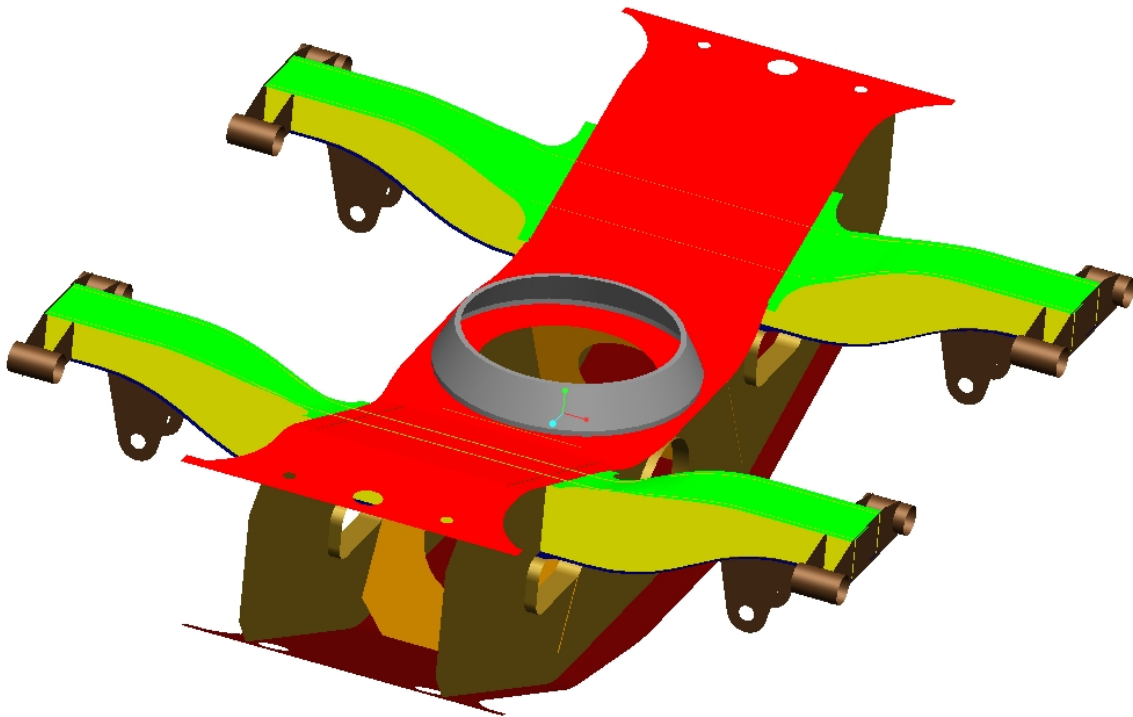
2.2 Vlastní návrhy konzoly brzdové jednotky

Návrhy jednotlivých variant jsem vymodeloval jako plošné modely. Jednotlivým plochám jsem přiřadil odpovídající tloušťky plechů a to pro všechny varianty stejné. Horní a dolní pásnice každé varianty má tloušťku plechu 12 mm a stojiny mají tloušťku 10 mm.

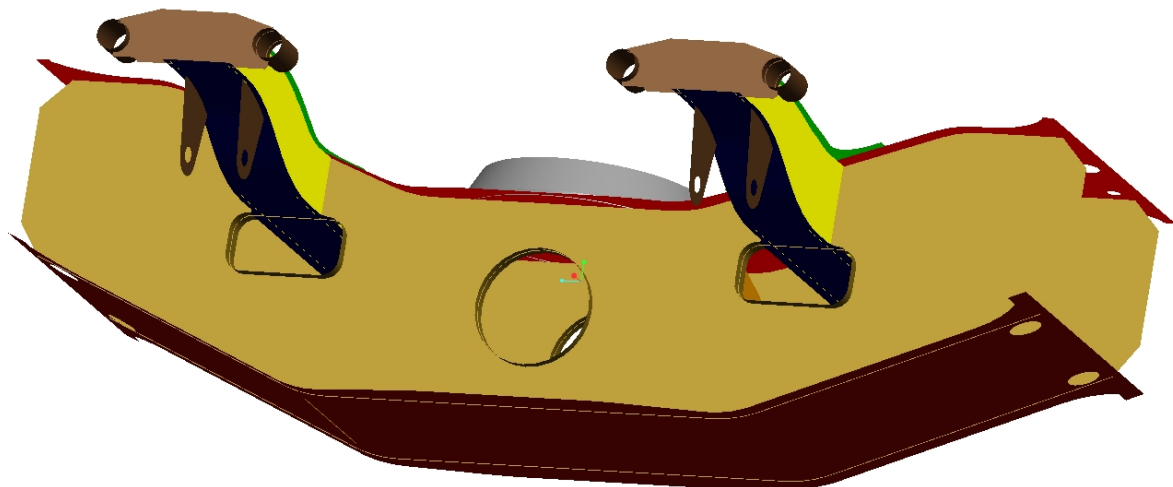
Varianty jsem mezi sebou porovnával na základě provedených FEM analýz. Tyto analýzy simulovaly zatížení při zatěžovacím stavu číslo 5 (viz. tabulka zatěžovacích stavů č. 3.2). Tento stav představuje mimořádné statické zatížení svislými a podélnými silami na toru a silami vznikajícími při brzdění plně naloženého vozu a působícími na brzdové konzoly. Okrajové podmínky byly definovány u všech variant shodně. Hlavním sledovaným parametrem pro vyhodnocení vhodnosti dané varianty byl vliv konzoly v místě napojení na příčník. Sledoval jsem tedy průběhy napětí v místech napojení.

Dalšími důležitými hodnotícími parametry byla tuhost konzoly (v ohybu a krutu), vhodnost z hlediska svařovacího postupu, náročnost na přípravu výroby (svařovací přípravky, lisovací formy, atd.)

2.2.1 První varianta



Obrázek 2.2 První varianta



Obrázek 2.3 První varianta

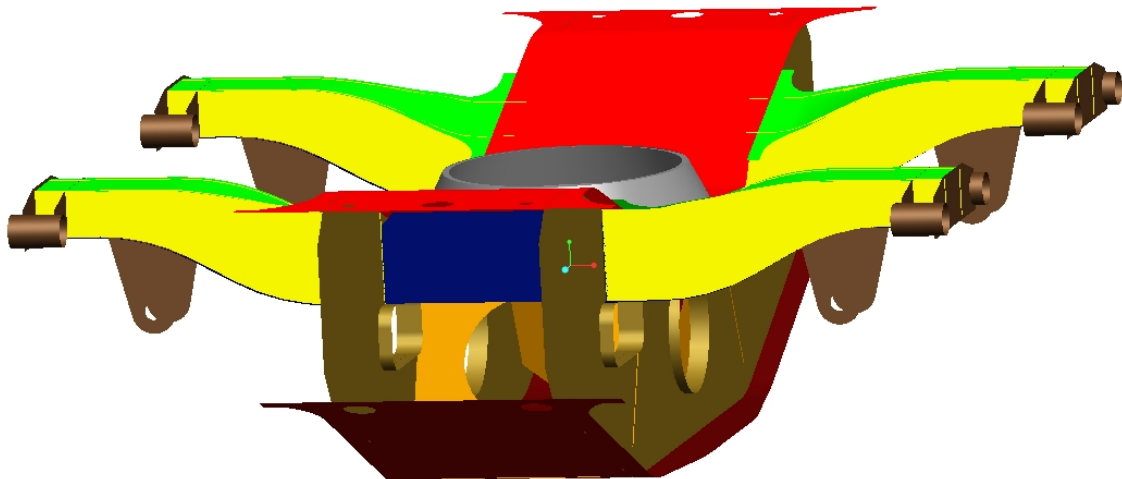
Hlavní myšlenky této varianty:

- *Přímé napojení horní pásnice příčnicku na podélník.*
- *Průchozí brzdová konzola příčnickem (bočnice konzoly nejsou dělené).*

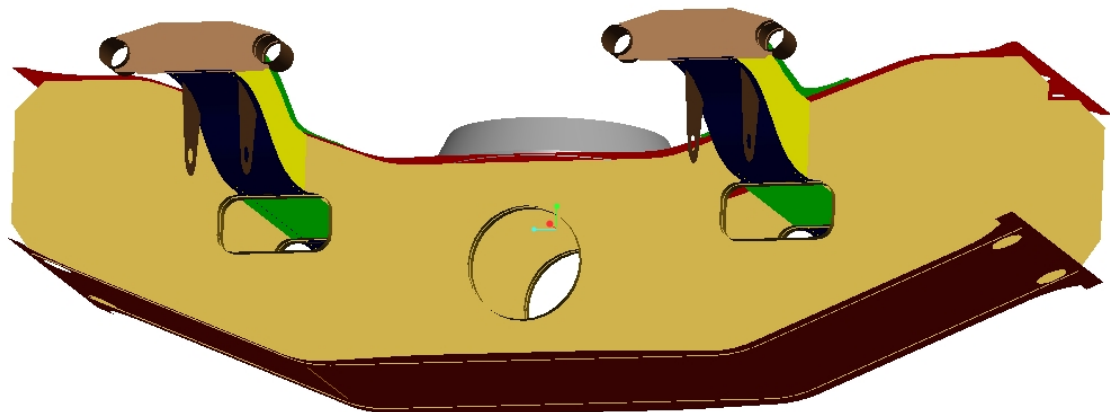
V této variantě je patrné přímé napojení horní pásnice brzdové konzoly na horní pásnici příčnicku, která má totožnou tloušťku plechu 12 mm. Důležitým prvkem této varianty je skutečnost, že nemá dělené bočnice ani dolní pásnici. Výrobní postup bude muset zahrnovat prolisování horní pásnice konzoly do požadovaného prostorového tvaru. Svařovací postup bude zcela odlišný od běžného postupu, kdy se svaří celý profil příčnicku a následně se k němu

přivaří brzdové konzoly. V tomto případě to není možné. Předem svařenou celou konzolu bude nutné vložit do výřezů v příčniku během svařovacího procesu příčniku. Svařovací postup příčniku bude navíc pozměněn tak, že se bude muset začínat sestavováním od horní pásnice. Stávající postup vychází od spodní pásnice příčniku. Z hlediska napětového ovlivnění příčniku konzolou vyšla tato varianta nejlépe. Dosáhla také dobrých hodnot tuhosti. Nevýhodou je složitější výroba a montáž.

2.2.2 Druhá varianta



Obrázek 2.4 Druhá varianta



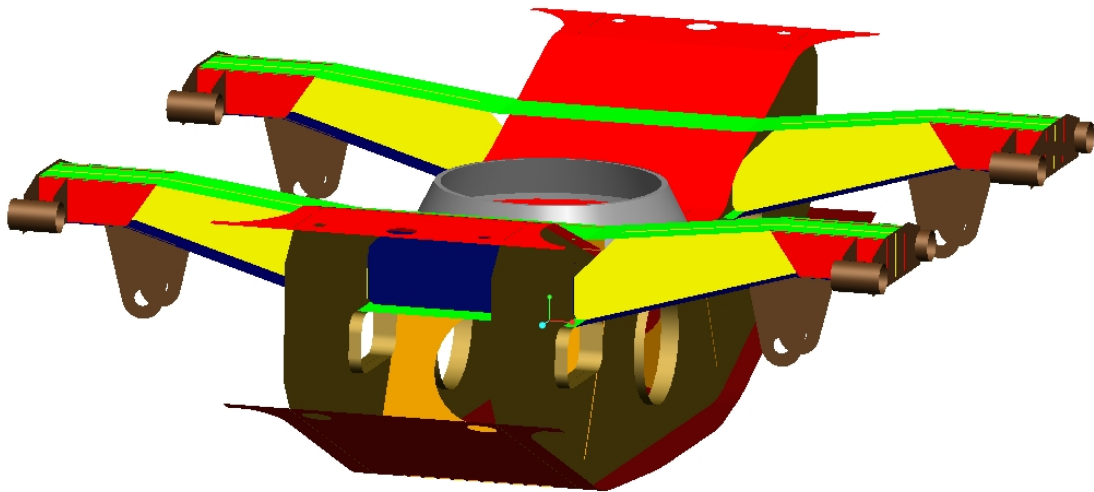
Obrázek 2.5 Druhá varianta

Hlavní myšlenky této varianty:

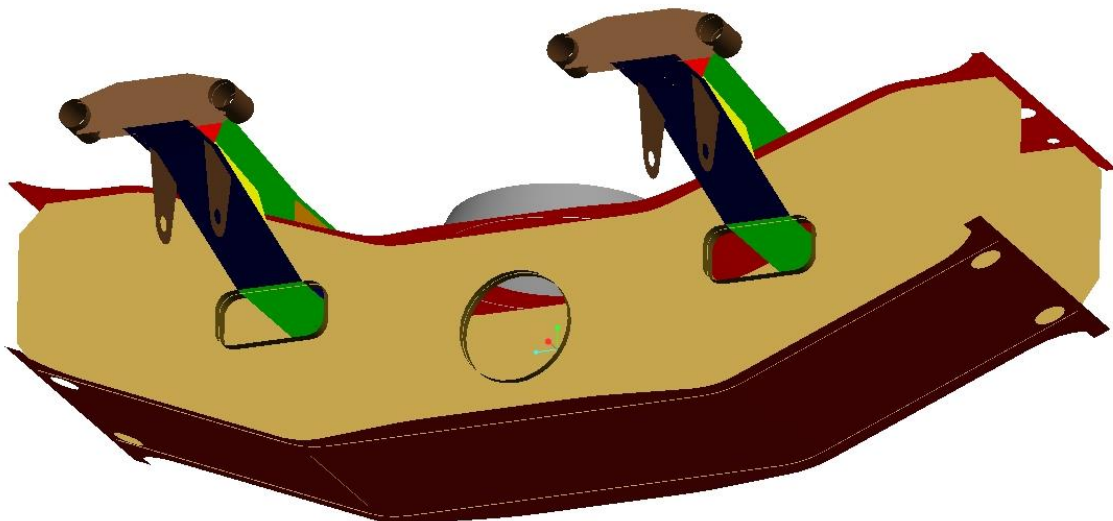
- *Přímé napojení horní pásnice příčniku na podélník.*
- *Geometrií vychází z 1. Varianty.*
- *Dělená konzola.*

Hlavní pozornost jsem upřel na zjednodušení způsobu montáže při svařovacím procesu. V procesu svařování příčnicku se klasický montážní postup rozšíří pouze o vložení vnitřního dílu konzoly a jeho vevaření uvnitř skříně příčného nosníku. Z toho vyplývá nutnost brzdovou konzolu rozdělit na 3 části. FEM analýza však prokázala, že se výsledky napětí a deformací příliš neliší od varianty 1. Další výhodou je možnost snadné výměny poškozené konzoly za novou, odříznutím a navařením nového dílu.

2.2.3 Třetí varianta



Obrázek 2.6 Třetí varianta



Obrázek 2.7 Třetí varianta

Hlavní myšlenky této varianty:

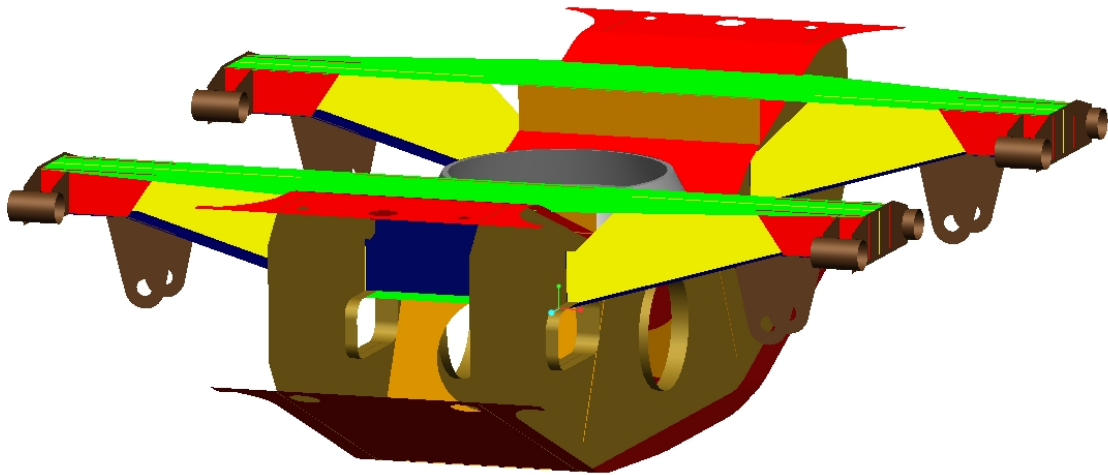
- *Konzolu tvoří kombinace otevřeného I profilu a uzavřeného profilu.*
- *Dělená konzola na tři části + horní pásnice vcelku*
- *Horní pásnice ohýbaná*

Jak v konceptu firmy Legios a.s. Louny, tak v mé první variantě je nutno vytvořit prostorový tvar jedné pásnice brzdové konzoly lisováním do negativní formy (kopyta). Tomu jsem se chtěl vyhnout celkovou změnou tvaru brzdové konzoly. Aby bylo možné napojit přímou konzolu, bez přetočeného horního dílu, na šikmou plochu horní pásnice příčnicku, musel jsem zde vytvořit pomocný vložený plech, který podepře přímou pásnici konzoly nad šikmou horní plochou příčnicku a uzavře tak vzniklý šikmý prostor. Konzola je rozdělena na krajové díly, vnitřní díl, a horní pásnici, která prochází vcelku přes celou konzolu. Nevýhodou otevřeného „I“ profilu je jeho menší tuhost v krutu. Další nebezpečí může nastat v uzavřeném prostoru nad horní plochou příčnicku, kde může docházet ke korozi.

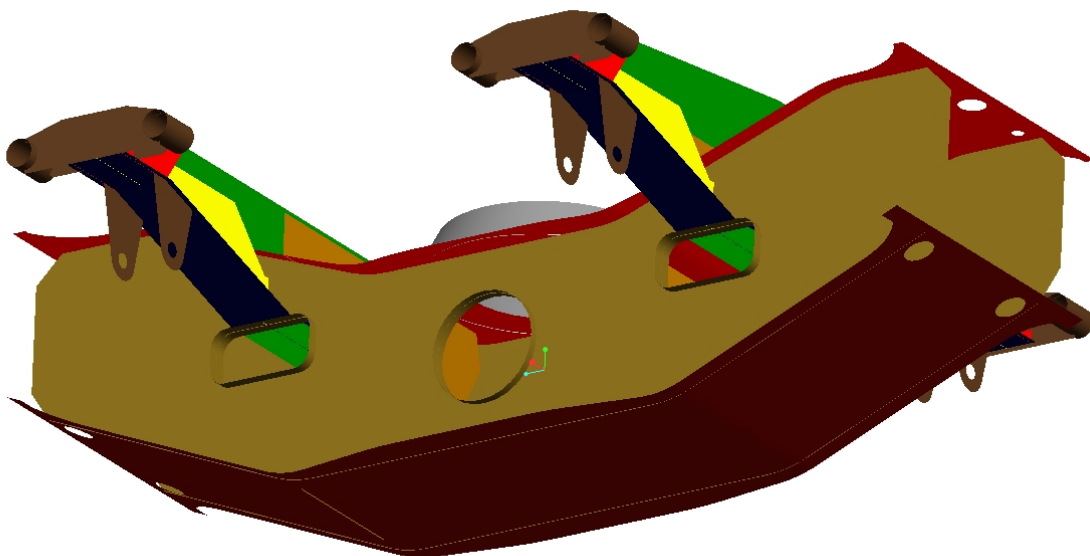
2.2.4 Čtvrtá varianta

Hlavní myšlenky této varianty:

- *Konzolu tvoří kombinace otevřeného I profilu a uzavřeného profilu.*
- *Dělená konzola na tři části + horní pásnice vcelku*
- *Přímá horní pásnice konzoly.*



Obrázek 2.8 Čtvrtá varianta



Obrázek 2.9 Čtvrtá varianta

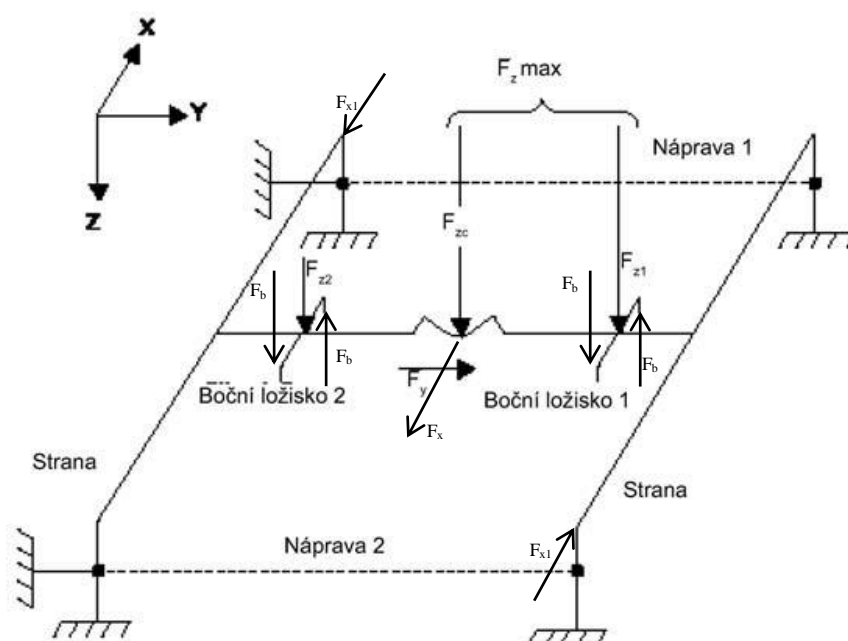
Tato variantu tvoří pouze přímé plechy. Montážní postup je stejný jako u 3. Varianty. Rozdíl je pouze v narovnání a rozšíření horní pásnice konzoly. Tím bylo dosaženo větší tuhosti ve svislém směru a v krutu. Brzdová konzola s nízkou tuhostí v krutu by se mohla při brzdění nevhodně rozkmitat. Krouticí moment by mohl vzniknout při nestejném provozním opotřebení jedné z brzdových destiček. Mohlo by tak dojít k rozdílnému koeficientu tření a tím i k rozdílným třecím silám vyvolávajícím krouticí moment.

2.3 Vyhodnocení variant

Poslední dvě varianty odstranily lisovací operaci, avšak nepodařilo se vyřešit vhodný způsob přivaření horní pásnice konzoly na horní pásnici příčnicku. Oba plechy se stýkají ve velmi ostrém úhlu. Je tedy předem nemožné bez větších úprav vytvořit v tomto styku bezpečný svarový spoj vzhledem k dynamickému namáhání brzdové konzoly. Dalším důvodem pro vyloučení 3. a 4. varianty je nízká míra tuhosti otevřeného profilu v krutu. Při rozhodování mezi první a druhou variantou proti sobě nestojí mechanické ukazatele, ale spíše aspekty složitosti montáže. Nejvhodnější variantou se tedy stala varianta číslo dvě- dělená uzavřená konzola. Při montáži a výrobě zůstává zachován současný svařovací postup. Tuto variantu jsem zapracoval do vlastního konstrukčního návrhu rámu podvozku Y27, včetně počítačové optimalizace.

3 Zatížení

Podvozek a jeho rám jsou v reálných provozních podmínkách zatíženy širokým spektrem zatížení, odvíjejících se od okamžitého stupně ložení, kvality tratě, vyjádřené odchylkami od její ideální geometrické polohy, případně zborcení koleje. Výsledkem je proměnlivé provozní zatížení, které není možno popsat jednoduchými zatěžovacími závislostmi. Z toho důvodu bylo pro zatížení rámu podvozků stanovené náhradní spektrum zatížení a v souladu s ním se nové podvozky zkouší. Uvedené zatížení je stanovené legislativou na bázi vyhlášek UIC, evropských norem nebo vnitřními směrnici provozovatele. [3]



Obrázek 3.1 Schéma zatěžujících sil

Dle normy ČSN EN 13749 [1] jsou podvozky rozděleny do sedmi kategorií. Podvozky nákladních vozů s jedním stupněm vypružení připadají do kategorie B-V.

Cílem statických výpočtů je ověření, že při daném zatížení nebyla překročena mez pružnosti materiálu.

Rozhodl jsem se jednotlivé varianty porovnat z mechanického hlediska. Tj. vybrat variantu s optimálním, nerovnoměrnějším, rozložením napětí a tím optimálně využít materiál, ze kterého je rám vyroben. Jedině tím zaručím, že na danou konstrukci nebylo použito zbytečných kilogramů oceli. Abych mohl takto jednotlivé varianty testovat a následně porovnávat, musím nejprve stanovit působící zatížení. Zatížení rámu podvozků lze rozdělit na vnější a vnitřní.

Vnější zatížení podvozku

Vnější zatížení podvozku představuje zatížení související s jízdou podvozku po trati, kdy musí přenášet jednak síly tíhové, jednak síly dynamické působící ve svislém, podélném i příčném směru. [1]

Vnější zatížení podvozku jsou:

1. Hmotnost neseného, plně zatíženého, vozidla.
2. Zatížení spojené se změnami v užitečné hmotnosti.
3. Zatížení způsobené nerovnostmi koleje.
4. Zatížení vlivem jízdy v obloucích.
5. Zatížení od zrychlení a brzdění.
6. Zatížení nárazem vozu (při posunu)
7. Zatížení způsobené drobným vykolejením (při malé rychlosti)

Vnitřní zatížení podvozku

Zahrnuje zatížení způsobené přítomností a činností výstroje podvozků jako je brzda, tlumiče, torzní stabilizátory, trakční motory a všechny hmoty připojené k rámu podvozku. [1]

3.1 Vnější zatížení od svislých sil

Zadané parametry

Ložená hmotnost.....	M= 90 [t]
Hmotnost podvozku.....	$m^+ = 4,5$ [t]
Vzdálenost kluznic.....	$b_g = 1,7$ [m]
Rozvor podvozku.....	$2a^+ = 1,8$ [m]

Statická síla na i-té kolo:

$$Q_i = \frac{M}{8} * g = \frac{90}{8} * 9,81 = 110,4 \text{ [kN]} \quad (1.1.)$$

Zjišťované síly

F_zsvislá síla působící na čep

F_{zmax}mimořádná svislá síla působící na čep

F_{z1}, F_{z2}svislé síly působící na kluznice

αsoučinitel představující účinek kolébání (pro kluznice vzdálené 1700mm je $\alpha=0,3$)

Svislé zatížení torny:

$$F_z = 4 * Q_i - m^+ * g = 4 * 110,4 - 4,5 * 9,81 = 397,3 \text{ [kN]} \quad (1.2.)$$

3.1.1 Mimořádné zatížení

Dle ČSN EN 13749 [1] a TSI normy [2] se velikost mimořádného zatížení určí pro svislý směr podle následujících vztahů:

Případ 1: Síla působí pouze na čep

$$F_{zmax} = 2 * F_z = 2 * 397,3 = 794,6 \text{ [kN]} \quad (1.3.)$$

Případ 2: Síla působí jak na čep, tak na jednu kluznici (kolébání)

$$F_{z1max}(\text{nebo } F_{z2max}) = 1,5 * F_z * \alpha = 1,5 * 397,3 * 0,3 = 178,8 \text{ [kN]} \quad (1.4.)$$

$$F_{zp max} = 1,5 * F_z * (1 - \alpha) = 1,5 * 397,3 * (1 - 0,3) = 417,2 \text{ [kN]} \quad (1.5.)$$

F_{zmax} se v případě zatěžujícího stavu, kdy je rám zatížen současně maximální svislou silou a maximální brzdou silou vypočítá:

$$F_{zmax} = 1,2 * F_z = 1,2 * 397,3 = 476,8 \text{ [kN]} \quad (1.6.)$$

3.1.2 Provozní zatížení

Případ 1: Síla působí pouze na čep

$$F_{zp} = F_z = 397,3 \text{ [kN]} \quad (1.7.)$$

Případ 2: Síla působí jak na čep, tak na jednu kluznici (kolébání)

$$F_{z1}(\text{nebo } F_{z2}) = F_z * \alpha = 397,3 * 0,3 = 119,2 \text{ [kN]} \quad (1.8.)$$

$$F_{zp} = F_z * (1 - \alpha) = 397,3 * (1 - 0,3) = 278,1 \text{ [kN]} \quad (1.9.)$$

3.2 Vnější zatížení od příčných sil

F_ypříčná síla[kN]

F_{y1}, F_{y2}Příčné síly působící na každou nápravu[kN]

$F_{y max}$mimořádná příčná síla[kN]

F_{y1max}, F_{y2max}mimořádné příčné síly působící na každou nápravu[kN]

3.2.1 Mimořádné zatížení

$$F_{y1max} = F_{y2max} = \frac{F_{y max}}{2} = 10 + \frac{2*Q_i}{3} \text{ [kN]} \quad (1.10.)$$

$$\Rightarrow F_{y max} = 2 * \left(10 + \frac{2*Q_i}{3}\right) = 2 * \left(10 + \frac{2*110,4}{3}\right) = 167,2 \text{ [kN]} \quad (1.11.)$$

3.2.2 Provozní zatížení

$$F_y = 0,4 * 0,5 * (F_z + m^+ * g) = 0,4 * 0,5 * (397,3 + 4,5 * g) = 88,3 \text{ [kN]} \quad (1.12.)$$

3.3 Vnější smykové zatížení od podélných sil

Působí na každé kolo na opačných stranách rámu podvozku v opačném směru.

3.3.1 Mimořádné zatížení

$$F_{x1max} = 0,1 * (F_z + m^+ * g) = 0,1 * (397,3 + 4,5 * g) = 44,1[\text{kN}] \quad (1.13.)$$

3.3.2 Provozní zatížení

$$F_{x1} = 0,05 * (F_z + m^+ * g) = 0,05 * (397,3 + 4,5 * g) = 22,1[\text{kN}] \quad (1.14.)$$

3.4 Vnější torzní zatížení vyvolané zborcením koleje

Najetí na zborcenou kolej se projeví v podobě deformace primárního vypružení s odpovídajícím nárůstem předpětí v pružině. Toto zvýšené předpětí způsobí v (pružné konstrukci) rámu zkroucení (elastickou deformaci). Pro simulaci tohoto zatěžujícího stavu na výpočetním modelu je nutné stanovit tuhost pružin ve směru osy pružiny. Vycházím z požadavků na plně ložený vůz dle normy předepisující zatěžující stavy 2006/861/ES (3). Hmotnost dvojkolí (s brzdovými kotouči) a ložiskového domku nepůsobí svou tíhou na pružiny, proto je od hmotnosti plně loženého vozu odečítám.

Celková osová tuhost primárního vypružení

$$k_{z_{celk}} = \frac{\frac{M}{2} - (2 * M_{dv})}{l_p} * g = \frac{\frac{90000}{2} - (2 * 1603)}{330} * 9,81 = 1242,4 [\text{N/mm}] \quad (1.15.)$$

3.4.1 Mimořádné zatížení

V případě mimořádného zatížení má podvozek vydržet zatížení vyvolané zborcením koleje o 10‰.

Předpětí v primárním vypružení jednoho kola:

$$F_{pmax} = 2a^+ * 0,01 * \frac{k_{z_{celk}}}{4} = 1,8 * 0,01 * \frac{1242,4}{4} = 5,6 [\text{kN}] \quad (1.16.)$$

Kde je: k_z výsledná tuhost jednoho primárního vypružení dvojkolí ve svislém směru.

3.4.2 Provozní zatížení

V případě mimořádného zatížení má podvozek vydržet zatížení vyvolané zborcením koleje o 5‰.

Předpětí v primárním vypružení jednoho kola:

$$F_p = 2a^+ * 0,005 * \frac{k_{z_{celk}}}{4} = 1,8 * 0,005 * \frac{1242,4}{4} = 2,8 [\text{kN}] \quad (1.17.)$$

3.5 Vnitřní zatížení od brzdění

Třením brzdového obložení o brzdový kotouč vznikají brzdné síly a také setrvačné síly vyvolané zpomalením vozu (včetně komponentů podvozku). Výpočet brzdných sil působících na konzolu, potřebný pro návrh rámu podvozku, je odvozen od konkrétní koncepce použité brzdy. Toto zatížení je stěžejní především pro návrh brzdové konzoly. Stanovuje se mimořádné zatížení jako 1,3 násobek brzdných sil působících při nouzovém brzdění. Za normální provozní zatížení se pokládá 1,1 násobek sil působících při nouzovém brzdění.

Zadané parametry:

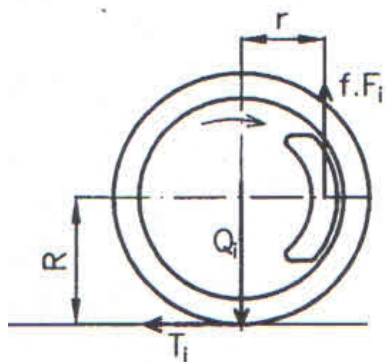
Ložená hmotnost.....	M= 90 [t]
Rychlost jízdy.....	v= 120 [km/h]
Požadovaná zábrzdňá vzdálenost.....	s= 700 [m]
Brzdící procento.....	$\lambda= 100$ [%]
Brzdňý režim.....	SS
Poloměr kola.....	R= 0,460 [m]
Poloměr styčné kružnice brzdová destička/kotouč.....	$r_m= 0,225$ [m]
Součinitel tření ve funkčních plochách brzd.....	f= 0,35[-]
součinitel adheze ve styku kol s kolejnicemi.....	$\mu= 0,3$ [-]

Hlavním parametrem pro návrh brzdové soustavy je zábrzdňá vzdálenost označována v normách písmenem s= f(v, λ) [m] a brzdící procento λ . Výpočty brzdňé síly se zabývá zejména UIC norma 544-1 (2) a TSI norma (3). Brzdňím se maří kinetická energie E [kJ] jedoucího vozidla nebo vlaku.

Rovnováha sil na brzdňém kole kotoučovou brzdou

$$f * F_i * r_m = T_i * R \leq \mu * Q * R \quad (1.18.)$$

$$T_i = F_k * \mu [\text{kN}] \quad (1.19.)$$



Kde jsou:

T_iadhezní síla i-tého kola [kN]

F_ibrzdňá síla i-tého kola [kN]

μsoučinitel adheze [-]

F_ksíla na obvodu kola [kN]

3.5.1 Výpočet brzdné síly z kinetické energie

$$E = \frac{M \cdot v^2}{2} * (1 + k) = \frac{90 * \left(\frac{120}{3,6}\right)^2}{2} * (1 + 0,04) = 52000 \text{ [kJ]} \quad (1.1.)$$

Kde jsou: M.....hmotnost vozidla (vlaku) [t]
v.....rychlost vozidla (vlaku) [m/s]
k.....přídavný součinitel účinků rotačních hmot (pro nákladní vozy je k=0,04)

Pro zastavení jedoucího vozu nebo vlaku mající kinetickou energii E [kJ] na zábrzdné dráze s[m], je zapotřebí vyvodit střední brzdící sílu F [kN] tj. střední brzdící výkon N [kW].

$$F = \frac{E}{s} = \frac{52000}{700} = 74,3 \text{ [kN]} \quad (1.20.)$$

$$N = \frac{E}{t} = \frac{F \cdot s}{t} \text{ [kW]}. \quad (1.21.)$$

Kde jsou: s.....zábrzdná dráha [m]
t.....doba brzdění do zastavení [s]

Z vypočtené střední brzdící síly potřebné pro zastavení vozu na zábrzdné dráze s [m] dopočítám brzdnu sílu pro každé kolo potřebnou pro zastavení na předepsané vzdálenosti. Tento parametr je důležitý pro návrh brzdové jednotky, která musí být schopná vyvodit dostatečnou brzdnu sílu. Čím je větší síla brzdové jednotky, tím větší je reakce v brzdové konzole, kterou dimenzuji. Síla brzdové jednotky je omezena automatickým zátěžovým regulátorem. Který reguluje tlak v jednotce. Nedojde proto k překročení adhezních limitů a zablokování dvojkolí z důvodu přebrzdění.

Střední brzdovou sílu F [kN] pro celý vůz nyní rozdělím na jednotlivé síly pro každé kolo působící na obvodu kola, F_k [kN]. (Uvažovaný vůz má dva podvozky a každý z nich má 2 nápravy). [3]

Výpočet brzdné síly pro 1 kolo:

$$F_k = \frac{F}{8} = \frac{74,3}{8} = 9,3 \text{ [kN]} \quad (1.22.)$$

Z rovnováhy sil:

$$F_k * R = F_i * r_m \quad (1.23.)$$

$$\Rightarrow F_i = F_k * \frac{R}{r_m} = 9,3 * \frac{0,460}{0,225} = 19,0 \text{ [kN]} \quad (1.24.)$$

3.5.2 Výpočet brzdné síly z maximální síly brzdové jednotky

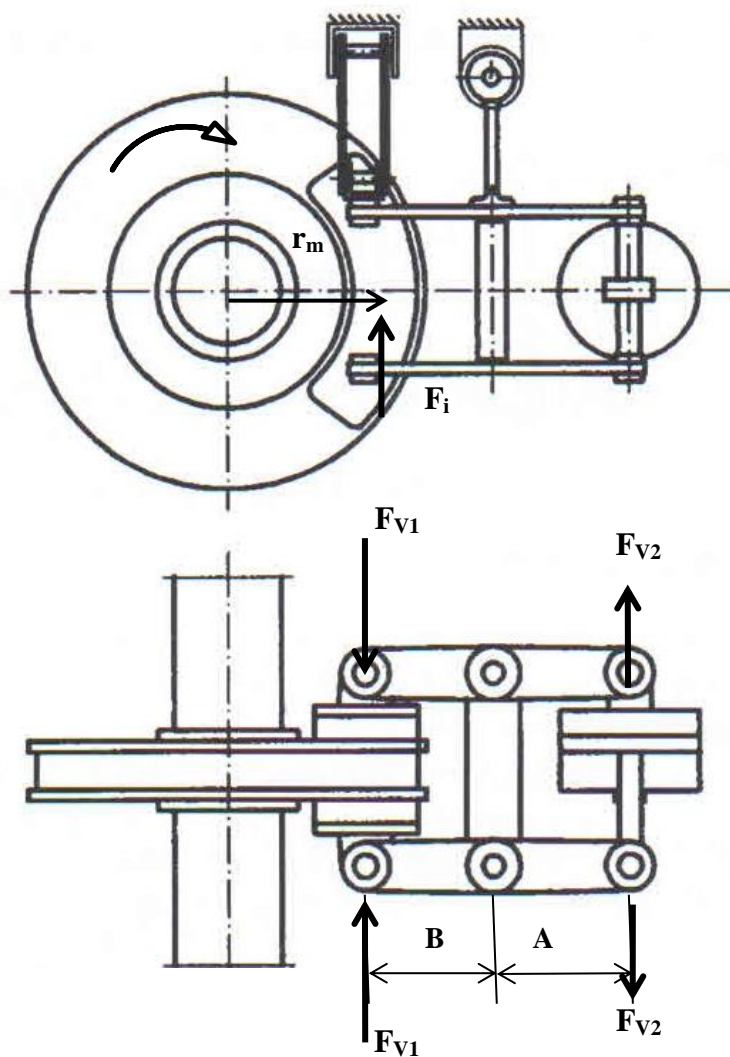
Je zadána pneumatická brzdová jednotka Dako 90026-238_1145_AAEc.

Průměr pracovního válce.....D =0,254 [m]
Délka páky A.....A= 0,191 [m]
Délka páky B.....B= 0,149 [m]
Poloměr styčné kružnice brzdová destička/kotouč..... $r_m= 0,225$ [m]
Účinná plocha pístu..... $S_p= 506,7 * 10^{-4}$ [m²]
Maximální tlak ve válci..... $p= 3,8 * 10^5$ [Pa]

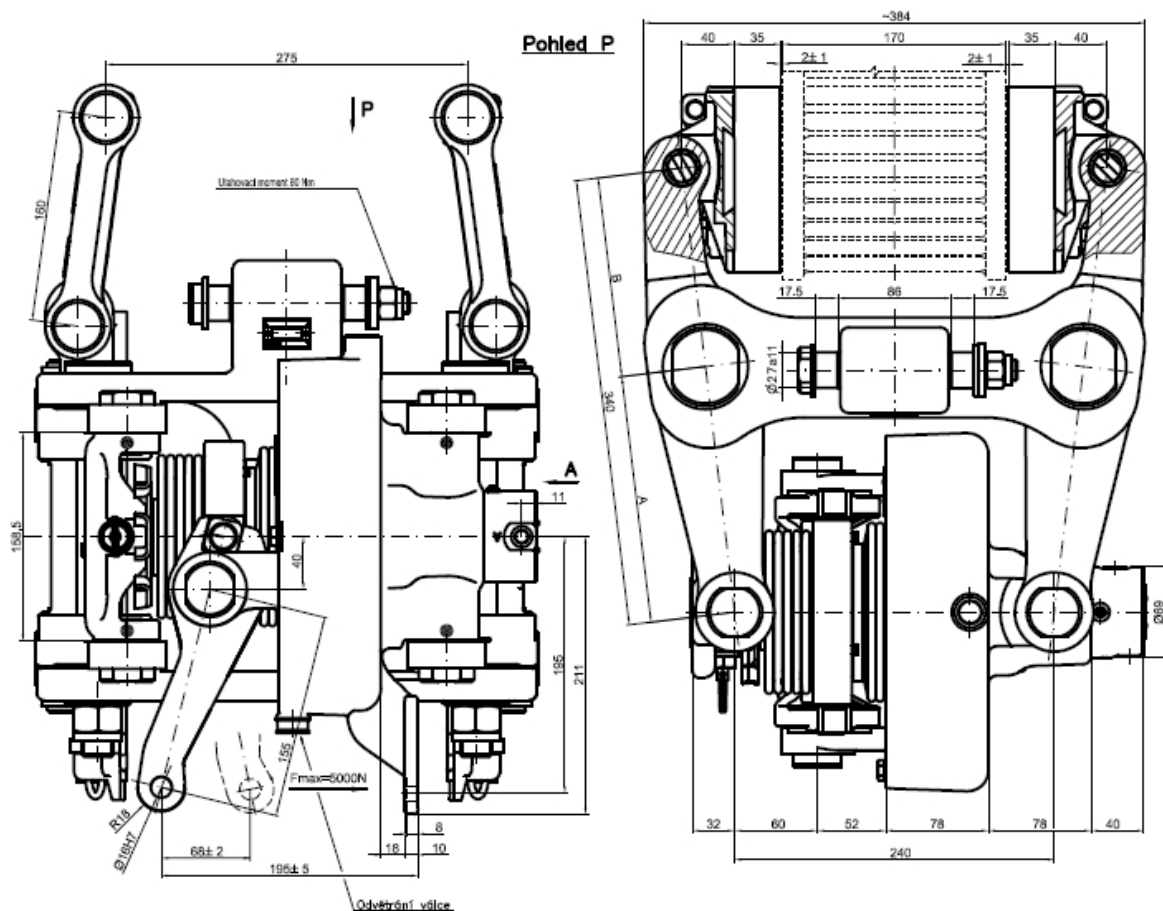
Síla na brzdovou destičku.....	F_{V1} [kN]
Maximální síla na oku vřetena.....	F_{V2} [kN]
Síla vratné pružiny.....	$F_{VP} = 1,3$ [kN]
Síla mechanické ruční brzdy.....	$F_{RB} = 5$ [kN]
Účinnost pákové jednotky.....	$\eta_p = 0,97$ [-]
Účinnost pákové ruční brzdy.....	$\eta_{rb} = 0,85$ [-]
Součinitel tření ve funkčních plochách brzd.....	$f = 0,4$ [-]
Převod páky ruční brzdy.....	$i_{rb} = 3,86$ [-]
Hmotnost jednotky.....	$m_j = 90$ [kg]

*dle informací z Dako-cz.a.s. a výsledků brzdových zkoušek s obložením Becorit BN41NTse pro výpočty používá koeficient tření $f = 0.4$.

Rozložení sil v pákové a uchycení jednotky kotoučové brzdy



Obrázek 3.2 Rozložení sil v pákové brzdě



Obrázek 3.3 výkres brzdové jednotky Dako 90026-238_1145_AAEC

Výpočet maximální síly na oku včetně F_{V2}

F_{V2} = síla od pneumatické brzdy - síla vratné pružiny + síla mechanické brzdy.

$$\begin{aligned}
 F_{V2} &= \left(\frac{\pi * D^2}{4} * p \right) - F_{VP} + (F_{RB} * i_{rb} * \eta_{rb}) \\
 &= \frac{\pi * 0,254^2}{4} * 4 * 10^5 - 1300 + (5000 * 3,86 \\
 &\quad * 0,85) = 35373,3 \text{ [N]} \cong 35,4 \text{ [kN]}
 \end{aligned}
 \tag{1.25.}$$

$$F_{V1} * B = F_{V2} * A * \eta_p \tag{1.26.}$$

$$\Rightarrow F_{V1} = F_{V2} * \frac{A}{B} * \eta_p = 35,4 * \frac{0,191}{0,149} * 0,97 = 44,0 \text{ [kN]} \tag{1.27.}$$

Síla F_{V2} a její reakce působí přes páky na kotouč z obou stran.
Výsledná brzdící síla:

$$F_i = 2 * F_{V1} * f = 2 * 44 * 0,4 = 35,2 \text{ [kN]} \tag{1.28.}$$

Z rovnováhy sil:

$$F_k * R = F_i * r_m \quad (1.29.)$$

$$\Rightarrow F_k = F_i * \frac{r_m}{R} = 35,2 * \frac{0,23}{0,46} = 17,6[\text{kN}] \quad (1.30.)$$

3.5.3 Adhezní limit

Výpočtem stanovené hodnoty brzdného zpomalení jsou reálné, pokud odpovídající brzdné síly ve styku kol s kolejnicemi nepřekračují hodnoty odpovídající mezi adheze. [3]

$$F_k = Q_i * \mu = 110,4 * 0,3 = 33,1 [\text{kN}] \quad (1.31.)$$

Z vypočtených brzdných sil pro i-té kolo F_i [kN] je patrné, že brzdná síla potřebná pro zabrzdění na předepsané zábrzdné vzdálenosti je nižší než brzdná síla vyvolaná při maximálním brzdění a zároveň nižší než brzdná síla omezená adhezními limity.

Pro výpočet zatížení brzdovou silou budu brát v úvahu největší možnou brzdovou sílu tj. maximální třecí sílu na brzdovém kotouči $F_i = 35,2$ [kN]. Tato síla zatěžuje brzdovou konzolu v místě zavěšení pákoví. Dále jí budu značit F_b (brzdná síla).

3.5.4 Mimořádné zatížení

$$F_b = F_{imax} * 1,3 = 35,2 * 1,3 = 45,8 [\text{kN}] \quad (1.32.)$$

3.5.5 Provozní zatížení

$$F_b = F_{imax} * 1,1 = 35,2 * 1,1 = 38,7 [\text{kN}] \quad (1.33.)$$

3.6 zatížení od setrvačných sil

Dalším vnitřním zatížením, které je spojeno s brzděním je zatížení od setrvačných sil skříně vozidla. Jedná se tedy o zatížení přenášené tornou v podélném směru. Vycházím z výpočtu síly na obvodu kola celého podvozku vyvolané při působení maximální brzdné síly F_B [kN]. Dovolím si zde zanedbat záporné zrychlení podvozku.

$$F_x = 4 * F_k = 4 * 17,6 = 70,4 [\text{kN}] \quad (1.34.)$$

3.7 Kombinace jednotlivých zatížení

3.7.1 Kombinace statického zatížení

Toto zatížení je aplikováno na konstrukci jako statické. Dle TSI normy pro kolejová vozidla [2] nesmí být překročena mez pružnosti materiálu při žádném zatížení. V případě zkoušek nesmí po odstranění zkušebního zařízení zůstat žádné stopy trvalé deformace.

3.7.2 Kombinace dynamického zatížení

Podvozky kolejových vozidel se dimenzují na trvalou životnost tj. mez únavy větší než $10E7$ cyklů. Provádí se série statických zkoušek s různými kombinacemi provozních zatížení. Odečtou se střední, maximální a minimální hodnoty napětí a výsledky se vynesou do Smithova diagramu. K výsledkům se přihlíží jako by byla konstrukce zatěžována pouze jedním cyklickým zatížením o těchto parametrech. [5]

3.8 Tabulka zatěžujících stavů

Tabulku zatěžujících stavů jsem sestavil podle normy TSI [2]. Tato norma se zabývá konkrétně nákladními vozy na rozdíl od české normy ČSN EN 13749[1] která se zabývá všeobecně všemi kategoriemi podvozků. K daným zatěžovacím stavům dle TSI normy [2] jsem přidal zatížení podélnými silami dle předpisu normy ČSN EN 13749. Podélná síla F_x představuje zatížení od setrvačných sil a síly F_{x1} „působící v silové dvojici, představují smykové namáhání.

3.8.1 Tabulka zatěžujících sil při mimořádném zatížení

Případ	Svislé					Příčné F_y	Podélné	
	F_{z2}	F_{zc}	F_{z1}	F_p	F_b		F_x	F_{x1}
1		794,6						
2		417,2	178,8	5,6				
3		417,2	178,8			167,2		
4	178,8	417,2				-167,2		
5		476,8			45,8		70,4	
6		397,3						44,1

Tabulka3.1 Mimořádná zatížení

3.8.2 Tabulka zatěžujících sil při normálním, provozním zatížení

Případ	Svislé					Příčné F_y	Podélné	
	F_{z2}	F_{zc}	F_{z1}	F_p	F_b		F_x	F_{x1}
7		397,3						
8		516,5						
9		278,1				88,3		
10	103,3	413,2						
11		413,2	103,3			88,3		
12	103,3	222,5						
13		222,5	103,3			-88,3		
14		397,3			38,7		70,4	
15		397,3			-38,7		70,4	
16		397,3						22,1
		397,3		2,8		88,3		

Tabulka 3.2 Provozní zatížení

4 Tvorba výpočtového modelu

Skutečný model podvozku vytvořený zejména za účelem tvorby výkresové dokumentace a model určený pro simulace zátěžných stavů se od sebe částečně liší. Model pro určení pro výpočty je nutné vhodným způsobem zjednodušit zejména kvůli dlouhému času výpočtu a vzhledem k množství zatěžujících stavů. Dalším důvodem pro tvorbu výpočtového modelu je vlastní funkčnost výpočtového modelu tvořeného elementy. Skutečný model obsahuje například úkosey a distanční mezery pro svarové spoje. Ve výpočtovém modelu musí všechny elementy jednotlivých dílů na sebe přímo doléhat jinak by výpočet selhal. Přesnost výpočtu metodou konečných prvků tedy závisí na správné volbě okrajových podmínek a diskretizaci modelu konstrukce na elementy. Výpočtový model můžou tvořit objemové (solid), nebo plošné (shell) elementy. Z hlediska přesnosti výpočtu

4.1.1 Úprava modelu pro výpočet

Před vytvářením modelu jsem musel zvážit, jaký typ modelu, z hlediska zvoleného druhu elementů bude vhodné vytvářet. Zatímco objemové elementy přímo tvoří trojrozměrnou část modelu s odpovídajícími vlastnostmi, plošné elementy jsou určeny jako nekonečně tenké a třetí rozměr je nutné jim dodat pomocí parametru. Z hlediska výpočtového času, potřebného na vyřešení dané MKP úlohy, je vhodnější varianta modelu tvořeného plošnými elementy. Při návrhu brzdové konzoly jsem tuto variantu zvolil. Pro kompletní sestavu jsem volil raději objemový model především z důvodu menšího rozdílu mezi skutečným (objemovým) a výpočtovým modelem. Při transformaci skutečného modelu na plošný, pomocí střednic tloušťky plechu, je nezbytné doplnit chybějící prostor tak aby na sebe jednotlivé plochy přímo přicházeli do kontaktu. Jelikož je rám symetrický podle dvou hlavních rovin (podélné a příčné), bylo možné použít zjednodušený model a řešit tak pouze čtvrtinu rámu. Některé zatěžující stavy zahrnují bohužel nesymetrické rozložení sil. Proto jsem pro tyto případy musel pracovat s polovičním modelem.

4.1.2 Geometrické parametry modelu

Při volbě konkrétních rozměrů konstrukce tohoto rámu jsem vycházel ze zadaných a normovaných hodnot rozměrů geometrie pro tento typ podvozku jakými jsou např.: rozchod, rozvor dvojkolí, průměr kol, vzdálenost kluznic, výška otočného čepu nad temenem kolejnic a dalších. Prováděl jsem měření rozměrů jednotlivých dílů a tloušťek plechů na 3D modelu Y27 který mi poskytli za účelem vypracování této diplomové práce v Legios Louny a.s. Pokusil jsem se konstrukci co možná nejvíce zoptimalizovat z hlediska hmotnosti. Při tom jsem se chtěl vyvarovat přechodům z jedné tloušťky plechu do druhé mezi jednotlivými díly, abych minimalizoval vrubové účinky na konstrukci. Velikou část pozornosti jsem věnoval přímému napojení horní pásnice hlavního příčnicku na horní pásnici hlavního podélníku. Stávající řešení má horní pásnici hlavního příčnicku napojenou kolmo na stojinu hlavního podélníku. Abych mohl tuto úpravu provést, a přitom zachovat hlavní připojovací rozměry, musel jsem zásadně upravit tvar hlavního podélníku. Střední část jsem snížil o 84 mm, ale výšku profilu, 323 mm, jsem v této části zachoval. Tím pádem jsem musel nutně zvýšit profil hlavního příčnicku na koncích, v místech napojení na hlavní podélník. Zvýšení stojin hlavního podélníku mi umožnilo snížit jejich tloušťku. Poměrně velké tloušťky plechů jsem použil na brzdové konzoly z důvodu povahy zatížení a dostatečné tuhosti jejich konstrukce aby nedošlo k jejich nežádoucímu rozkmitu při brzdění. Brzdové konzoly jsou jednostranně vetknuté nosníky s působištěm maximální síly o velikosti 45,8 kN na volném konci nosníku. Vzdálenost vetknutí hlavního příčnicku a působištěm maximální síly je 511mm. Během životnosti podvozku je tato konzola výrazně dynamicky namáhána cyklickým zatížením od proměnné

brzdné síly. V závislosti na směru jízdy podvozku jsou brzdové konzoly po jedné straně hlavního příčnicku zatěžovány brzdovou silou směrem vzhůru a na druhé straně opačným směrem dolů. Toto zatížení se přenáší i do hlavního příčnicku, který tak namáhá na krut. Další zatěžující silou brzdových konzol je hmotnost brzdové jednotky cca. 90 kg. Jedná se tedy pouze o statické zatížení.

Zvolené a původní tloušťky plechů jednotlivých částí rámu jsou zobrazeny v tabulkách 4.1 až 4.4.

Hlavní příčník

Díl	Zvolená tloušťka plechu [mm]	Původní tloušťka plechu [mm]
Horní pásnice	12	14
Dolní pásnice	14	16
Stojiny	10	12
Výztuhy příčnicku	12	12

Tabulka 4.1

Hlavní podélník

Díl	Zvolená tloušťka plechu [mm]	Původní tloušťka plechu [mm]
Horní pásnice	12	12
Dolní pásnice	14	14
Stojiny	10	10
Výztuhy podélníku	12	10

Tabulka 4.2

Brzdová konzola

Díl	Zvolená tloušťka plechu [mm]	Původní tloušťka plechu [mm]
Horní pásnice	12	8
Dolní pásnice	12	8
Stojiny	10	6

Tabulka 4.3

Středový díl brzdové konzoly

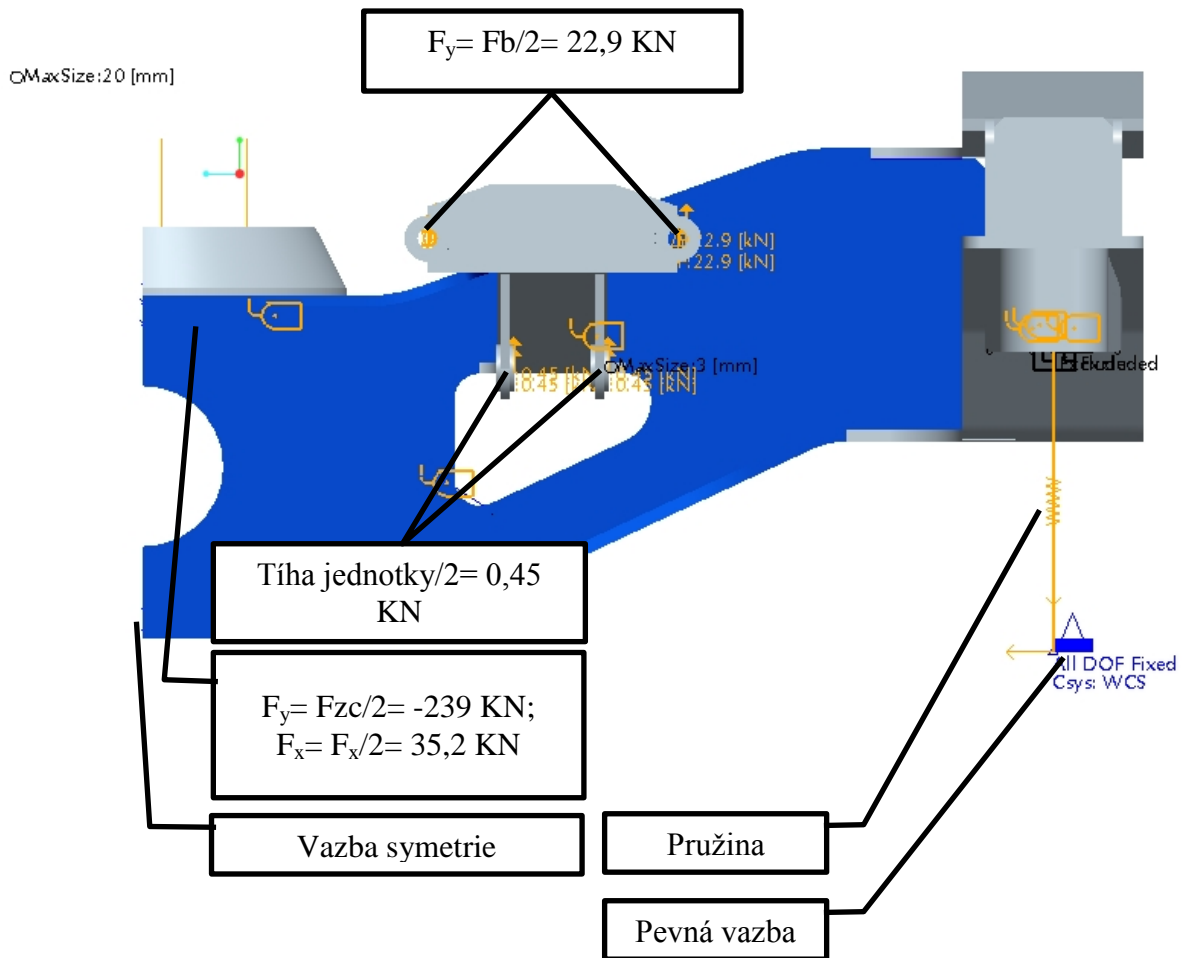
Díl	Zvolená tloušťka plechu [mm]
Dolní pásnice	12
Stojiny	10

Tabulka 4.4

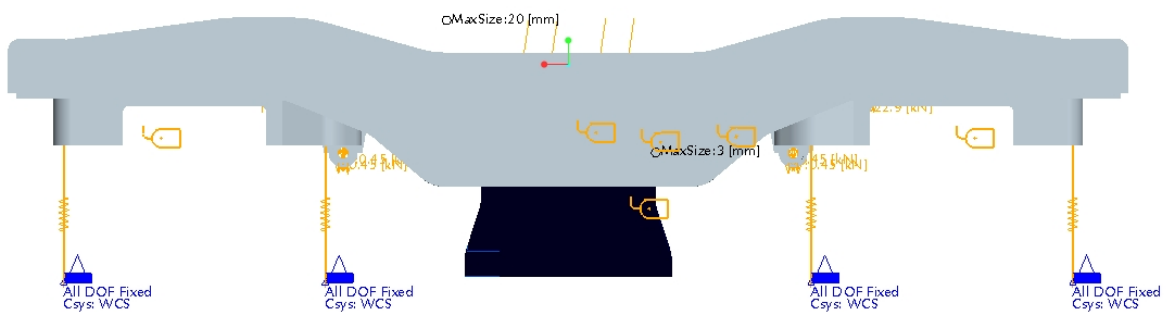
4.1.3 Síly a uchycení rámu

Síly jsem do výpočtového modelu vnášel dle tabulky zatěžujících stavů a dle schématu působících sil viz obrázek 3.1. S ohledem na zjednodušení modelu na poloviční, použitím vazby symetrie, jsem i zatěžující síly působící na kulovou tornu zadal s poloviční hodnotou. Odlévané díly torny a rozsoch jsem tvarově zjednodušil vynecháním mnoha detailů z důvodu jednoduššího výpočtu. Bylo nutné stanovit vhodný způsob vazby rámu. V provozních podmínkách je rám uložen na primárních pružinách s danou tuhostí, které mu umožňují jisté pružné deformace ve všech směrech. Použitím obyčejné tuhé vazby bez možnosti jakéhokoliv posunutí proto není možné dosáhnout výsledků odpovídajícím skutečnému chování. Použil jsem proto uchycení rámu pomocí pružin o požadované délce s definovanou hodnotou osově a příčné tuhosti. Těmito pružinami jsem pospojoval body mezi rámem podvozku a body v prostoru pod rámem ve vzdálenosti 330 mm s definovanou vazbou odebírající všechny

stupně volnosti. Body náležící rámu jsem provázal s dosedacími plochami pomocí nekonečně tuhých 1D prvků (rigid linků). Zátěžný stav představující propad koleje lze simulovat předpětím v dané pružině.



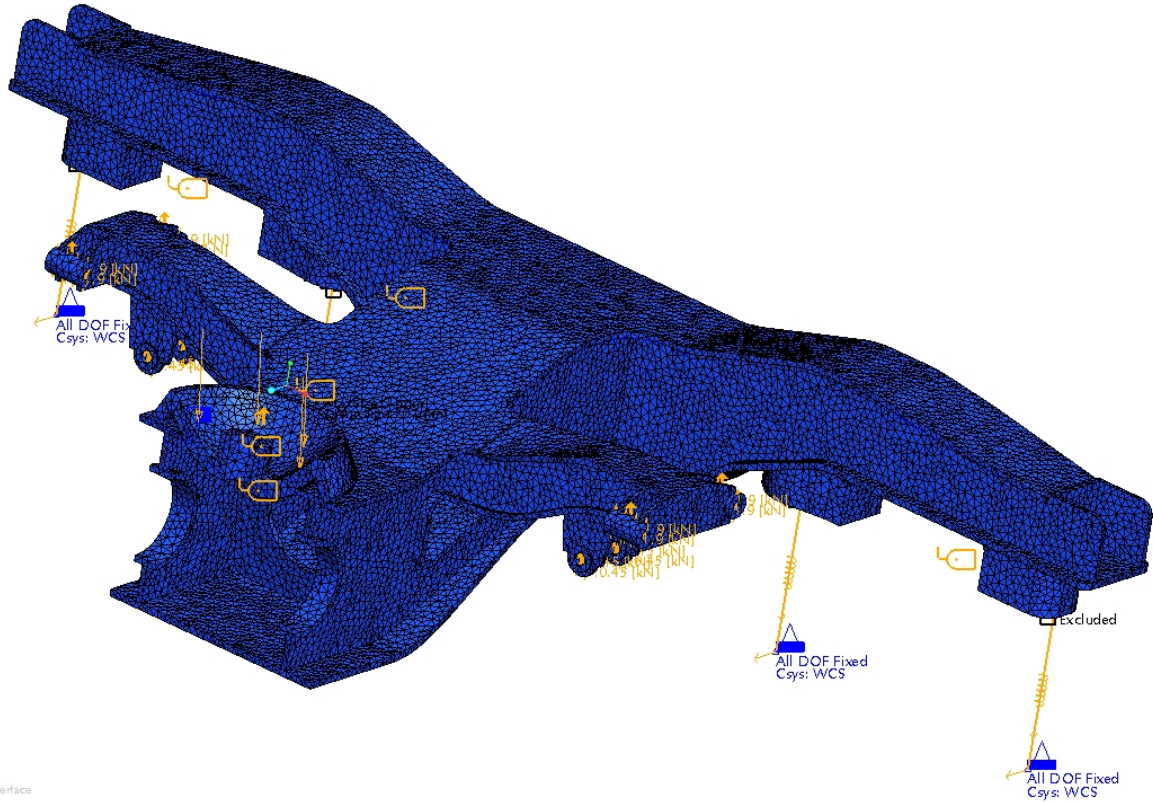
Obrázek 4.1 Okrajové podmínky výpočtu



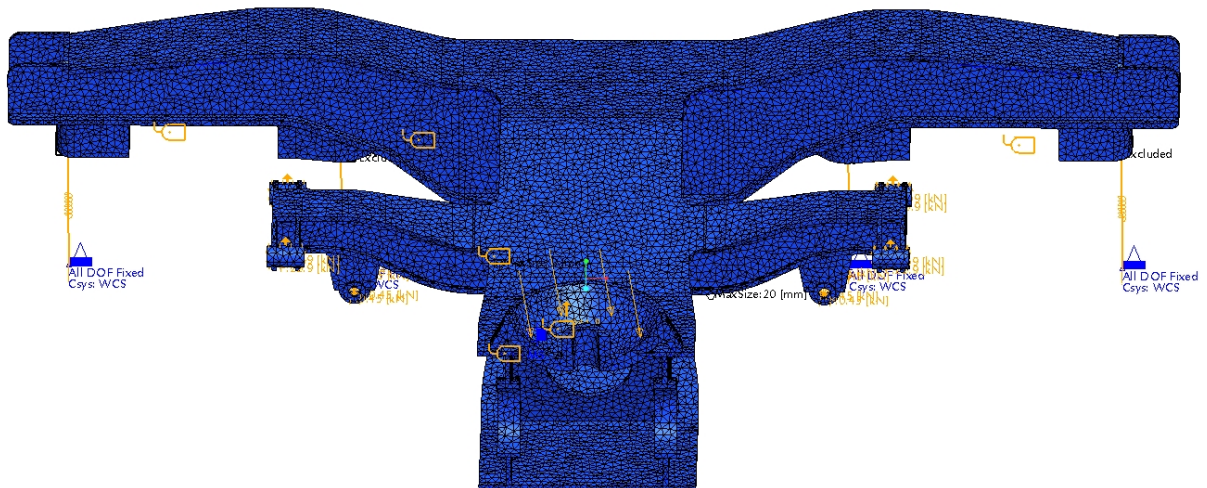
Obrázek 4.2 Zobrazení vazby rámu prostřednictvím pružin

4.1.4 Vytvořená síť

Kvalita a hustota sítě má značný vliv na výsledky MKP analýzy. Rozložení elementů ve výpočtovém se v programu Pro/Engineer WF5 generuje automaticky. Lze ji však v případě potřeby vhodně modifikovat pomocí zmíněných nástrojů pro úpravu sítě. Velice při tom záleží na zkušenostech výpočtáře.



Obrázek 4.3 Vytvořená síť



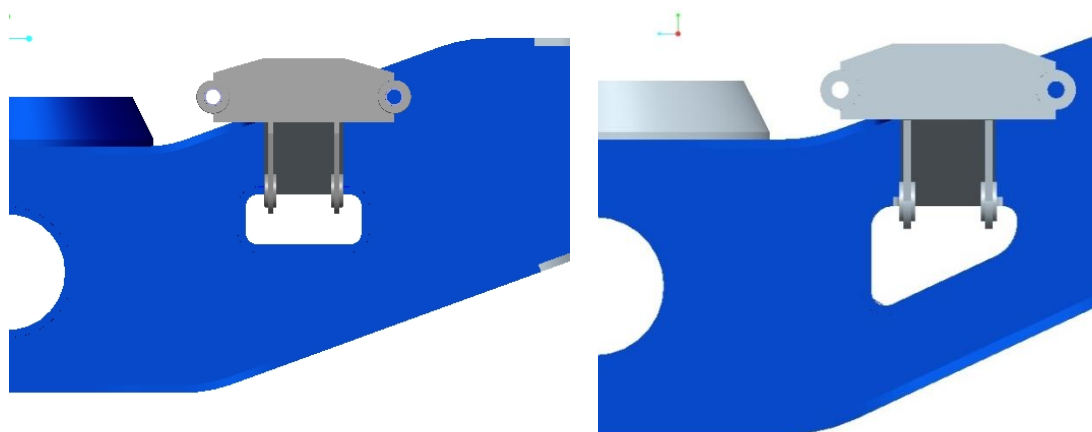
Obrázek 4.4 Vytvořená síť

Parametry vytvořené sítě:

Typ použitých elementů.....	objemové tetragonální elementy
Celkový počet elementů.....	152231
Celkový počet nodů.....	46682
Maximální velikost elementů.....	20 mm
Maximální velikost elementů-lokální zahuštění č.1.....	3 mm
Maximální velikost elementů-lokální zahuštění č.2.....	5 mm

4.1.5 Optimalizace navržené geometrie

Návrh nového podvozku je spojen s mnoha konstrukčními úpravami drobných detailů konstrukce. Vycházel jsem vždy z výsledků statické FEM analýzy, ze kterých jsem odhaloval slabá místa, která jsem následně upravoval. Tyto úpravy se týkaly nejen změn v geometrii, ale také v lokálních úpravách sítě elementů. V programu Pro/Engineer WF5 lze vytvářet objemové či plošné regiony a na nich definovat odlišnou hustotu sítě od okolní. Další nástroje umožňují definovat rozložení uzlových bodů po křivce, nebo určit pevný bod či přímku, na které se budou generovat uzlové body. Po úpravách jsem provedl analýzu znovu a porovnával přínos dané změny. V některých případech drobné úpravy nestačily k dosažení optimálních výsledků a tak bylo nutné přistoupit k radikálnějších změnám, například dodání výztuhy do profilu, nebo změnit příslušnou tloušťku plechu. Největší zásahy do stávající geometrie byly provedeny na hlavním příčniku v oblasti napojení brzdové konzoly. Spodní pásnice brzdové konzoly zde přechází do otvoru v hlavním příčniku. Dalším místem optimalizace bylo napojení hlavního příčniku, respektive jeho stojin do stěny hlavního podélníku a jeho spodní pásnice. Zde se stýkají tři na sebe kolmé plechy a vytvářejí tak ostrý vrub. Proto se uvnitř profilu hlavního podélníku kumulovalo napětí převyšující mez kluzu materiálu a bylo nutné toto místo zoptimalizovat. Vytvořil jsem zde nejprve objemové regiony pro lokální zjemnění sítě, posléze jsem měnil geometrii ubráním materiálu na spodním rohu stojiny hlavního příčniku. Ve výsledku bylo nezbytné dodat výztuhu napříč profilem hlavního podélníku.

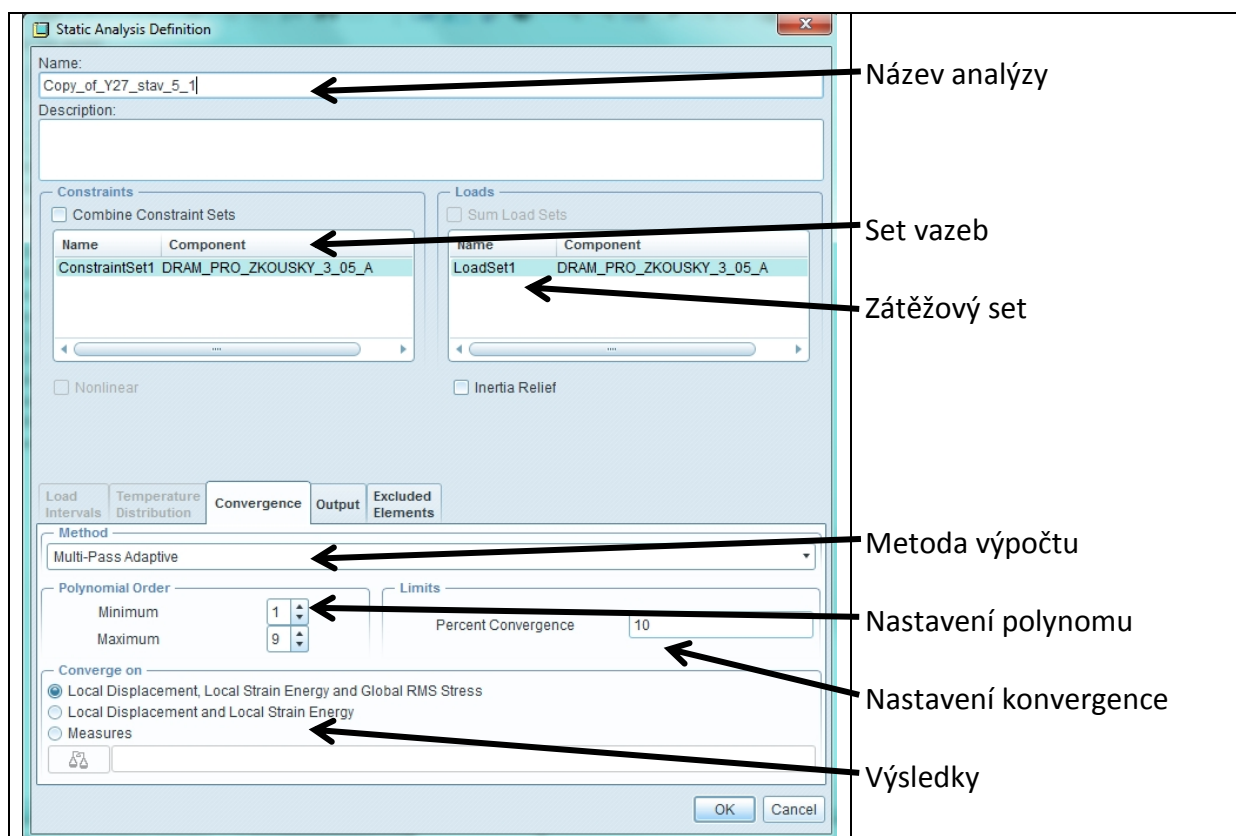


Obrázek 4.5 Optimalizace tvaru otvoru v příčniku (optimalizovaná varianta vpravo)

4.1.6 Parametry statické analýzy

Výpočtové analýzy v prostředí programu Pro/Engineer WF5, Pro/MECHANICA jsou založeny na adaptivní metodě konečných prvků tzv. P metodě. Tato MKP metoda porovnává při výpočtu v uzlech vypočtené hodnoty (deformace, energie napjatosti apod.) při postupném zvyšování řádu polynomů. Tyto hodnoty jsou vždy porovnávány s předchozím iteračním krokem, dokud není dosaženo předepsané přesnosti konvergence. To se opakuje do té doby než je splněna počáteční podmínka konvergence (vyjádřená v procentech), nebo dokud není dosaženo maximálního možného stupně polynomu (lze zadat maximálně 9. Stupeň). Pokud není dosaženo požadované konvergence a výpočet přesto dosáhne posledního (devátého) stupně polynomu, program na tuto skutečnost upozorní. V takovém případě je vhodné upravit model, síť, nebo okrajové podmínky výpočtu a analýzu spustit znovu.

Program nabízí 3 typy výpočtových metod s ohledem na výpočtový čas a požadovanou přesnost výpočtu. Quick Check je rychlá nástřelová metoda výpočtu bez možnosti nastavit stupeň polynomu a procento konvergence. Je přednastaven 3. stupeň polynomu. U této metody se neprovádí kontrola konvergence. Single-Pass Adaptive je výpočet, který proběhne ve dvou iteracích. V prvním kroku je nastavena hodnota stupně polynomu 3, ve druhém kroku stupeň polynomu max. 9. Poslední metoda se využívá pro nejpřesnější výsledky. Multi-Pass Adaptive, – výpočet proběhne v několika krocích, přičemž v každém kroku se zvyšuje stupeň polynomu (do maximální zadané hodnoty) dokud není dosažena nastavená procentuální hodnota konvergence [6]



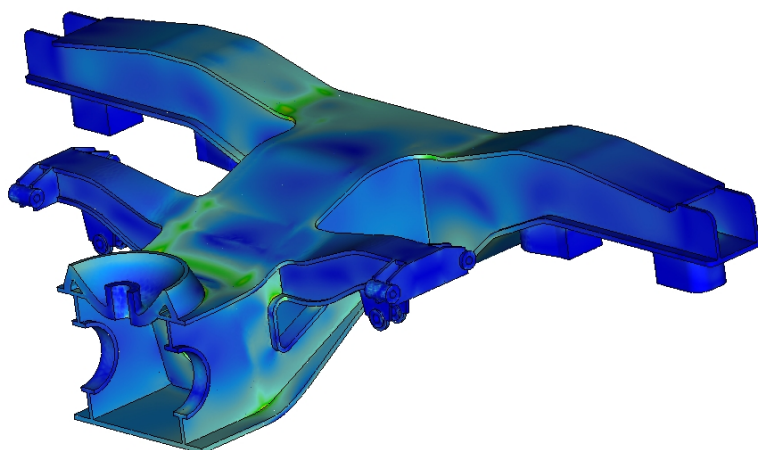
Obrázek 4.6 Nastavení statické analýzy v prostředí Pro/MECHANICA

4.2 Zpracování výsledků z MKP analýzy

Následující výsledky reprezentují statickou analýzu zatížení navržené konstrukce rámu mimořádným zatížením podle stavu číslo 5 (viz tabulka mimořádného zatížení 3.1). Tento zatěžující stav plně prověřuje konstrukční návrh brzdové konzoly, jejího připojení na hlavní příčník. Cílem této diplomové práce nebylo ověření celého rámu pevnostním výpočtem, ale jen vybraného dílu (brzdové konzoly). Ta je však navržena jako kompaktní součást hlavního příčníku a proto ji nelze kontrolovat odděleně. Tento mimořádný zatěžující stav do jisté míry umožňuje rámcové posouzení konstrukce rámu jako celku a proto zde zmíním i stěžejní místa na rámu mimo oblast ovlivněnou zatížením brzdové konzoly.

4.2.1 Výsledky redukováného napětí dle HMH – celkové pohledy na poloviční výpočtový model

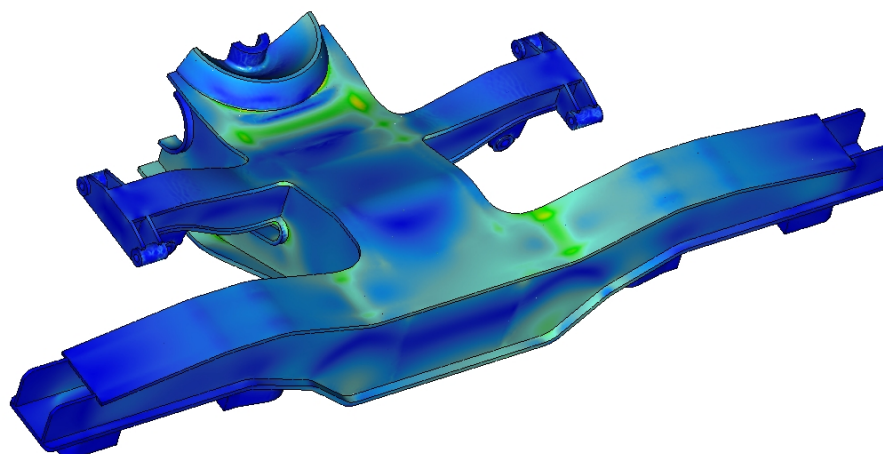
Stress von Mises (WCS)
(MPa)
Loadset:LoadSet1 : DRAM_PRO_ZKOUSKY_3_05_A



Obrázek 4.7 Pohled 1. Rozložení redukováného napětí v rámu dle hypotézy HMH [MPa].

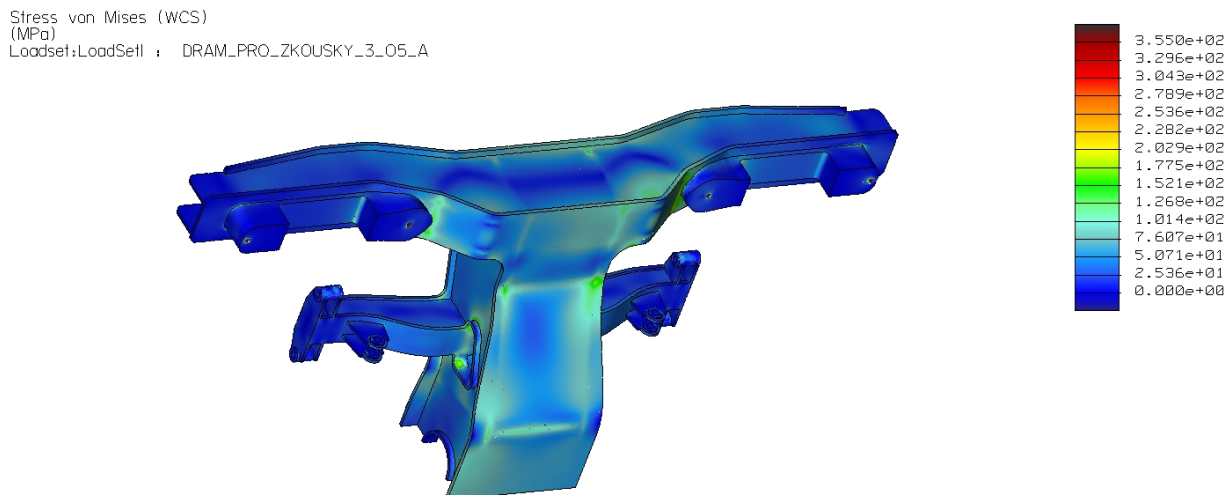
Legenda zobrazení nastavena na rozsah od 0 do 355 [MPa]

Stress von Mises (WCS)
(MPa)
Loadset:LoadSet1 : DRAM_PRO_ZKOUSKY_3_05_A



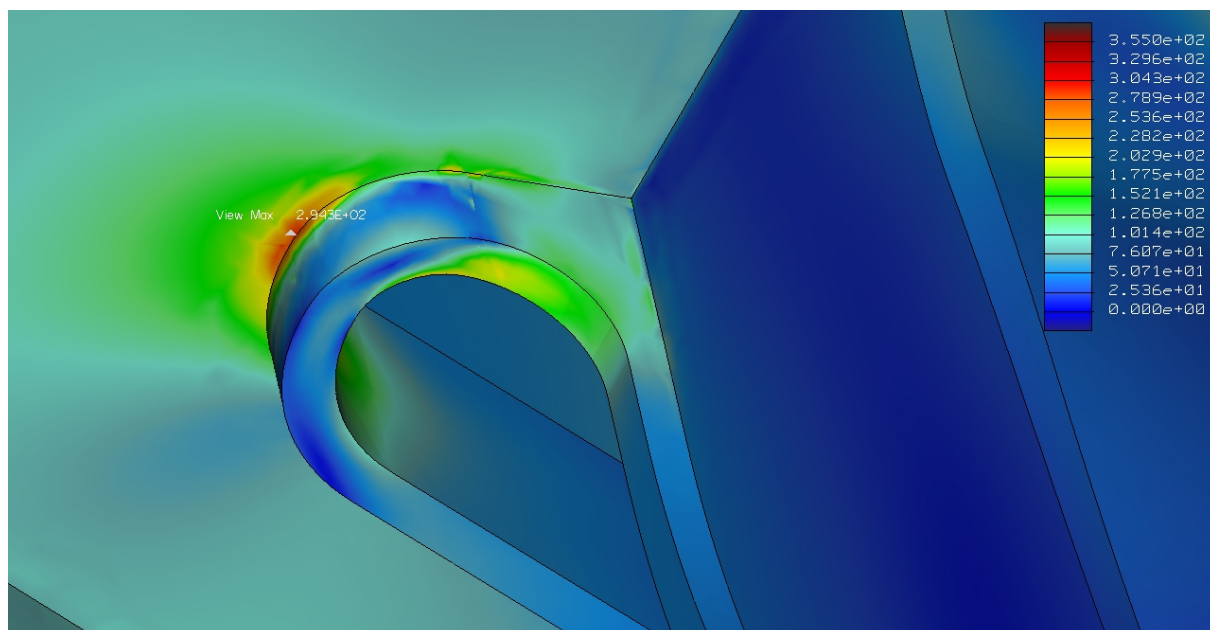
Obrázek 4.8 Pohled 2. Rozložení redukováného napětí v rámu dle hypotézy HMH [MPa].

Legenda zobrazení nastavena na rozsah od 0 do 355 [MPa]



Obrázek 4.9 Pohled 3. Rozložení redukovaného napětí v rámu dle hypotézy HMM [MPa].
Legenda zobrazení nastavena na rozsah od 0 do 355 [MPa]

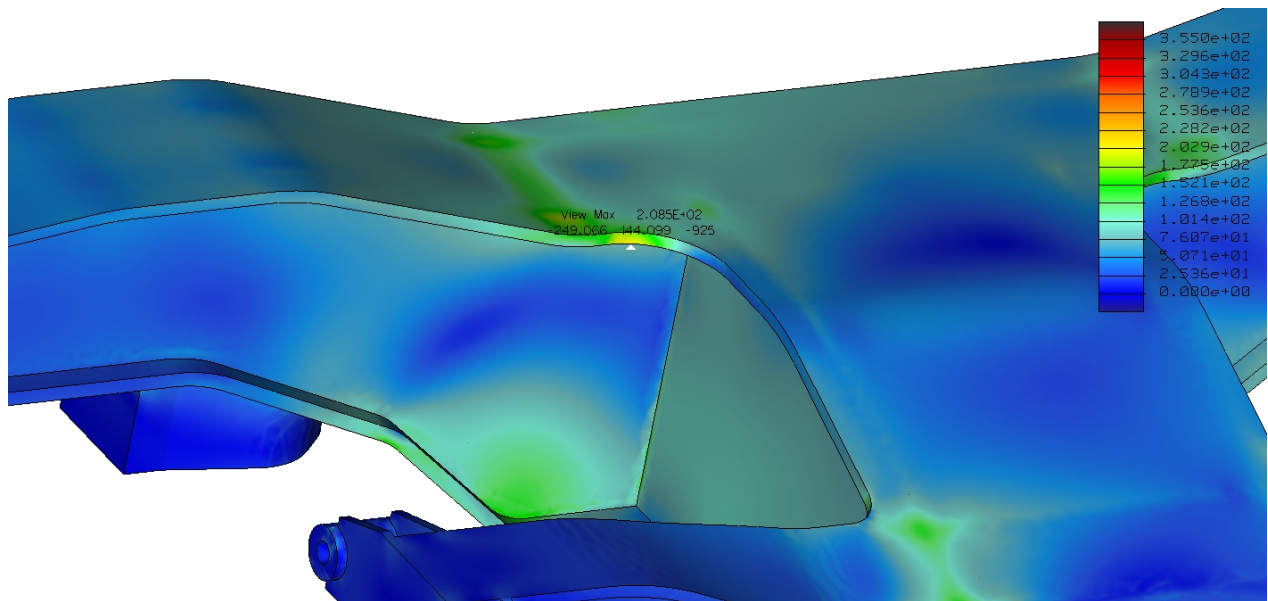
4.2.2 Výsledky redukovaného napětí dle HMM – detailní pohledy



Obrázek 4.10 Detail namáhaného místa s maximální hodnotou redukovaného napětí napětí cca 294 MPa.

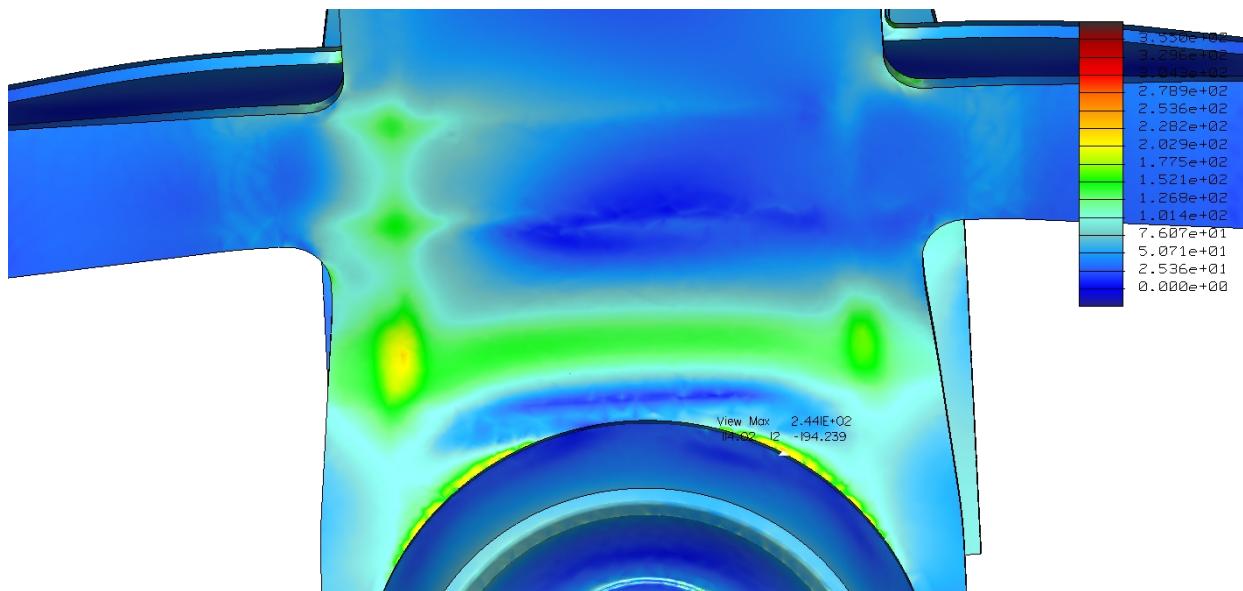
Na obrázku číslo 4.10 je zobrazeno místo napojení spodní pásnice brzdové konzoly na olemování otvoru v hlavním příčniku. Tvar tohoto napojení, radiusy, velikost otvoru a jeho tvar mají zásadní vliv na rozložení napětí v této oblasti. Tento detail byl předmětem postupné optimalizace.

Přesto je zde dosaženo velmi vysokého napětí vlivem vrubového účinku modelového napojení lemujícího plechu a stojiny hlavního příčniku. Jedná se o maximální napětí celého modelu.



Obrázek 4.11 Detail namáhaného místa s maximální hodnotou redukovaného napětí napětí cca 209 MPa.

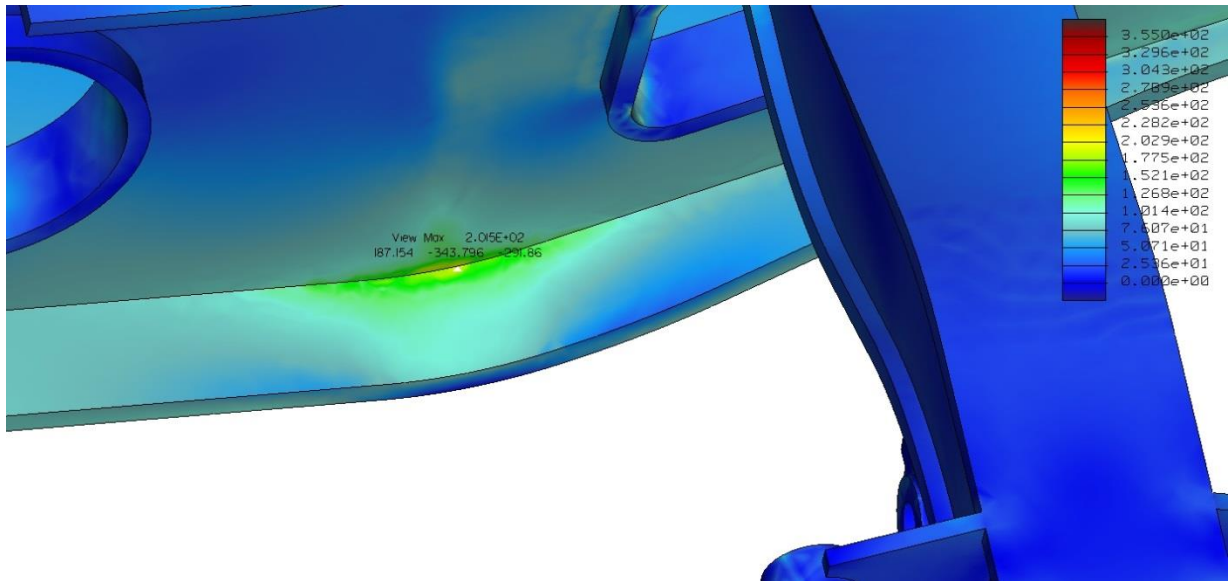
Na obrázku číslo 4.11 je zobrazen detail oblasti rádiusu, napojení horních pásnic příčnicku a podélníku. Tato zvýrazněná hodnota napětí 209 MPa je dána místní koncentrací napětí na ostré hraně rádiusu o poloměru 100 mm. Velikost napětí je zřejmě ještě posílena velmi blízkým ohybem horní pásnice podélníku, kde se také koncentruje větší napětí.



Obrázek 4.12 Detail namáhaného místa s maximální hodnotou redukovaného napětí napětí cca 244 MPa.

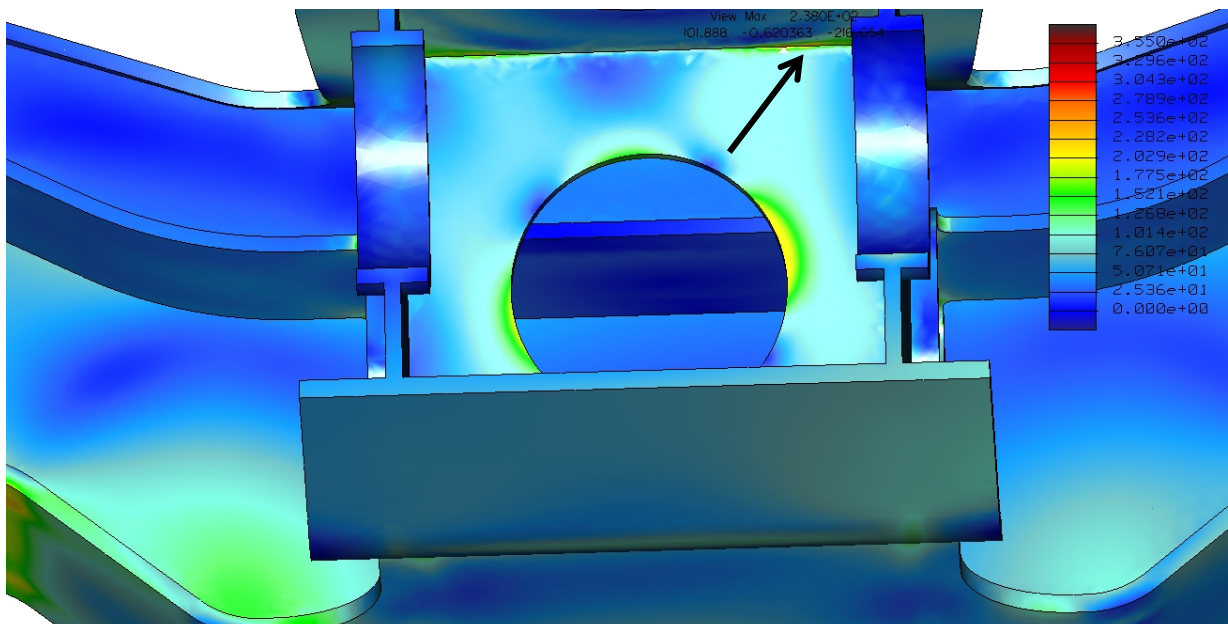
Na obrázku číslo 4.12 je zobrazen detail oblasti připojení kulové torny na příčnick. Jedná se zřejmě o špičku napětí ve vrubové oblasti přechodu kulové torny do horní pásnice příčnicku. Tato vysoká hodnota napětí se však vyskytuje na velice malé ploše podél vrubové hrany. Ve

vzdálenosti cca 1-2 mm rapidně klesá na přípustné hodnoty. Jedná se o tlakové namáhání, a tudíž nehrozí větší nebezpečí.



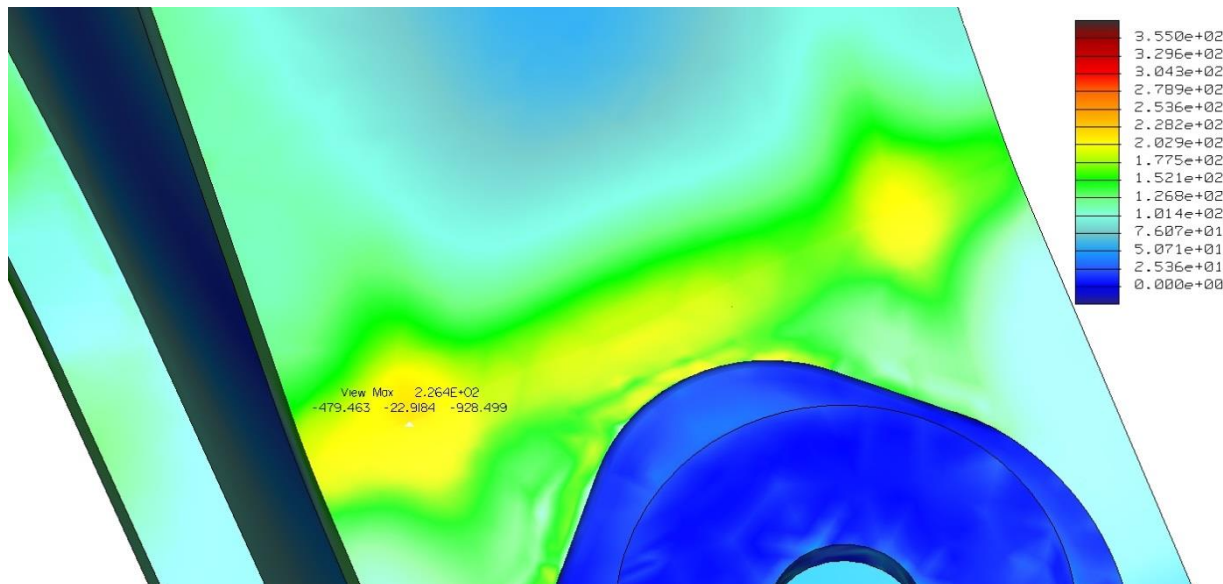
Obrázek 4.13 Detail namáhaného místa s maximální hodnotou redukovaného napětí napětí cca 202 MPa.

Na obrázku číslo 4.13 je zobrazen detail oblasti rádiusu, napojení stojiny a spodní pásnice příčnicku. Maximální hodnota napětí je 202 MPa. Tato špička napětí je způsobena ostrým kolmým přechodem mezi stojinou a spodní pásnicí. Z druhé strany stojiny je navíc šikmá výztuha, která do této oblasti vnáší další zatížení.



Obrázek 4.14 Detail namáhaného místa s maximální hodnotou redukovaného napětí napětí cca 238 MPa

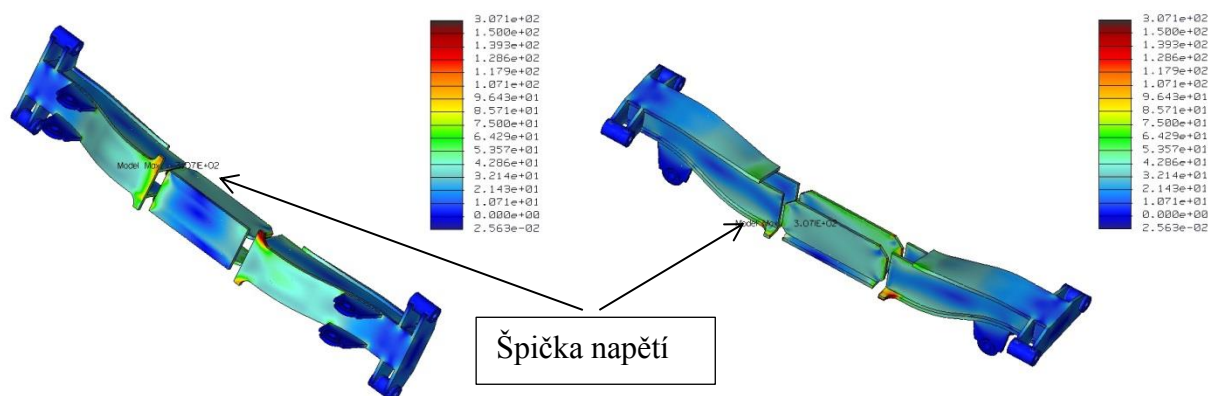
Na obrázku číslo 4.14 je zobrazen detail oblasti napojení výztuhy hlavního příčnicku do horní pásnice příčnicku pod kulovou tornou. Jedná se zde převážně o napětí v tlaku, tudíž nepředstavuje pro konstrukci větší nebezpečí.



Obrázek 4.15 Detail namáhaného místa s maximální hodnotou redukovaného napětí napětí cca 226 MPa

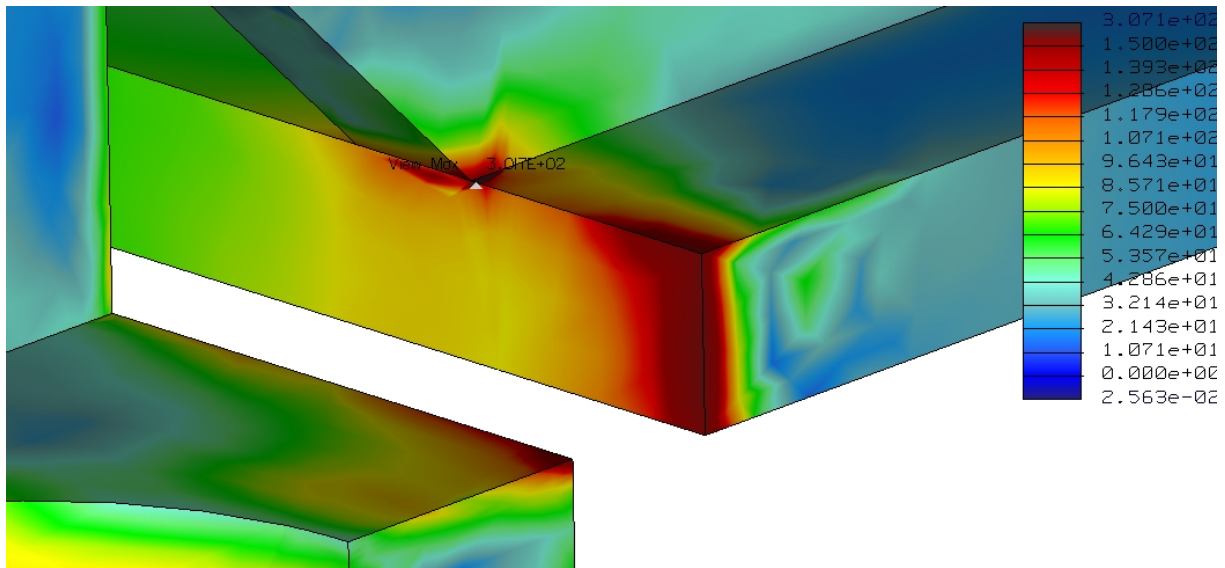
Na obrázku číslo 4.15 je zobrazen detail z oblasti konce podélníku. Největší napětí 226 MPa je zde v oblasti ohybu spodní pásnice hlavního podélníku. Nedaleko od tohoto ohybu se nachází přivařený odlitek rozsochy.

4.2.3 Výsledky redukovaného napětí dle HMM – brzdová konzola

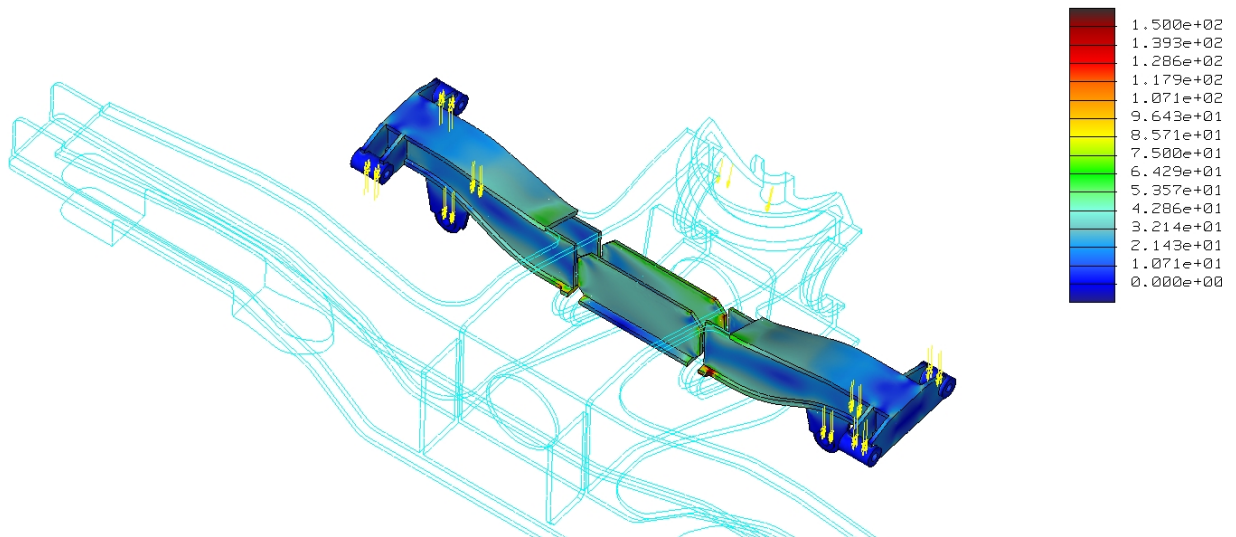


Obrázek 4.16 Samostatná konzola s vnitřní výztuhou. Maximální napětí 307 MPa

Na obrázku číslo 4.16 je zobrazena pro názornost izolovaná konzola s vnitřní výztuhou od zbytku rámu. Pro lepší znázornění průběhu napětí jsem snížil úroveň zobrazení maximálního napětí v legendě na 150 MPa. Špička napětí o hodnotě 307 MPa vznikla nejspíše vinou hůře rozložených elementů v těsném okolí velice ostrého bodového vrubu ve styku třech plátů najednou. Na následujícím obrázku 4.17 je zobrazen detail tohoto vrubu.



Obrázek 4.17 Detail místa s bodovou špičkou napětí



Obrázek 4.18 Brzdová konzola s vnitřní výtuhou se zobrazeným zatížením.

Z obrázku 4.19 je patrné, proč je napětí na jednotlivých konzolách odlišné. Vlivem opačného smyslu působení brzdových sil dochází po jedné straně k tahovému a po druhé straně k tlakovému namáhání.

5 Závěr

Úkolem této práce bylo navrhnout konstrukci podvozku nákladního vozu Y27 vybaveného kotoučovou brzdou s konstrukční rychlostí do 120 km/hod a hmotností na nápravu 22,5 t.

V úvodní kapitole jsem zpracoval rešerši na téma současných podvozků pro nákladní vozy. V další kapitole jsem provedl vlastní konstrukční návrh podvozku včetně stanovení zatížení pro následnou pevnostní analýzu. Dále jsem vytvořil návrh čtyř variant provedení brzdové konzoly. Nejvhodnější variantu jsem detailně vypracoval a ověřil pevnostním výpočtem MKP. Následně jsem zpracoval výrobní výkres a výkres sestavy celého rámu.

6 Seznam použité literatury

- [1] **13749, ČSN EN.** *Railway applications-Methods of specifying structural requirements of bogie frames.* Brusel : European committee for standardisation, 2005.
- [2] **2006/861/ES.** *Rozhodnutí komise z 28. června 2006 o technické specifikaci pro interoperabilitu subsystému "Kolejová vozidla - nákladní vozy" transevropského konvenčního železničního subsystému.* Brusel : Komise evropských společenství, 2006.
- [3] **Dostál, J Heller, P.** *Kolejová vozidla II.* V Plzni : Západočeská univerzita, 2009.
- [4] **544-1, UIC.** *Brakes - Braking power.* Paris : International Union of Railways, 2004.
- [5] **Beran.J.** *Pevnostní analýza rámu podvozku železničního vozu.* Pardubice : Univerzita Pardubice, 2011.
- [6] **Hynek, M.** *KKS/ICB SYSTÉM PRO/MECHANICA.* Plzeň : ZČU v Plzni, 2012.
- [7] **Dostál, J Heller, P.** *Kolejová vozidla III.* Plzeň : ZČU, 2011.
- [8] **Dostál, J Heller, P.** *Kolejová vozidla I.* Plzeň : ZČU, 2007.
- [9] **LATA, M.** *Konstrukce kolejových vozidel II.* Pardubice : Univerzita Pardubice, 2004.

7 Seznam příloh

1. Výrobní výkres brzdové konzoly
2. Výkres sestavy rámu podvozku Y27D